

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**ESTIMACIÓN DE LA VIDA ÚTIL DEL EJE DE ACCIONAMIENTO DE
UNA TRITURADORA DE IMPACTO DE EJE HORIZONTAL A
TRAVÉS DEL ANÁLISIS DE FALLA POR FATIGA**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

VILLALOBOS QUISPE, OSMER

ASESOR

Msc. Ing. VERA LÁZARO, ALEJANDRO SEGUNDO

Chiclayo, 15 de marzo del 2019

DEDICATORIA

A Dios, por darnos la vida y la salud
de cada día.

A mis padres, por su constante apoyo para
poder lograr mis objetivos

A los amigos, por los buenos momentos
pasados durante la universidad

AGRADECIMIENTO

Al término de esta etapa de mi vida, quiero expresar un profundo agradecimiento a quienes con su ayuda y comprensión me ayudaron a lograr esta realidad.

En primer lugar, quiero agradecer, a mi asesor el Ing. Alejandro Vera Lázaro, por sus consejos y sobre todo por brindarme el apoyo durante el desarrollo de esta tesis.

A los profesores de la escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por las enseñanzas compartidas en el transcurso de mi formación académica.

A mis padres Fortunato y Juana, por todo el apoyo brindado durante todos estos años, para poder alcanzar este objetivo tan anhelado.

RESUMEN

Uno de los elementos más importantes de las maquinas trituradoras industriales que existen, son los ejes. Una falla de estos elementos, involucra un elevado costo, no solo por el costo del elemento en sí mismo, sino también, porque al fallar dicho elemento, puede parar toda una línea de producción por varias horas e incluso hasta días y en trabajos como operación de procesos industriales, dichas paradas no programadas representan grandes pérdidas económicas.

La presente tesis tiene como objetivo, estimar la vida útil del eje de accionamiento de una trituradora de impacto por medio del análisis de falla por fatiga ante la presencia de una fisura. Se pretende calcular las tensiones y la vida a fatiga a las que está sometido el eje, donde se acompaña los métodos analíticos con el estudio a través del software solidworks simulation, basado en el método de los elementos finitos (MEF).

Por lo tanto, este proyecto consta de dos partes; en la primera parte tiene a estudiar las características de funcionamiento del eje al soportar una determinada carga, para lo cual se realiza un estudio analítico utilizando el método de Gerber. En segundo lugar, se realiza el estudio de falla a fatiga con solidworks para comparar los resultados que se obtienen con los conseguidos en el estudio analítico, en donde se puede comprobar la fiabilidad de los resultados. Finalmente se determina que la vida útil del eje es de 64.36×10^8 ciclos.

Palabras clave: Ejes, falla por fatiga, método de Gerber.

ABSTRACT

One of the most important elements of the industrial crushing machines that exist are the axis. A failure of these elements, involves an elevated cost, not only for the cost of the element itself, but also, because the failure of that element, can stop a whole production line for several hours and even up to days and in jobs as industrial process operations, such unscheduled stops represent large economic losses.

The objective of this thesis is to estimate the useful life of the drive axis of an impact crusher by means of fatigue failure analysis in the presence of a fissure. It is intended to calculate the stresses and fatigue life to which the axis is subjected, where the analytical methods are accompanied by the study through solidworks simulation software, based on the finite element method (FEM).

Therefore, this project consists of two parts; in the first part, it has to study the operating characteristics of the axis when supporting a certain load, for which an analytical study is carried out using the Gerber method. Secondly, the study of fatigue failure with solidworks is carried out to compare the results obtained with those obtained in the analytical study, where the reliability of the results can be verified. Finally, it is determined that the useful life of the axis is 64.36×10^8 cycles.

Keywords: Axis, fatigue failure, Gerber method.

ÍNDICE CONTENIDO

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT	V
ÍNDICE DE CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	X
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO DE REFERENCIA DEL PROBLEMA	3
2.1.Situación Problemática	3
2.2.Antecedentes	4
2.3. Objetivos.....	7
2.3.1. Objetivo general	7
2.3.2. Objetivos específicos	7
2.4.Esquema metodológico para estimar la vida útil del eje de accionamiento	8
III. CONCEPTOS GENERALES	9
3.1.Diagrama de cuerpo libre	9
3.2. Fuerza cortante y momentos flexionante en vigas	9
3.3. Esfuerzo	9
3.4. Flexión.....	11
3.5. Torsión.....	11
3.6. Concentración de esfuerzos	11
3.7. Teoría de fallas.....	11
3.8 Fatiga	12
3.9. Método de fatiga - vida	14
3.9.1.Esfuerzo - vida.....	14
3.9.2. Deformación - vida	15
3.9.3. Fractura lineal - elástica	16
3.10. Límite de resistencia a la fatiga.....	16
3.11. Factores que modifican el límite de la Resistencia a la fatiga	18
3.11.1. Factor de superficie	19

3.11.2. Factor de tamaño	20
3.11.3. Factor de confiabilidad	21
3.11.4 Factor de temperatura	21
3.11.5. Factor de efectos varios	22
3.11.6. Factor de carga	22
3.12. Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca	22
3.13. Caracterización de los esfuerzos fluctuantes	25
3.14. Criterios de falla por fatiga ante cargas variables	26
3.14.1. Criterio de Gerber	29
3.14.2. Criterio de Goodman.....	29
3.14.3. Criterio de Soderberg.....	30
3.15. Línea de carga	30
3.16. Resistencia a la fatiga	32
IV. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	34
4.1. Descripción de la máquina	34
4.2. Diagrama de flujo del proceso	37
4.3. Diagrama funcional de bloques	39
4.4. Condiciones de operación	40
4.5. Análisis de modo de falla	41
4.6. Condiciones actuales de mantenimiento	42
4.7. Diagrama de causa efecto.....	42
V. ANÁLISIS DE FALLA POR FATIGA MEDIANTE EL MÉTODO ANALÍTICO	44
5.1. Descripción del eje de accionamiento	45
5.2. Calculo de cargas y esfuerzos	46
5.2.1. Disco lateral	46
5.2.2 Placa Central	47
5.2.3. Barras de impacto	47
5.2.4. Eje de sujeción de barras.....	48
5.2.5. Torque producido en el eje de accionamiento	48
5.2.6. Torque resistivo inercial de la masa rodante	49
5.2.7. Torque total eje motriz	50

5.2.8. Cargas verticales actuantes en el eje motriz	50
5.2.9. Carga de impacto de la trituradora	50
5.2.10. Carga total	50
5.2.11. Polea	50
5.2.12. Carga tangencial de la polea	51
5.2.13. Carga radial polea	51
5.3. Diagrama de momento flector en eje motriz	51
5.3.1. Cálculo de reacciones y momentos YZ	52
5.3.1.1. Diagrama de fuerza cortante YZ	54
5.3.1.2. Diagrama del momento flector YZ	54
5.3.2. Calculo de reacciones y momentos XZ	55
5.3.2.1 Diagrama de fuerza cortante XZ	57
5.3.2.2. Diagrama del momento flector XZ	58
5.3.3. Sección de máxima tensión.....	58
5.4. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	59
5.4.1. Límite de resistencia a la fatiga	60
5.4.2. Factor de modificación de condición superficial	60
5.4.3. Factor de modificación de tamaño	60
5.4.4. Factor de modificación de carga	60
5.4.5 Factor de modificación de temperatura	61
5.4.6. Límite de resistencia a la fatiga	61
5.4.7. Concentración de esfuerzos.....	61
5.4.8. Esfuerzos fluctuantes	62
5.4.9. Resistencia a la fatiga	63
5.4.10. Factor de seguridad	63
5.4.11. Diagrama de Gerber.....	64
VI. ANÁLISIS DE SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS DEL EJE DE ACCIONAMIENTO DE UNA TRITURADORA DE IMPACTO	67
6.1. Descripción del eje de accionamiento	67
6.2. Análisis Estático.....	67
6.2.1 Propiedades del material	67
6.2.2. Cargas	68

6.2.3. Sujeciones.....	69
6.2.4. Información de malla.	70
6.2.5. Distribución de Tensiones	72
6.2.6. Desplazamiento.....	73
6.2.7. Factor de seguridad	74
6.3. Análisis de fatiga	74
6.3.1. Daño acumulado	75
6.3.2. Influencia sobre la vida total	75
6.3.3. Factor de carga	76
6.3.4. Trazado de indicador de biaxialidad	77
6.3.5 Curva S-N.....	77
VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS	79
VIII. CONCLUSIONES	81
IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
X. ANEXOS.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 01: A) Diagrama de cuerpo libre de una viga. B) Resultante de fuerza cortante y momento flexionante	9
Figura N° 02: A) Esfuerzo tridimensional. B) Esfuerzo bidimensional	10
Figura N° 03: Falla por fatiga en un perno. El punto A es la raíz de la falla, el punto B es la propagación, y el punto C es la fractura rápida.....	13
Figura N°04: Dimensiones estándares de una probeta para ensayo de fatiga.....	14
Figura N° 05: Diagrama S-N	15
Figura N° 06: Gráfica límite de resistencia a la fatiga Vs. Resistencia a la tensión.....	17
Figura N° 07: Factores de modificación de superficie para el acero.....	19
Figura N° 08: Dispersión de los datos experimentales del límite a la fatiga de un material	21
Figura N° 09: Eje redondo con filete en el hombro en flexión.....	24
Figura N° 10: Eje redondo con filete en el hombro en torsión	24
Figura N° 11: Diferentes patrones de carga.....	26
Figura N° 12: Diagrama de Goodman modificado	27
Figura N° 13: Diagrama de fallas en las regiones de tensión y compresión.....	27
Figura N° 14: Diagrama de fatiga maestro con las cuatro componentes de esfuerzo	28
Figura N° 15: Diagrama con criterios de falla	29
Figura N° 16: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.....	31
Figura N° 17: : Fracción de resistencia a la fatiga f	33
Figura N° 18: a) Trituradora de impacto de eje horizontal. b) Vista Lateral de la trituradora	34
Figura N° 19: Sistema interno de trituradora.....	35
Figura N° 20: Motor de accionamiento de la trituradora	36
Figura N° 21: Muestra desgaste de Martillos	37
Figura N° 22: Diagrama de flujo	38
Figura N° 23: Diagrama funcional de Bloques.....	39
Figura N° 24: Fallas en el eje de accionamiento	42
Figura N° 25: Fallas de Placas y discos	43
Figura N° 26: Fallas de Barras de Impacto	43
Figura N° 27: Eje de accionamiento de la trituradora.....	44

Figura N° 28: Dibujo del eje de accionamiento de la trituradora donde se dan todas las dimensiones en milímetros	46
Figura N° 29: Dibujo del disco lateral presenta un $V=0.01598 \text{ m}^3$	46
Figura N° 30: Dibujo de placa central, presenta un $V=0.01613 \text{ m}^3$	47
Figura N° 31: Barra de impacto, presenta un $V=0.001995 \text{ m}^3$	47
Figura N° 32: Eje de Barras, presenta un $V=0.00124 \text{ m}^3$	48
Figura N° 33: Torque resistivo de las fuerzas de impacto	49
Figura N° 34: Distribución de fuerzas en el eje de la trituradora.	51
Figura N° 35: Diagrama de fuerza cortante yz.	54
Figura N° 36: Diagrama de momento flector yz.....	55
Figura N° 37: Diagrama de fuerza cortante xz	57
Figura N° 38: Diagrama de momento flector yz.....	58
Figura N° 39: Secciones críticas	59
Figura N° 40: Diagrama de fatiga, dibujado para Gerber, Langer y la línea de carga.....	66
Figura N° 41: Eje de accionamiento modelizado en Solidworks	67
Figura N° 42: Ventana definición sujeción tipo rodamiento	70
Figura N° 43: Sujeción de rodamientos del eje de accionamiento en Solidworks	70
Figura N° 44: Mallado de eje de accionamiento - Ansys Solidworks.....	71
Figura N° 45: Distribución de la tensión de Von Misses.....	72
Figura N° 46: detalle de la tensión de Von Misses.....	73
Figura N° 47: Distribución de desplazamientos del eje de accionamiento	73
Figura N° 48: Trazado de factor de carga para el eje de accionamiento.....	74
Figura N° 49: Daño acumulado en el eje de accionamiento	75
Figura N° 50: vida total del eje de accionamiento	76
Figura N° 51: Trazado de factor de carga para el eje de accionamiento.....	76
Figura N° 52: Indicador de biaxialidad para el eje de accionamiento.....	77
Figura N° 53: Curva S-N.....	78

I. INTRODUCCIÓN.

Actualmente, y durante muchas décadas, las máquinas rotativas han sido fundamentales para el desarrollo de la mayoría de industrias: construcción, textil, petroquímica, alimentos, etc. Sin embargo, debido a las condiciones de operación y el tiempo de desgaste, estas máquinas están propensas a sufrir fallas mecánicas y/o eléctricas.

Las industrias cementera y minera no son ajenas a esta realidad. Una de las etapas cruciales para ellas es la trituración o molienda; en las que se emplean máquinas trituradoras y molinos rotatorios, de diferentes tipos. Según el Instituto Nacional de Estadística e Informática (2019) el sector construcción en Perú creció 5.42% en el año 2018, impulsado principalmente por el aumento de consumo interno de cemento en un 4.04%.

Las trituradoras durante su vida útil presentan fallas mecánicas como son: el desequilibrio de elementos rotativos, desalineación en acoplamientos, engranajes desgastados, rodamientos deteriorados. Estos problemas se deben, por lo general, a fuerzas que cambian de dirección o de intensidad que pueden llegar a ocasionar la fatiga. Estas fuerzas son debidas al movimiento rotativo de las piezas de la máquina.

Un análisis de fallas permite determinar un diagnóstico de la condición mecánica integral de los componentes de una máquina (ejes, pernos, rodamientos, engranes, etc.), detectando oportunamente las causas que lo ocasionan. En la máquina existen fricciones entre sus componentes internas y con la materia prima, desgastando sus superficies de contacto. Esto implica el aumento de los esfuerzos, las tensiones, pérdidas de energía, además de ruidos molestos en el ambiente laboral.

Una falla imprevista representa pérdidas económicas, debido a incumplimiento en compromisos comerciales, gastos por mantenimiento correctivo, tiempos prolongados de paradas de planta, mano de obra, etc.

En este proyecto de investigación se ha centrado el estudio en las fallas a fatiga en un eje de una trituradora de impacto perteneciente a la empresa Cementos Pacasmayo. Durante su vida

útil se pueden producir diferentes defectos bajo las cargas de servicio, que pueden llegar a provocar un fallo de grandes magnitudes. De este modo, la integridad estructural de los ejes se debe analizar a partir del diseño de tolerancia al daño, asumiendo que en el desempeño de su servicio pueden formarse grietas y éstas deben ser detectadas antes de que alcancen su tamaño crítico.

II. MARCO DE REFERENCIA DEL PROBLEMA.

2.1.Situación Problemática.

El eje es uno de los elementos más importantes para la industria, utilizado en las más diversas aplicaciones como turbinas, bombas, motores, trituradoras, etc. Sin embargo, uno de los factores por los que se ven afectados, es debido a los esfuerzos por fatiga.

Los elementos mecánicos cuando son puestos en funcionamiento bajo condiciones de cargas variables, repetidas a cierta frecuencia y durante un largo tiempo se fracturan a tensiones muy inferiores al límite de rotura del material si la carga fuera estática. Según la estadística, al menos 8 de cada 10 fallas en piezas mecánicas que trabajan bajo este tipo de cargas están vinculados a los fenómenos de fatiga, según Gondar y Rodríguez (2007)

La fatiga es el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones, por consiguiente, estas fallas generan problemas en las aplicaciones donde se encuentran este tipo de ejes. Por lo general, una falla por fatiga es visiblemente similar a la fractura frágil, debido a que las superficies de la fractura son planas; sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática.

Por medio de estudios realizados a lo largo de los años, se han desarrollado una gran cantidad de técnicas de ensayo para el estudio de la fatiga en diferentes materiales, tanto de ensayos no destructivos, donde el material de estudio es sometido a pruebas bajo ciertas condiciones de funcionamiento sin la necesidad de ser reemplazado posteriormente a los ensayos; y como destructivos, donde el material a ensayar es llevado hasta la fractura para el análisis detallado de su comportamiento bajo cargas repetidas (Gondar y Rodríguez, 2007)

2.2. Antecedentes

Internacional

Montiel (2017) en su trabajo de fin de grado realizado en la Universidad de Sevilla analiza un eje con ajuste a presión para estimar su vida útil bajo funcionamiento a fatiga. En primer lugar, se obtienen las tensiones producidas, para lo cual se desarrollan cálculos analíticos y una modelación mediante la técnica de Elementos Finitos con el software ANSYS. Todo esto dentro de un análisis en 2D. El análisis del ajuste y de la flexión del eje mediante la aplicación de una fuerza sí se realiza en un entorno 3D. Para la estimación del número de ciclos hasta la falla, se utiliza el criterio de fatiga multiaxial. Como resultados, se obtuvieron la relación entre el número de ciclos, las fuerzas aplicadas y el área crítica dentro de la zona de contacto. El análisis abarcó experimentos variando el ajuste, variando el ciclo de carga y sin el ajuste.

Mera (2014) en su proyecto de fin de carrera analiza un eje de un tren de carga. Calcula las tensiones, la vida a fatiga y el factor de intensidad de tensiones. Utiliza tanto el software Abaqus para el desarrollo de un modelo bajo el método de Elementos Finitos Extendidos para el análisis estático, como el software Fe-Safe para el análisis de fatiga. Como conclusiones, se ha demostrado que el programa Fe-Safe tiene un nivel de precisión menor en cuanto a la estimación de la vida de una pieza mecánica. Sin embargo, el modelo creado tanto en este software como en Abaqus, es muy aceptable.

Polanco (2011) en su tesis para optar por el grado de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Escuela Superior Politécnica del Litoral tuvo como objetivo principal la construcción de un banco de pruebas experimentales de fatiga con la finalidad de que los estudiantes amplíen su conocimiento en el área de la mecánica de fracturas, específicamente en cuanto al rendimiento de los metales en condiciones de fatiga, un área particularmente poco estudiada dentro de los laboratorios. Para su investigación utiliza el método esfuerzo-vida, donde construye un diagrama de Wöhler que refleja los esfuerzos últimos según la cantidad de ciclos de trabajo hasta la rotura; y, además, utiliza el método Maenning para el procesamiento de los resultados de los ensayos. El acero con el que desarrolla la máquina de ensayos es el AISI-SAE 1018. De los resultados de su trabajo concluye que mientras menores sean los esfuerzos aplicados, la probabilidad de predecir la rotura disminuye.

También concluye que la vida a fatiga se incrementa conforme el esfuerzo aplicado se reduce, es decir, hay una relación inversamente proporcional entre la resistencia a la fatiga (S_f) y el número de ciclos hasta la rotura (N).

Cavaliere, Luengo, y Cardona (2011) en su trabajo de investigación utilizan una máquina de ensayos ultrasónica con una frecuencia de operación de 20 kHz para realizar un análisis a fatiga a elevada temperatura en componentes mecánicos de acero austenítico. La experimentación estuvo soportada por cálculos analíticos y numéricos (Método de Elementos Finitos). Como conclusiones, obtuvieron que a una temperatura de 700°C hay una continua disminución en cuanto a la respuesta tensión vs. número de ciclos.

Nacional

Díaz (2017) en su trabajo de investigación para obtener el título de Ingeniero Mecánico analiza 9 casos de ejes correspondientes a diferentes máquinas industriales: bombas, reductores, turbo-compresor, sistema de izaje, trituradora, faja transportadora, entre otros, para determinar el origen de sus fallas. Los métodos utilizados son: la inspección visual, el análisis químico, el ensayo de dureza y la metalografía. Como conclusión se destaca que la principal causa de falla en ejes es la fatiga, siendo el 89% de los casos causados por fractura por flexión flexo-rotativa y el 11% por fatiga por contacto. Comprueba también que la fatiga provoca que los ejes fallen en un tiempo menor comparado al tiempo para el que fueron diseñados, y que los concentradores de esfuerzos son muy importantes para los análisis de falla.

Vega (2013) para su proyecto de titulación realiza una recolección de datos históricos sobre las actividades de mantenimiento correctivo en una bomba KSB de 800 HP de la empresa Minera Administradora Cerro S.A.C., cuyos pernos han fallado con una alta frecuencia. Las pruebas realizadas en una muestra de los pernos reemplazados son inspección visual, ensayos de dureza, metalografía y análisis químico. Vega concluyó que la causa de la falla es la fatiga y que los pernos utilizados no corresponden al tipo de perno que debía usarse.

García (2009) en su tesis utiliza el método de Elementos Finitos dentro del software Solidworks (módulo Cosmos) para analizar la falla por fatiga en ejes. Desarrolla un capítulo entero solamente para el diseño de ejes a fatiga y, si bien es cierto realiza cálculos analíticos,

su investigación la orienta principalmente al uso de la herramienta computacional mencionada, detallando de manera extensa los modelos que pueden emplearse. Analiza específicamente el caso del eje de un generador eléctrico de la ciudad de Sullana (Piura). Se comprueba que el método EF es la mejor alternativa de análisis cuando se tiene un campo de esfuerzos variables que implica un fenómeno dinámico en una estructura. Cálculos basados en la teoría de Von Mises determinan resultados con baja precisión en casos de ejes con esfuerzos multiaxiales, esfuerzos medios nulos y cargas no sincronizadas.

2.3. Objetivos.

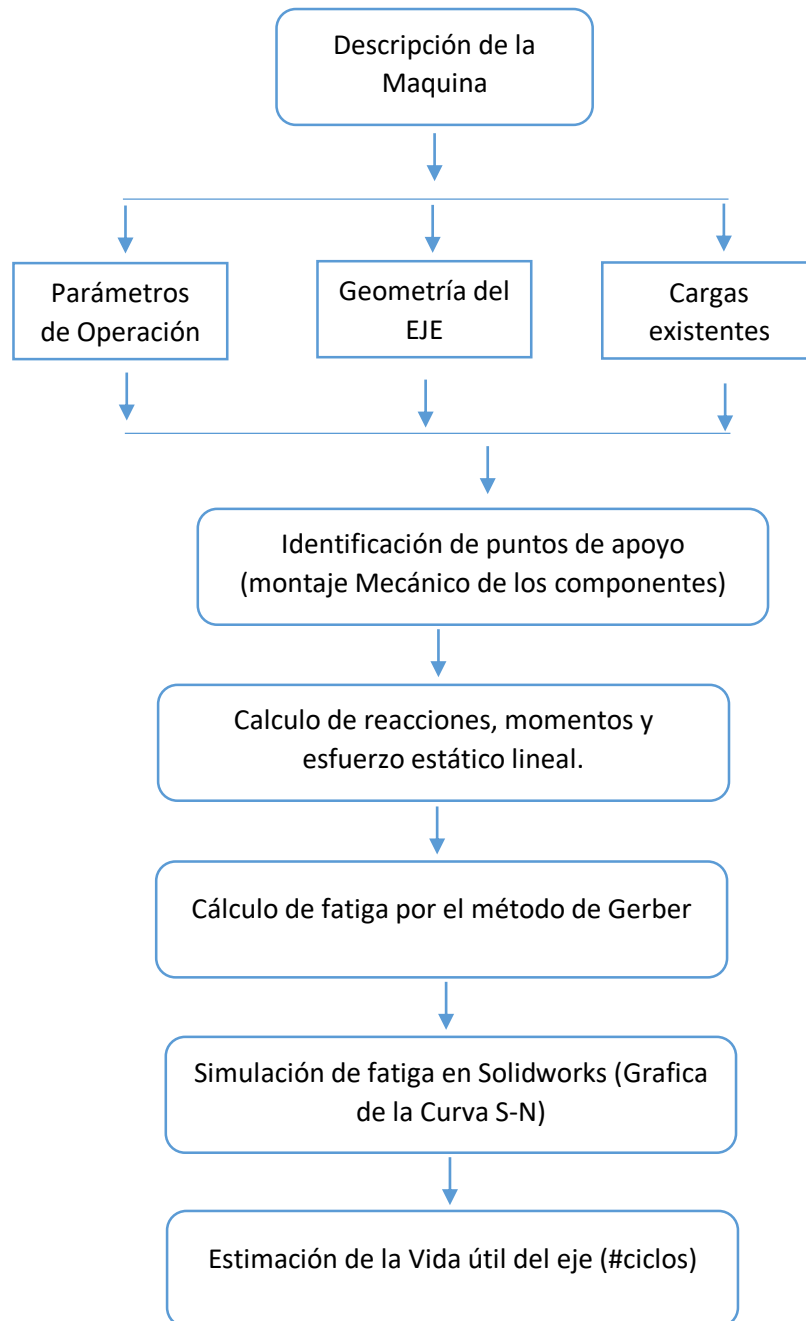
2.3.1. Objetivo general.

Estimar la vida útil del eje de accionamiento de una trituradora de impacto de eje horizontal a través del análisis de falla por fatiga.

2.3.2. Objetivos específicos.

- ✓ Diagnosticar las características de trabajo actuales en la trituradora de impacto de eje horizontal.
- ✓ Analizar las fallas por fatiga del eje de accionamiento de la trituradora de impacto, a través del método analítico y solidworks simulation.
- ✓ Determinar el ciclo vida del eje de accionamiento por medio del análisis de fallas por fatiga.

2.4. Esquema metodológico para estimar la vida útil del eje de accionamiento.



III. CONCEPTOS GENERALES.

3.1. Diagrama de cuerpo libre.

Es un método bastante lógico que permite descomponer ciertos elementos que conforman una estructura o sistema para poder analizar sus fuerzas y momentos (sentido, dirección y magnitud) por separado (Budynas & Keith, 2008). Se basa en la Ley de Acción y Reacción de Newton para mantener el equilibrio estático de cada elemento estudiado.

3.2. Fuerza cortante y momentos flexionante en vigas.

La fuerza cortante es la sumatoria de las fuerzas que se ejercen en la dirección perpendicular al eje de una viga y que garantizan el equilibrio de ese elemento al analizar su diagrama de cuerpo libre, dado un corte imaginario. Por su parte, el momento flexionante resulta también de la suma de los momentos producidos por las fuerzas sobre un punto determinado de la viga (Budynas & Keith, 2008). Comúnmente a la fuerza cortante se la representa con la letra V y al momento flexionante con la letra M . En la Figura N° 01 se da un ejemplo de diagrama de cuerpo libre de una viga con tres fuerzas externas y sus dos reacciones respectivas en sus puntos de apoyo. En dicho ejemplo, se hace un corte imaginario a la mitad y se observa tanto la fuerza cortante como el momento flexionante.

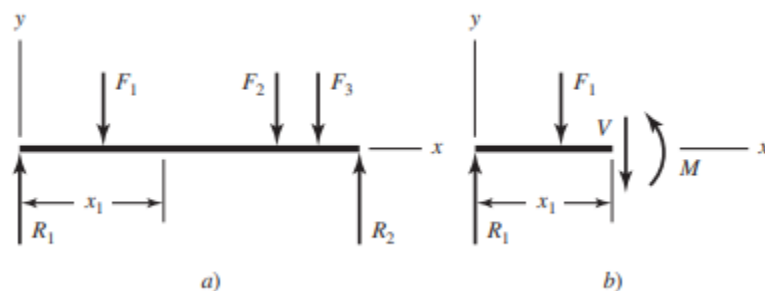


Figura N° 01. A) Diagrama de cuerpo libre de una viga. B) Resultante de fuerza cortante y momento flexionante. (Budynas & Keith, 2008).

3.3. Esfuerzo.

Es la distribución de una fuerza sobre todo el área de la superficie transversal de una viga. Cuando la fuerza tiene dirección normal a la superficie se le llama esfuerzo normal, y cuando tiene dirección tangencial se le llama esfuerzo cortante tangencial (Budynas & Keith, 2008). Si el esfuerzo normal tiene un sentido saliente de la superficie, se trata de un esfuerzo de

tensión; y si tiene un sentido entrante a la superficie, se dice que es un esfuerzo de compresión. Convencionalmente al esfuerzo normal se le representa con la letra σ y al esfuerzo cortante con la letra τ . En la Figura N° 02 se muestra cómo se representan en el espacio y en el plano.

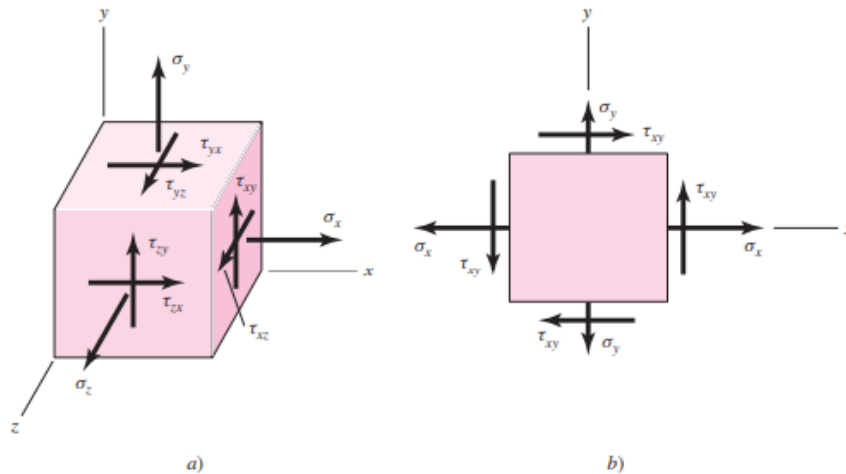


Figura N° 02. A) Esfuerzo tridimensional. B) Esfuerzo bidimensional (Budynas & Keith, 2008).

Asimismo, matemáticamente los esfuerzos se definen de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\tau = \frac{F_T}{A} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde F_N y F_T son las fuerzas normal y tangencial, respectivamente, y A es el área de la superficie.

El esfuerzo normal también puede relacionarse con la deformación unitaria elástica ϵ con la Ley de Hooke mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde E es el módulo de Young o, también llamado, módulo de elasticidad (Budynas & Keith, 2008).

3.4. Flexión

Es el esfuerzo producido por un momento flexionante, generado por una fuerza a una determinada distancia de un punto, y cuyo vector es perpendicular a la barra o viga (Budynas & Keith, 2008).

3.5. Torsión

Es el fenómeno por el cual se somete sobre una barra o viga, un momento cuyo vector tenga su misma dirección, produciendo también un esfuerzo cortante (Budynas & Keith, 2008).

3.6. Concentración de esfuerzos

Es el área, dentro de un elemento de una máquina, donde se intensifica la acción de los esfuerzos (por tensión, compresión, flexión o torsión), debido a una discontinuidad en la geometría (Budynas & Keith, 2008).

3.7. Teoría de fallas

Los elementos de una máquina pueden dejar de funcionar de manera óptima por diversas razones: deformación permanente, agrietamiento, fractura, fatiga, corrosión, etc. Hoy en día existen una variedad de ensayos mecánicos que ayudan a determinar con cierta precisión el origen de la falla de un elemento, pero hay que tener en cuenta que no dejan de ser sólo hipótesis. Los ensayos se realizan dependiendo si el material del elemento se considera dúctil o frágil, y los más utilizados son (Budynas & Keith, 2008):

Para material dúctil:

- a) Esfuerzo cortante máximo
- b) Energía de distorsión
- c) Mohr Coulomb dúctil

Para material frágil:

- a) Esfuerzo normal máximo
- b) Mohr Coulomb frágil
- c) Mohr modificada

3.8. Fatiga

El primer registro que se tiene sobre el problema de fatiga es en el siglo XIX gracias a Rankine, quien observó que los ejes de los carros de un ferrocarril fallaron poco tiempo después de ponerlos en operación. En 1839, Poncelet usó por primera vez el concepto de “fatiga”, para definir a las fallas por cargas variables (Vanegas, 2018).

Los diversos componentes de las máquinas suelen fallar debido a la aplicación de esfuerzos cíclicos, los cuales se repiten una gran cantidad de veces. Varios estudios realizados sobre el tema revelan que los esfuerzos máximos reales fueron menores que la resistencia última del material y, en ocasiones, son incluso menores que la resistencia a la fluencia. A este tipo de falla se le conoce como falla por fatiga. Cuando los elementos mecánicos se rompen o sufren alguna fisura estáticamente, por lo general se ven afectados por una deflexión muy grande, debido a que superó el límite elástico. De esta manera, la falla puede preverse y la pieza mecánica puede ser reemplazada antes de que ocurra la fractura. Muy por el contrario, una falla por fatiga no puede ser anticipada, sino que ocurre de forma repentina y total, haciéndola muy peligrosa. Como el tema de la falla estática ha sido ampliamente estudiado, el diseño de máquinas bajo este concepto es relativamente simple.

La apariencia de la falla por fatiga es similar a la fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con la ausencia de adelgazamientos. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y se puede observar el desarrollo de tres etapas. La etapa 1 es la aparición de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de una propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del punto de inicio. En la mayoría de casos, las grietas de la etapa I no pueden verse con facilidad. Posteriormente, se produce la etapa II donde las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Por lo general, las mesetas son suaves y normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión. Estas superficies pueden tener marcas oscuras y claras conocidas como marcas de playa, o marcas de concha, como se aprecia en la figura (Budynas & Keith, 2008).

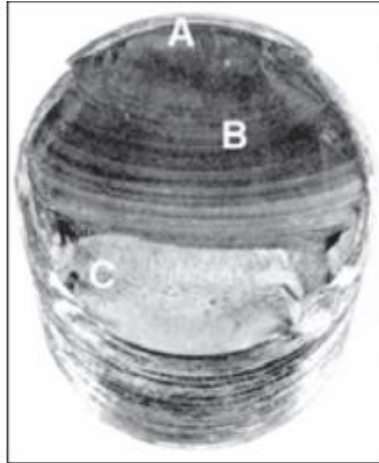


Figura N° 03. Falla por fatiga en un perno. El punto A es la raíz de la falla, el punto B es la propagación, y el punto C es la fractura rápida.

Durante el ciclo de cargas, las grietas se abren y cierran también a cierta frecuencia, produciéndose un rozamiento entre sí, y la aparición de las marcas de playa dependen de las alteraciones en la intensidad de la frecuencia de carga y la naturaleza corrosiva del ambiente. La etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura repentina y rápida. Una fractura en la etapa III puede ser frágil, dúctil o un efecto combinado de los dos. Con mucha frecuencia las marcas de playa, si existen, y los patrones posibles de fractura llamados líneas chevron, se direccionan hacia los orígenes de las grietas iniciales (Budynas & Keith, 2008).

Córdova y Loayza (2010) definen así las fases de los fallos por fatiga:

Iniciación: comienza cuando una o más grietas se desarrollan en el material. Si bien es cierto, estas grietas pueden aparecer en cualquier punto del material, por lo general lo hacen alrededor de alguna fuente de concentración de tensión y en la superficie exterior.

Estas grietas se producen por diversas razones, ya sea por imperfecciones en la estructura microscópica del material, por ralladuras, o por picaduras causadas por las herramientas de fabricación.

Propagación: generalmente estas grietas se forman por efecto de las cargas. En su gran mayoría, las grietas son finas y de difícil detección, indistintamente si se encuentran cerca a producir la rotura de una pieza.

Rotura: por efecto de la propagación, la pieza continúa deteriorándose a medida que la grieta va creciendo. De esta forma, la pieza resulta tan reducida que es imposible resistir la carga estática, terminando por producirse de esta forma, una rotura por fatiga

3.9. Métodos de fatiga-vida

Para el diseño mecánico es muy importante saber predecir en qué momento puede fallar un componente de máquina cargado en forma cíclica. Los tres métodos más importantes para diseñar, a partir de un análisis de la relación fatiga-vida son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Con estos métodos se intenta predecir la vida del elemento mecánico en número de ciclos hasta la falla, N , para un nivel específico de carga. Por lo general, los elementos se clasifican según el tiempo de vida que tienen hasta la fatiga en: bajo ciclaje, cuando tienen $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos, y alto ciclaje, cuando tienen $N > 10^3$ ciclos (Budynas & Keith, 2008).

3.9.1. Esfuerzo-vida

Para determinar la resistencia de materiales hasta la falla por fatiga, se realizan algunos experimentos sobre muestras de ejes, a los que se le aplican fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su fractura. El mecanismo de ensayo a la fatiga mayormente utilizado es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R. R. Moore. En esta máquina la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos. La pieza de prueba, como la que se muestra en la figura, se máquina y se pule con mucha meticulosidad, con un pulido final en una dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales (Budynas & Keith, 2008).

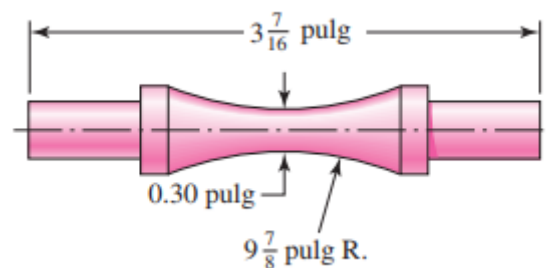


Figura N° 04: Dimensiones estándares de una probeta para ensayo de fatiga.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de experimentos, los cuales deben ser analizados con herramientas estadísticas. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N (Budynas & Keith, 2008).

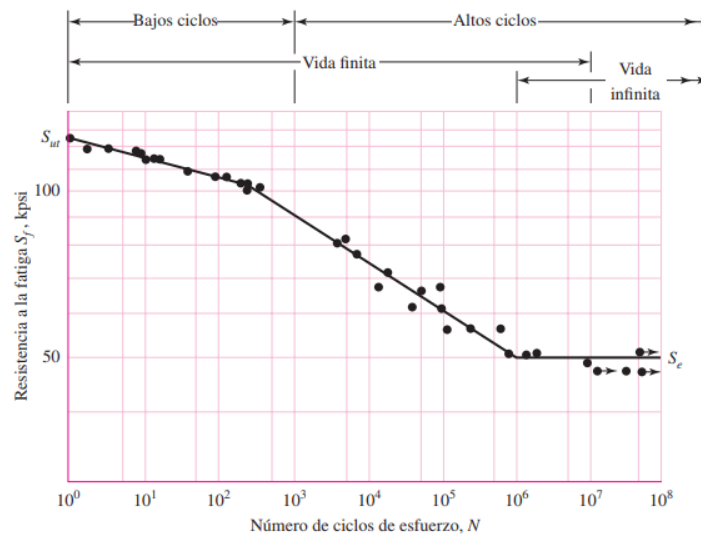


Figura N° 05: Diagrama S-N.

3.9.2. Deformación-vida

Este método es el mejor y más avanzado para explicar la naturaleza de la falla por fatiga. Este enfoque puede usarse para estimar las resistencias a la fatiga, pero cuando se emplea de esta manera es necesario suponer varias condiciones, lo que significa que existirá cierta incertidumbre en los resultados. Una falla por fatiga casi siempre comienza en una zona de concentración de esfuerzo, que es una discontinuidad local como una muesca o una grieta. Cuando el esfuerzo aplicado sobre la discontinuidad supera el límite elástico, se produce la deformación plástica. Para que suceda una falla por fatiga se requiere que hayan deformaciones plásticas repetidas, por lo que es necesario estudiar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica (Budynas & Keith, 2008).

3.9.3. Fractura lineal-elástica

La primera fase del agrietamiento por fatiga recibe el nombre de fatiga de la etapa I. El desplazamiento de cristal que se expande a lo largo de varios granos contiguos, inclusiones e imperfecciones superficiales, desempeña un papel importante, según se asume. Como la mayor parte de este fenómeno es invisible para el ojo humano, sólo se dice que la etapa I involucra a varios granos. La segunda fase, de la extensión de la grieta, se llama fatiga de etapa II. El avance de la grieta, que es la creación de una nueva área de grieta, produce evidencia que sí puede observarse en la micrografía de un microscopio electrónico. El desarrollo de la grieta presenta un determinado orden. La fractura final se observa durante la tercera etapa de fatiga, aunque no haya fatiga involucrada. Cuando la grieta es suficientemente grande, cumpliendo que $K_I = K_{Ic}$ para la amplitud del esfuerzo involucrado, entonces K_{Ic} es la magnitud del máximo esfuerzo del material exento de daño, y se presencia una falla catastrófica y muy rápida de la sección transversal restante en sobrecarga a tensión. La etapa III de la fatiga es relacionada a una rápida aceleración del aumento de tamaño de la grieta y, después, de la fractura (Budynas & Keith, 2008).

3.10. Límite de resistencia a la fatiga

Para realizar un diseño preliminar, el diseño de un prototipo, y algún análisis de falla, se necesita un método rápido y sencillo para estimar los límites de resistencia, de manera aproximada. En la bibliografía puede encontrarse una gran cantidad de información sobre los resultados de ensayos con viga rotativa y de ensayos a la tensión simple de probetas obtenidas de la misma barra. Al momento de graficar estos datos, una persona puede darse cuenta si hay alguna correlación entre los dos grupos de resultados. La gráfica indica que el límite de resistencia se encuentra entre el 40 y 60% de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta casi 210 kpsi (1,450 MPa). Empezando en alrededor de $S_{ut}=210$ kpsi (1,450 MPa), la dispersión presenta un aparente aumento, sin embargo la tendencia se nivela, según la línea horizontal discontinua en $S_e=105$ kpsi (Budynas & Keith, 2008).

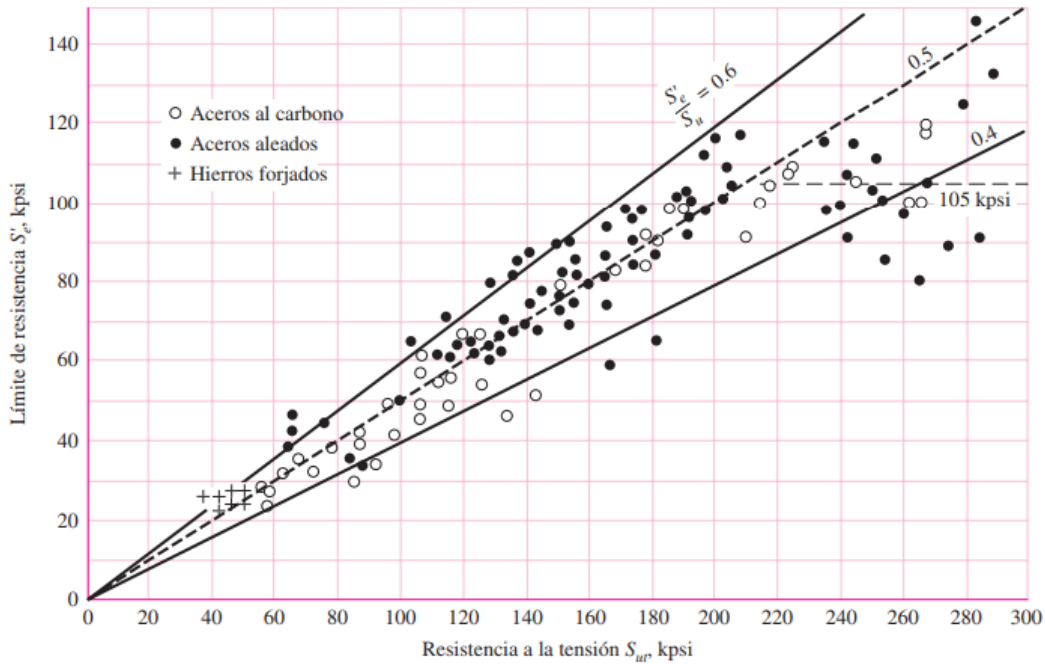


Figura N° 06: Gráfica límite de resistencia a la fatiga Vs. Resistencia a la tensión (*Budynas & Keith, 2008*).

Ahora se presentará un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga. Las estimaciones que resultaron de las grandes cantidades de datos obtenidas desde muchas fuentes bibliográficas, seguramente tendrán una amplia dispersión y podrían desviarse en gran medida de los resultados de experimentos realizados en laboratorios reales acerca de las características mecánicas de muestras adquiridas con, supuestamente, especificaciones estrictas. Como el área de incertidumbre es más grande, debe realizarse una compensación mediante el empleo de factores de diseño más grandes que podrían usarse para el diseño estático (*Budynas & Keith, 2008*).

En el caso de los aceros, al simplificar la observación de la figura presentada anteriormente, se estimará el límite de resistencia como:

Para $S_{ut} \leq 200$ kpsi:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} \quad \text{Ecuación 4}$$

Para $S_{ut} > 200$ kpsi:

$$S_e' = 100 \text{ kpsi} \quad \text{Ecuación 5}$$

donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en S_e en esta ecuación se refiere a la misma muestra, pero de viga rotativa. Se desea reservar el símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un componente de una máquina particular sometido a cualquier tipo de carga. Se debe tener en cuenta que las dos resistencias pueden ser muy diferentes (Budynas & Keith, 2008).

3.11. Factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga

Al momento de ensayar una muestra en una máquina rotativa en el laboratorio para definir sus límites de resistencia a la fatiga, se debe preparar con mucho cuidado y coordinar un buen control de las condiciones de operación. No siempre es posible que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural sea igual a los valores obtenidos en el laboratorio (Budynas & Keith, 2008).

Algunas diferencias incluyen:

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: procesos, tratamiento térmico, corrosión en la superficie por rozamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: ambiente corrosivo, temperatura, situación de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: dimensiones longitudinales, forma, vida útil, situación de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

Debido a estos factores, que no pueden pasarse por alto, es que se requiere ajustar el límite de resistencia a la fatiga utilizando valores sustractivos o multiplicativos. Se hizo uso de un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se especificó un coeficiente de corrección de 0.85 para el efecto multiplicativo, y 0.40 para el efecto aditivo (Budynas & Keith, 2008). Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

$k_a = \text{Factor de Modificación de la condición superficial}$

k_b = Factor de Modificación de tamaño

k_c = factor de modificación de Carga

k_d = factor de modificación de temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

s'_e = limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

s_e = limite de resistencia a la fatiga en la ubicacion critica

de una parte de maquina en la geometria y condicion de uso

Según Vanegas (2018), estos factores de modificación se definen así:

3.11.1 Factor de superficie.

Cuanto mayor sea la rugosidad de la superficie, la resistencia será menor, ya que esas irregularidades funcionan como concentradores de esfuerzos, pudiendo ser uno de ellos el origen de una microgrieta. El rango de valores para este factor se encuentra entre 0 y 1, siendo 1 para las superficies más pulidas.

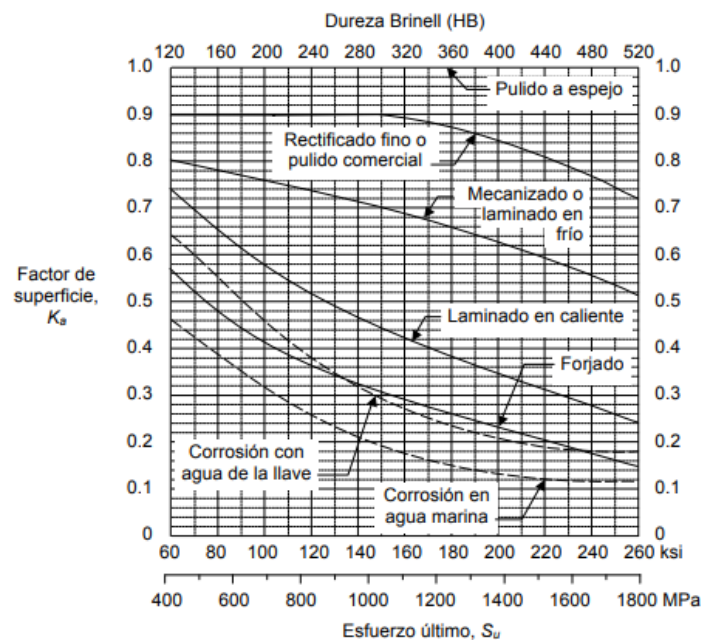


Figura N° 07: Factores de modificación de superficie para el acero (Vanegas, 2018).

El factor K_a se puede obtener también a través de la siguiente ecuación:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación 7}$$

Obteniéndose a y b de la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tabla N°01: Parámetros en el factor de condición superficial de Marín (Budynas & Keith, 2008).

3.11.2. Factor de tamaño.

Este factor considera que mientras más grande sea la pieza menor es su resistencia, a excepción de la carga axial que no cumple con esta condición. La disminución de la resistencia con el aumento del tamaño se debe, en la mayoría de casos, a que existe una mayor probabilidad de que haya un grano defectuoso en el volumen que soporta las cargas de mayor intensidad. Algunas relaciones para calcular este factor son las siguientes:

Para $d_e \leq 8$ mm:

$$k_b = 1 \quad \text{Ecuación 8}$$

Para $8 \leq d_e \leq 51$ mm:

$$k_b = 1.24 \cdot d_e^{-0.107} \quad \text{Ecuación 9}$$

Para $51 < d_e \leq 254$ mm:

$$k_b = 1.51 \cdot d_e^{-0.157} \quad \text{Ecuación 10}$$

Para $d_e > 254$ mm:

$$k_b = 0.6 \quad \text{Ecuación 11}$$

3.11.3. Factor de confiabilidad.

Como ya se ha mencionado, el análisis de falla por fatiga pasa por diversos cálculos estadísticos, debido a la gran cantidad de datos que se requieren. Debido a este fenómeno, se considera un factor que indica el grado de confianza en los datos usados, los cuales tienen la siguiente tendencia:

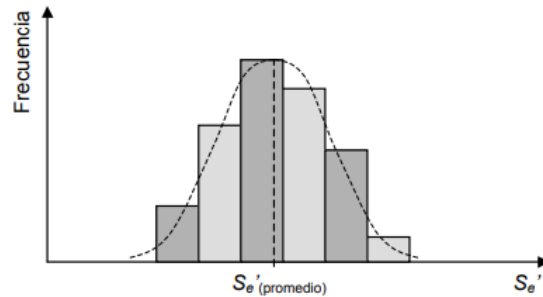


Figura N° 08: Dispersión de los datos experimentales del límite a la fatiga de un material (*Vanegas, 2018*).

De esta manera, los valores a este factor se definen a partir del siguiente cuadro:

Confiabilidad (%)	K_c
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Tabla N°2: Valores para factor de modificación de confiabilidad (*Vanegas, 2018*).

3.11.4. Factor de temperatura.

La propiedad física de todo material varía con el aumento o la disminución de su temperatura, debido a los cambios que sufren los granos que lo constituyen. Algunas fórmulas para estimar este factor son las siguientes:

Para $T \leq 450^\circ\text{C}$

$$K_d = 1 \quad \text{Ecuación 12}$$

Para $450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$

$$k_d = 1 - 0.0058(T - 450) \quad \text{Ecuación 13}$$

Otra fórmula dada por Budynas y Nisbett, para una temperatura entre 20°C y 550°C es:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad \text{Ecuación 14}$$

3.11.5. Factor de efectos varios.

Aparte de la temperatura, tipo de superficie y tamaño, existen diversas condiciones de operación que afectan el rendimiento final de un material sometido a fatiga. Los valores se encuentran entre 0 y 1, dependiendo si el material está en un ambiente corrosivo (presencia de agua o aire), su proceso de manufactura (forjado, laminado, fundido, etc.), esfuerzos residuales (generados por su proceso de manufactura), recubrimientos (carburización, cromado, niquelado, electrochapado, etc.), entre otros.

3.11.6. Factor de carga.

El tipo de carga aplicada también influye en su resistencia final. Se puede asumir, por ejemplo, que el factor es 1 para una carga de flexión, es 0.7 para una carga axial, y es 0.577 para una carga de torsión.

3.12. Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

El esfuerzo máximo debido a la presencia de zonas de concentración de esfuerzos y muescas se estima mediante las siguientes ecuaciones, ya sea para esfuerzo normal como el cortante:

$$\sigma_{max} = K_f \cdot \sigma_0 \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\tau_{max} = K_{fs} \cdot \tau_0 \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde K_f es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga. Asimismo, la sensibilidad a la muesca está dada por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde el valor de q se encuentra por lo general entre cero y la unidad. La ecuación muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad frente a la muesca. Por otro lado, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad total a la muesca. En el trabajo de análisis o diseño, primero se calcula K_t , a partir de la geometría del elemento.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 19}$$

La sensibilidad a la muesca de los hierros fundidos es muy baja, esto es, fluctúa desde 0 hasta 0.20, dependiendo de la resistencia a la tensión. Para estar del lado conservador, se recomienda que se use el valor $q = 0.20$ para todos los grados de hierro fundido (Budynas & Keith, 2008). La ecuación de Neuber está dada por:

$$K_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde \sqrt{a} se define como constante de Neuber y es una constante de la propiedad del material.

Realizando la combinación de ecuaciones, se obtiene la ecuación de la sensibilidad a la muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ecuación 21}$$

En el caso del acero, con S_{ut} en *kpsi*, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la manera siguiente:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.2669788(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ecuación 22}$$

La constante K_t , se encuentra a partir de la configuración geométrica o mediante tablas, con gráficas similares a las siguientes:

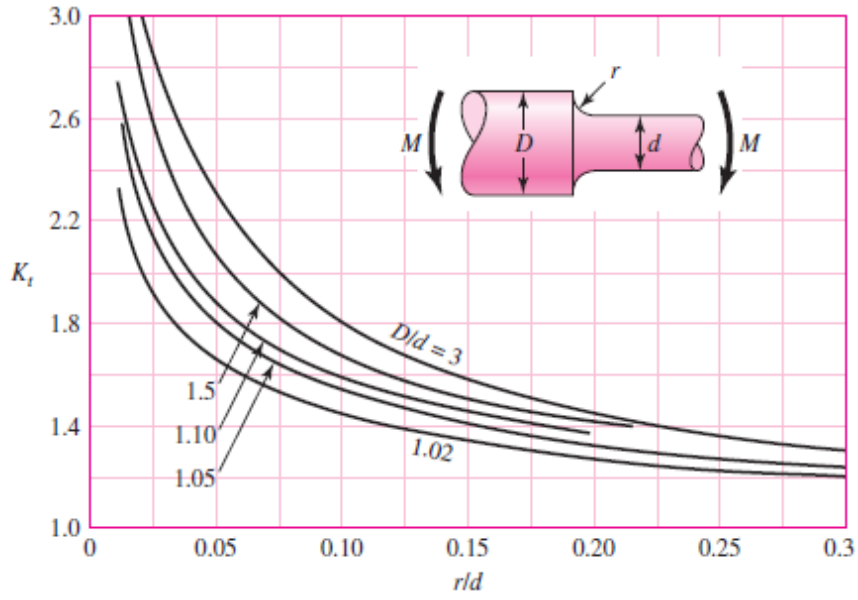


Figura N° 09: Eje redondo con filete en el hombro en flexión (Budynas & Keith, 2008).

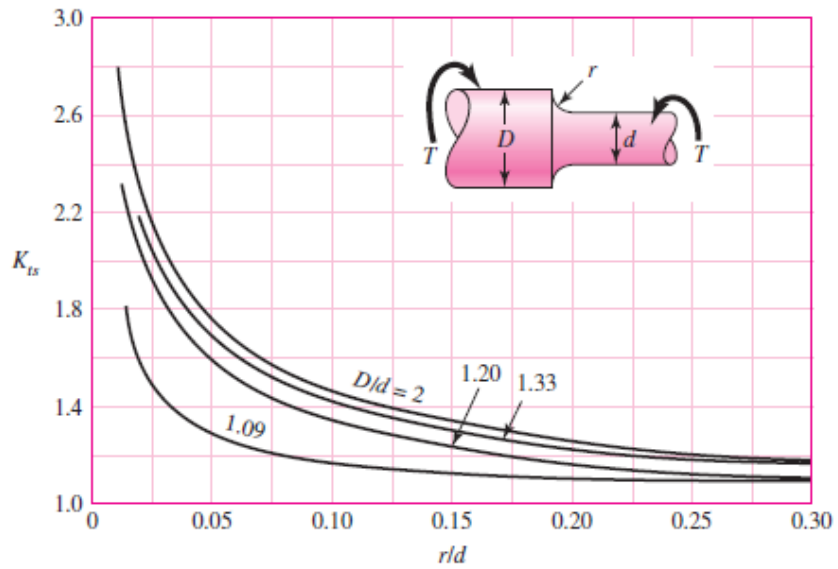


Figura N° 10: Eje redondo con filete en el hombro en torsión (Budynas & Keith, 2008).

3.13. Caracterización de los esfuerzos fluctuantes

Generalmente, la variación de los esfuerzos que se aplican sobre una máquina se presenta de forma sinusoidal debido al movimiento rotatorio. Sin embargo, puede haber otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha llegado a la conclusión que, más allá de las formas periódicas que pueda tener una carga, más importante es conocer los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo). De esta manera, $F_{m\acute{a}x}$ y $F_{m\acute{i}n}$ en un ciclo de carga son usados para caracterizar el patrón de la fuerza. También es cierto que al variar por arriba y debajo de alguna línea base resulte igualmente eficaz para caracterizar el patrón de la fuerza. Si $F_{m\acute{a}x}$ es la fuerza mayor y $F_{m\acute{i}n}$ es la fuerza menor, se construye una componente uniforme y una alternante como sigue (Budynas & Keith, 2008):

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde F_m es la componente media de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza. Asimismo, estas componentes adoptan la forma de esfuerzos de la siguiente manera:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 25}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde σ_{max} es el esfuerzo máximo, σ_{min} es el esfuerzo mínimo, σ_m es la componente de esfuerzo medio, σ_a es la componente de la amplitud. También hay que tomar en cuenta a: σ_r es el intervalo del esfuerzo y σ_s es el esfuerzo estático o constante (Budynas & Keith, 2008). Algunas formas que pueden adoptar las cargas son:

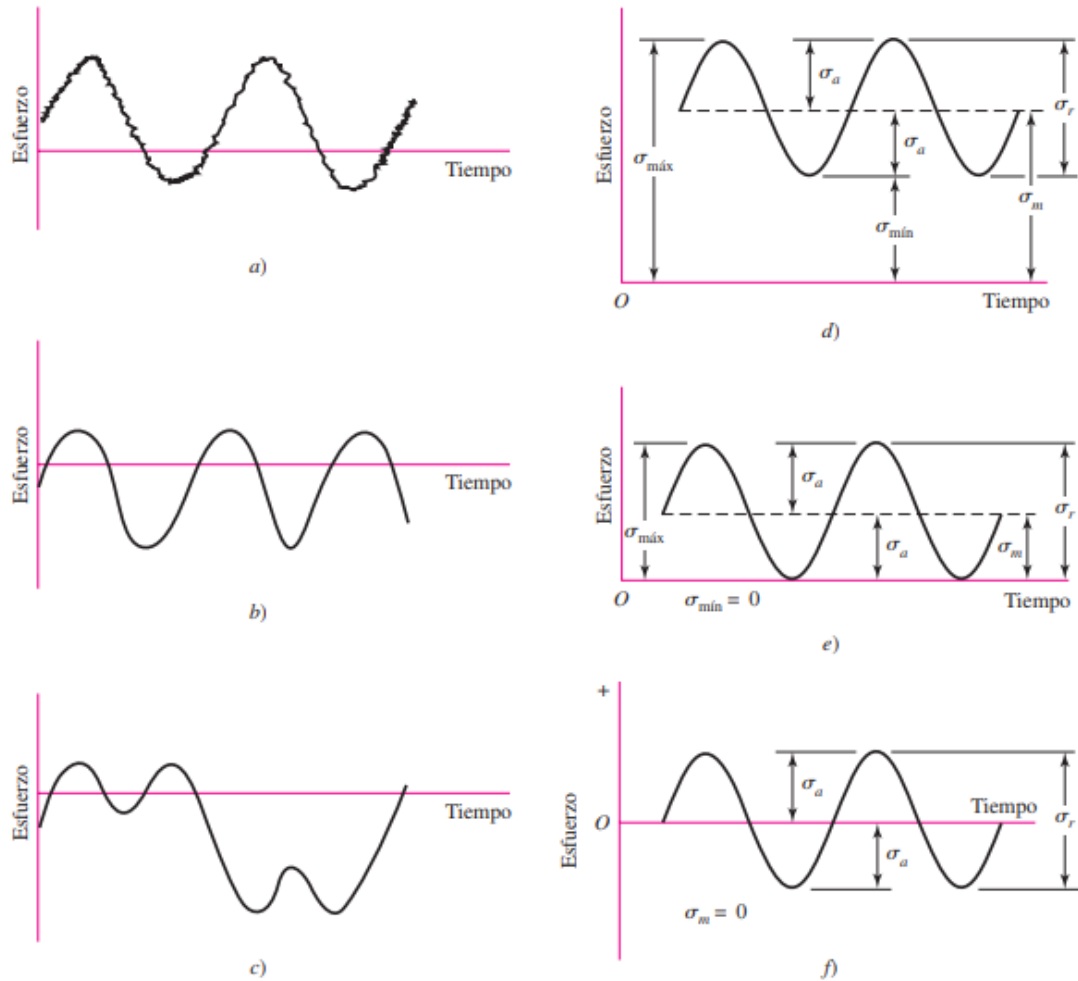


Figura N° 11: Diferentes patrones de carga (*Budynas & Keith, 2008*).

Hay dos conceptos que también deben manejarse y son la razón de esfuerzo R y la razón de amplitud A :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Ecuación 28}$$

3.14. Criterios de falla por fatiga ante cargas variables

A continuación, se presentan tres gráficos para la visualización de los resultados de los ensayos, así como las componentes de los esfuerzos medio y amplitud:

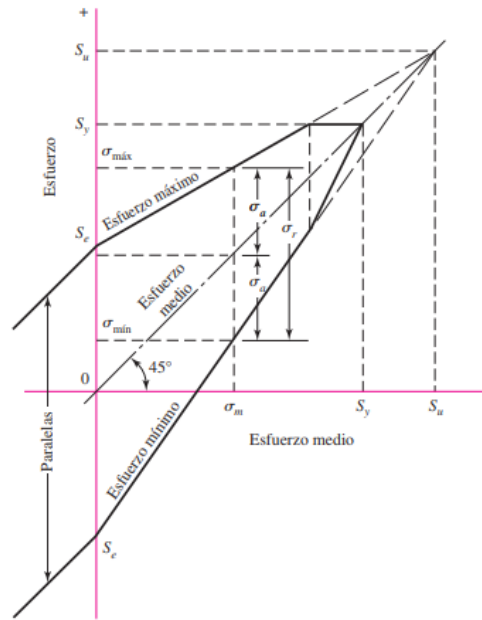


Figura N° 12: Diagrama de Goodman modificado (*Budynas & Keith, 2008*)

El diagrama de Goodman modificado muestra el esfuerzo medio en el eje de la abscisa y las demás componentes en el eje de la ordenada. El esfuerzo medio se traza como una recta de 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión del material. Este diagrama consiste en rectas dibujadas hasta S_e (o S_f) en la parte superior e inferior del origen. La resistencia a la fluencia también se dibuja en los dos ejes, porque la fluencia sería el criterio de falla si $\sigma_{m\acute{a}x}$ fuera superior a S_y . (*Budynas & Keith, 2008*)

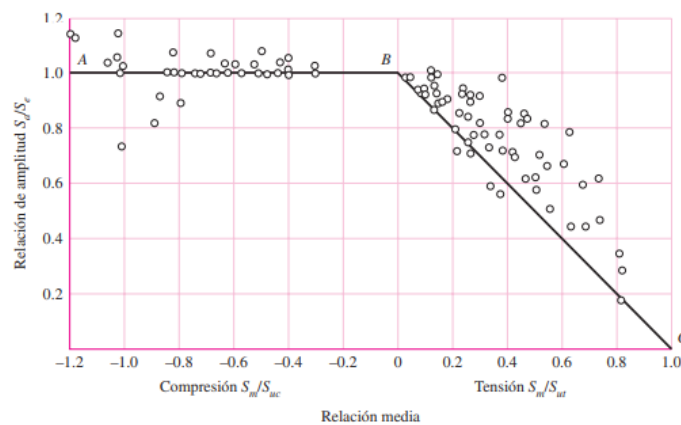


Figura N° 13. Diagrama de fallas en las regiones de tensión y compresión (*Budynas & Keith, 2008*)

El diagrama de la figura N° 13, muestra la relación de la resistencia media S_m a la resistencia última representada en la abscisa, graficándose en el lado derecho la tensión y en el lado izquierdo la compresión. En el eje de la ordenada se encuentra la relación entre la resistencia alternante y el límite de resistencia a la fatiga. De esta manera, la recta BC representa el criterio de Goodman modificado de falla. Se puede apreciar que la existencia de esfuerzo medio en la zona de compresión tiene poco efecto en el límite de resistencia a la fatiga (Budynas & Keith, 2008).

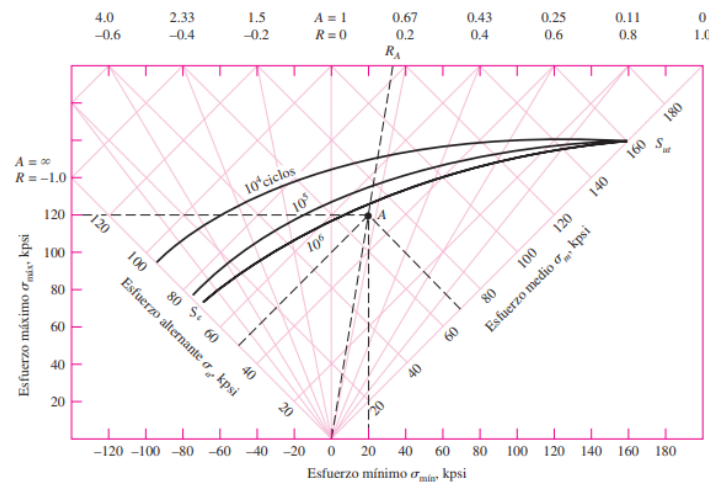


Figura N° 14: Diagrama de fatiga maestro con las cuatro componentes de esfuerzo (Budynas & Keith, 2008)

El gráfico de la figura N°14, es más completo pues presenta las cuatro componentes y las dos relaciones de esfuerzo. El límite de resistencia a la fatiga para valores de R entre -1 y 1 se grafica comenzando en S_e sobre el eje σ_a , y terminando en S_{ut} sobre el eje σ_m . Para representar cualquier estado de esfuerzo, pueden emplearse las componentes mínima y máxima, o las componentes media y alternante. La seguridad se determina cuando el punto descrito por las componentes de esfuerzo esté debajo de la línea de vida constante (Budynas & Keith, 2008).

Por otra parte, se presenta un diagrama con cinco criterios de falla: la recta de Soderberg, la parábola de Gerber, la recta de Goodman, ASME-elíptica y la recta de fluencia (Langer). M de Soderberg es el único que ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo. El criterio de Goodman es determinístico, es sencillo de graficar, no puede cuantificar su sesgo y no es conservador (Budynas & Keith, 2008).

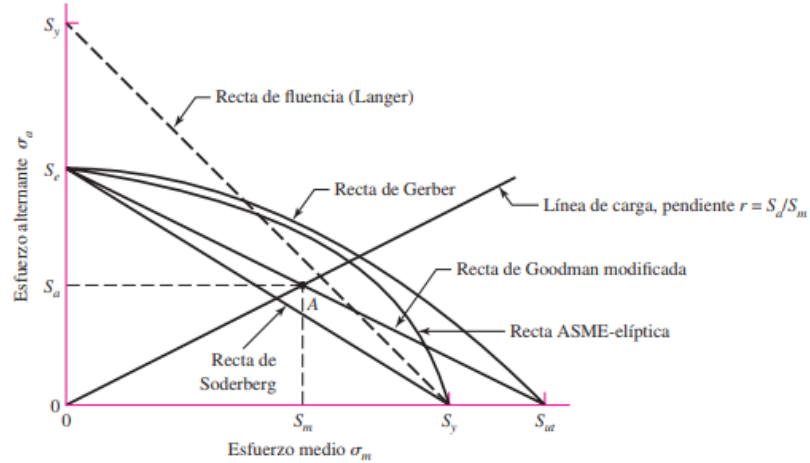


Figura N° 15: Diagrama con criterios de falla (*Budynas & Keith, 2008*).

3.14.1 Criterio de Gerber.

El criterio de Gerber se describe por medio de una parábola, deja por debajo de ella un cierto número de puntos de fallo, la mayoría de ellos se deben a factores de ensayo tales como pequeñas excentricidades de las cargas, vibraciones no previstas, etc. Por eso este criterio ajusta muy bien los resultados de los ensayos de fatiga con tensión media no nula (Aviles,2005).

El criterio de Gerber se representa mediante una parábola:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ecuación 29}$$

3.14.2. Criterio de Goodman.

Goodman formulo una teoría lineal en 1899, que lleva su nombre y también se le conoce con el nombre de línea de Goodman modificada. Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} (Mera,2014).

Asimismo, la ecuación para el criterio de Goodman modificada es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 30}$$

3.14.3. Criterio de Soderberg.

La ecuación que rige el criterio de Soderberg es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad \text{Ecuación 31}$$

Mediante las ecuaciones del criterio de Soderberg, se pueden deducir los factores más relevantes a tener en cuenta durante un análisis por fatiga. Esta teoría también es lineal, se traza entre la resistencia de fatiga y la resistencia de fluencia. Una ventaja de esta línea es que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo, mientras que en los demás métodos de Goodman y Gerber se requiere la segunda consideración de la línea de fluencia descrita (Mott,2006).

3.15. Línea de carga.

En gran parte de los sistemas mecánicos, sus propias particularidades de trabajo hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Se llama línea de carga a la representación en el diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema. De esta definición se desprende inmediatamente que el estado de fallo que puede llegar a alcanzar será el correspondiente al punto de corte de la línea de carga con la curva correspondiente al criterio de Goodman, Gerber o Soderberg que se está aplicando (Pedrero,2018).

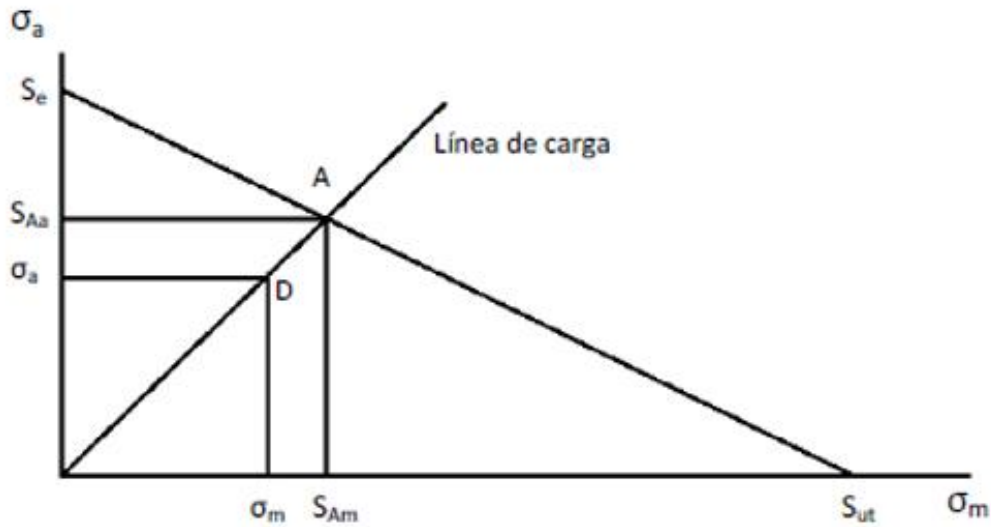


Figura N° 16: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita (Mera,2014).

La representación gráfica de la figura N° 16, corresponde a una línea de carga para vida infinita. El punto A representa al estado límite de fallo y D corresponde al estado tensional previsto para funcionamiento en las condiciones de diseño. El factor de seguridad deber estar referido al punto correspondiente del estado límite de fallo y si este se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el numero por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones media y alternante correspondan al punto limite A. la ecuación de Goodman para el punto A es (Mera, 2014)

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 32}$$

Si la carga externa se multiplicar la por un factor n para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño (*punto D*) se verán multiplicadas también por el mismo factor:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 33}$$

Por tanto, el factor de seguridad n se escribe:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ecuación 34}$$

Si el criterio elegido hubiese sido de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad \text{Ecuación 35}$$

3.16. Resistencia a la fatiga

Ya se ha visto que una región de fatiga de un bajo nivel de ciclaje cubre desde $N = 1$ hasta casi 1000 ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco menor que la resistencia a la tensión, S_{ut} . Asimismo, se afirma que el dominio de fatiga de alto ciclo se extiende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que es aproximadamente de 10^6 a 10^7 ciclos. La experiencia ha mostrado que los datos de fatiga para un alto número de ciclos se ordenan mediante una conversión logarítmica del esfuerzo y los ciclos a la falla (Budynas & Keith, 2008).

$$a = \frac{(f x S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ecuación 36}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f x S_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Ecuación 37}$$

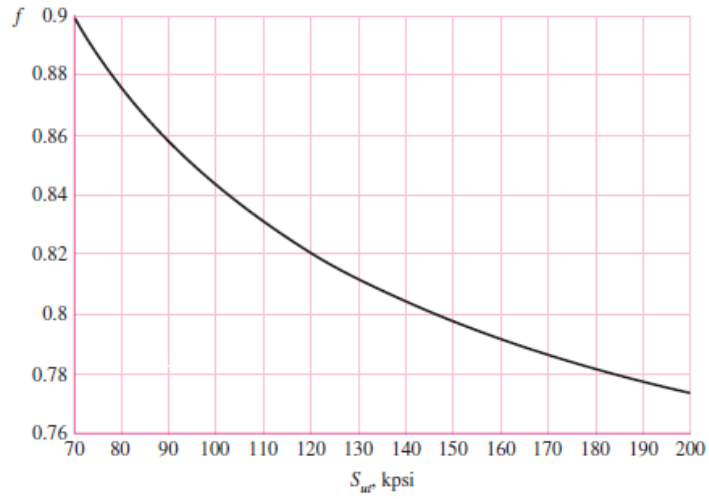


Figura N° 17: Fracción de resistencia a la fatiga f . (Budynas & Keith, 2008).

El número de ciclos a la falla se expresa como:

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{1/b}$$

Ecuación 38

IV. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO.

4.1. Descripción de la máquina.

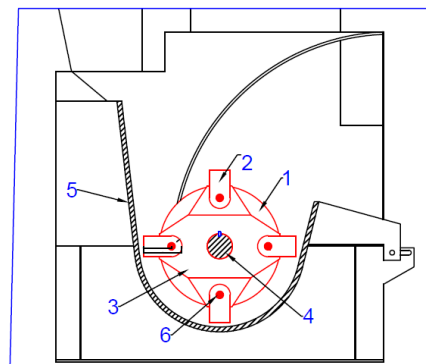
El equipo a analizar es la Trituradora de Impacto Williams, la cual realiza tareas de chancado terciario obteniendo partículas pulverizadas, por medio de la trituración. Durante el proceso existen otros equipos que realizan la misma función, pero si este deja de funcionar no puede ser reemplazada por las demás trituradoras; debido a que trabajan siempre a su máxima capacidad.

La parte más importante de este tipo de trituradora es un rotor formado por una serie de discos, que montan en su periferia unos ejes sobre los cuales se articulan los martillos. Estos cuando está en marcha el rotor se proyectan hacia delante por efecto de la fuerza centrífuga. El funcionamiento del equipo es el siguiente:

1. Discos Laterales.
2. Barras de impacto: Realiza el chancado del mineral por medio del impacto entre partículas, contra la carcasa y el rotor.
3. Placas Centrales: Su función es soportar el impacto del material.
4. Eje de Accionamiento: Gira a gran velocidad, y al cual van sujetos los elementos de precisión (martillos).
5. Placa de Impacto.
6. Eje de barras de impacto



a)



b)

Figura N° 18: a) Trituradora de impacto de eje horizontal. b) Vista Lateral de la trituradora. (Fuente: Propia)



Figura N° 19: Sistema interno de trituradora (Fuente: Propia)

Las características generales de la trituradora de impacto se muestran en la siguiente tabla, donde podemos destacar sus dimensiones y capacidad.

Características principales del equipo	
Marca	Williams crusher
Modelo	Impact dryer mill
Peso	7.9 T Aprox.
Altura	3400 mm
Ancho	2230 mm
Capacidad Máxima De Diseño	25 Tm/h
Marca De Motor	Siemens
Potencia	150 hp

Tabla N° 03: Características principales de la trituradora.

El motor de accionamiento de la trituradora presenta las siguientes características:

Potencia (HP)	150
Rpm	1180
V	440
Hz	60
Marca	SIEMENS
Factor de servicio	1.15
A	161
Factor de Potencia	0.95

Tabla N° 04: Características de funcionamiento del motor.

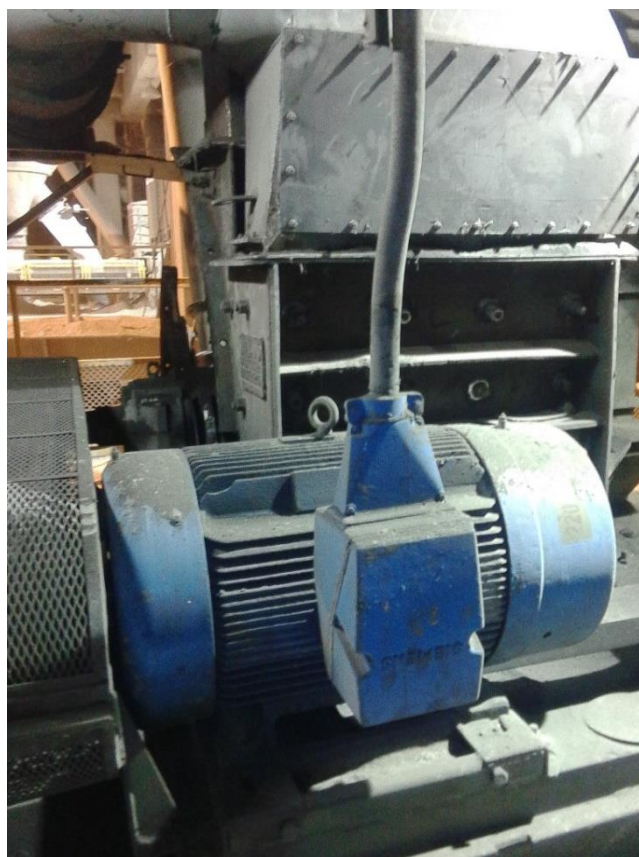


Figura N° 20: Motor de accionamiento de la trituradora (Fuente: Propia)

Esta trituradora trabaja con la fuerza de percusión de martillos articulados en un rotor de eje horizontal girando a gran velocidad dentro de una cámara de trituración. Las velocidades elevadas y los fuertes impactos causan el desgaste en los martillos y las placas. Los Martillos son intercambiables y pesan aproximadamente 17 kg c/u.



Figura N° 21: Muestra desgaste de Martillos (Fuente: Propia)

4.2.Diagrama de flujo del proceso.

Durante el proceso existen dos trituradoras que se encargan de pulverizar el carbón mineral, la maquina analizar es la trituradora N° 01 de la figura N° 22, que tiene Código de identificación 220-136 y se encuentra en el área de Miag-02, del proceso de cementos Pacasmayo.

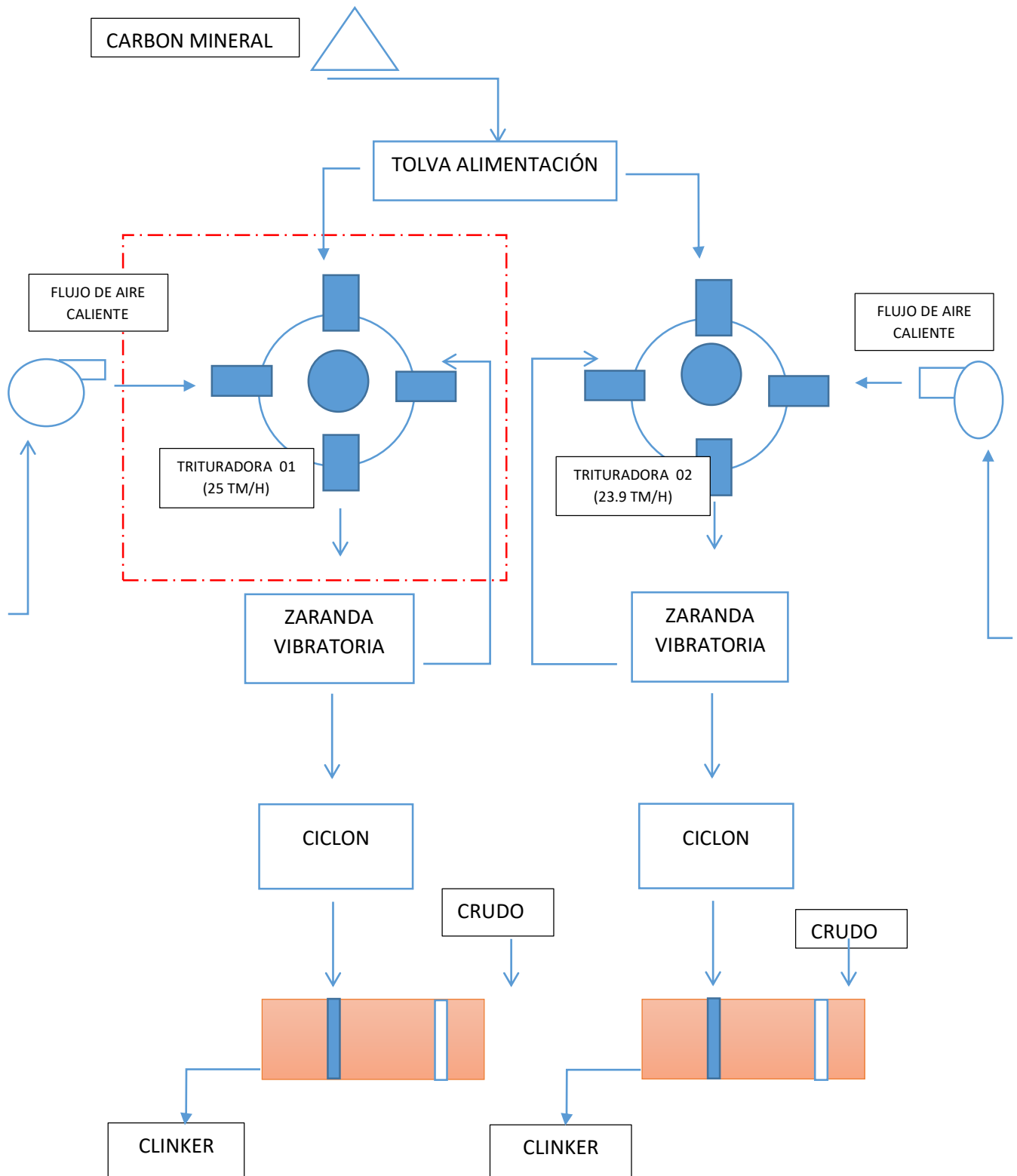


Figura N° 22: Diagrama de flujo (Fuente: Elaboración Propia)

4.3. Diagrama funcional de bloques.

En la figura se muestra el diagrama de bloques para la trituradora, donde se aprecia la división de los principales sistemas que cuenta el equipo, sus funciones y su iteración con el medio. Este diagrama tiene la utilidad de que cualquier flecha se vea interrumpida implica una falla en el equipo.

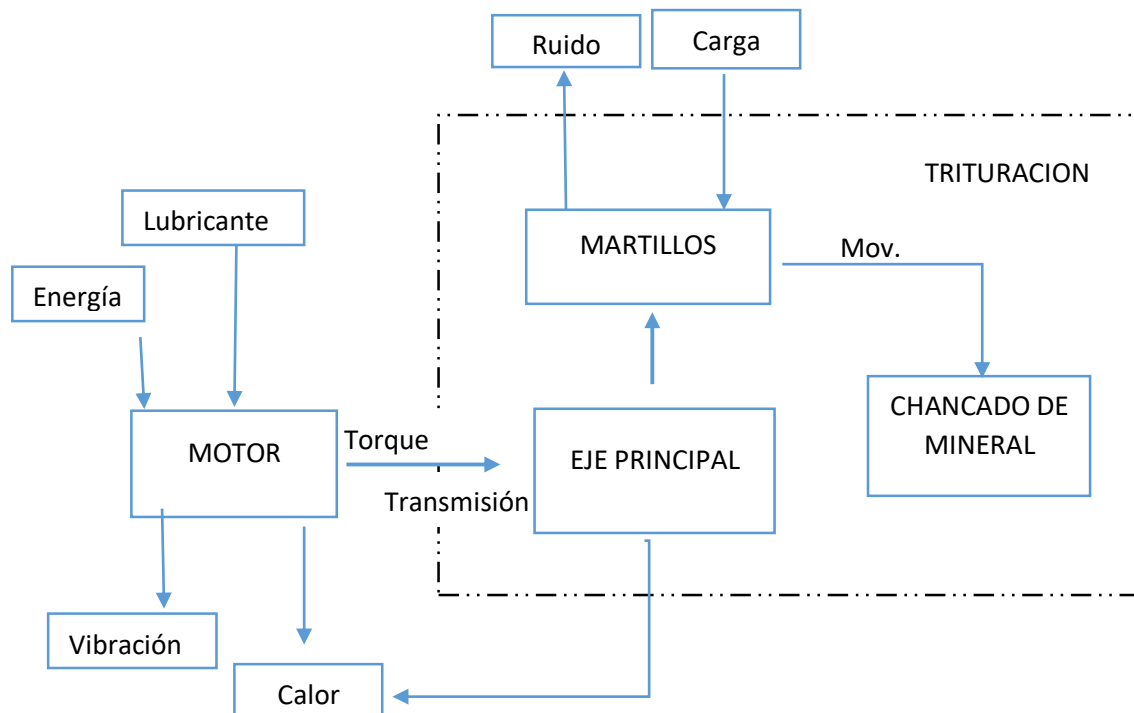


Figura N° 23: Diagrama funcional de Bloques (Fuente: Propia)

4.4. Condiciones de operación.

La máquina realiza exclusivamente operaciones de chancado. Donde la exigencia es máxima debido a las presiones ejercidas para la trituración del mineral. Su funcionamiento es continuo durante el día solo se detiene en caso de imprevistos o mantenimiento programado que se realiza cada año por un periodo de 45 días.

El canchador recibe un flujo de carbón mineral aproximado de 23 TM/h. Pese a que en la línea de alimentación que se realiza por medio de fajas transportados, existen electroimanes para la detección de objetos extraños (metales), de todas formas, una parte de estos ingresan al proceso de trituración, este tipo de situaciones acarrea la mayor cantidad de fallas y desgaste en los ejes y martillos, también afectando en el revestimiento de la carcasa.

El equipo está expuesto a un ambiente con alta contaminación de polvo, además del que se genera en el proceso mismo, el ingreso de polvo en la maquina trae consigo de fallas en sistema de lubricación de las chumaceras y sistema de transmisión.

4.5. Análisis de modo de falla.

Tabla N° 05: Análisis de modos de fallas, dados en la trituradora.

Sub Sistema	Función	Modo Falla	Causas	DAÑOS			Método de detección	Acciones Correctivas	Tiempo de Reparación	Frecuencia de Cambio (H.T.)
				Efectos locales	Efecto nivel superior	Efectos finales				
Eje Principal	Guiar el movimiento para de Chancado del Mineral.	Eje no gira o gira muy rápido	-Gripaje entre eje principal y rodamientos (chumaceras) -Juego excesivo entre los elementos. -Picadura en el eje, por medio corrosivo.	Mal funcionamiento del eje	Ruptura del eje	Triturador a no opera	-Color que toma el eje (más oscuro) -presencia de cavidades o puntos	-Parar y desmontar eje, controlar rodamientos. - cambio de eje.	12	Desgaste Excesivo, inicio de Grieta y fractura.
	Guiar el movimiento para de Chancado del Mineral.	Eje con fracturas	-Fatiga del material, debido a vibraciones presentes - Mal montaje -Cargas de torsión y flexión altas. - Daño superficial en el eje (desgaste y/o corrosión).	Fractura del eje	Posibles daños con mayores consecuencias	Triturador a no opera	Instrumentos	Reemplazo del eje		
Eje Barras de impacto	Sujeción Martillos	Desgaste	Fricción y rozamiento continua	Fractura del eje	Ruptura del eje	Triturador a no opera	Ruidos anormales en la trituradora	Reemplazar eje	3	Desgaste excesivo (4500)
Elementos de percusión (Barras de Impacto)	Chancado de Mineral	Desgaste	Fatiga del material, impacto, rozamiento etc.	Funcionamiento inadecuado del martillo	Posibles daños con mayores consecuencias	Triturador a no opera	Visual	Cambiar Martillos con desgaste presente	6	Desgaste Excesivo (4500)
Motor	Dar torque al eje principal de la trituradora	Motor no funciona, ruidos extraños, rodamientos desgastados	Suministro de energía, correas, condiciones ambientales	Motor Funciona	Posibles daños con mayores consecuencias	Triturador a no funciona	Ruidos Anormales en la trituradora	Reparar, reemplazar según corresponda la causa de la falla	12	
Discos laterales	Sujeción del eje de barras de impacto.	Desgaste	Fatiga del material, fricción o rozamiento	Discos con estructura abollada	Posibles daños con mayores consecuencias	Triturador a no funciona	Visual, dimensiones	Reparar	6	Reparación con soldadura, partes desgastadas.
Placas Centrales	Recibir el impacto del material.	Fracturas, pernos de fijación cortados	Impacto, vibraciones	Geometría con estructura abollada	Posibles daños con mayores consecuencias	Triturador a no funciona	Revisión de estado de placas	Soldeo de Partes desgastadas.	3	Reparación con soldadura, partes desgastadas.
Sistema de lubricación	Mantener temperatura aceptable del eje	Desgaste	Baja capacidad de lubricación	Desgaste de rodamientos y eje	Ruptura de distintos componentes	Triturador a no funciona	Viscosidad de aceite	Cambio de aceite lubricante reemplazar	2	360

4.6. Condiciones actuales de Mantenimiento.

En la actualidad, el equipo recibe mantenimiento correctivo, es decir, existen ciertos componentes críticos que reciben un mantenimiento programado, y dado que la mayoría de estos casos se debe desmontar parte del equipo, se revisa el interior de la trituradora y se repara lo que tenga indicios de falla.

Los principales componentes del equipo es el eje de accionamiento y el sistema de persecución (martillos), para este existe un mantenimiento preventivo y correctivo, según la información brinda.

Para el mantenimiento continuo de las trituradoras, se cuenta con personal propio de la empresa y de terceros. Los técnicos se dividen en cuadrillas, Tres operadores mecánicos para el desmontaje de tapas del equipo y revisión, un supervisor Mecánico y un supervisor de seguridad.

4.7. Diagrama de causa efecto.

El diagrama continuo presenta las fallas en el equipo a estudio.

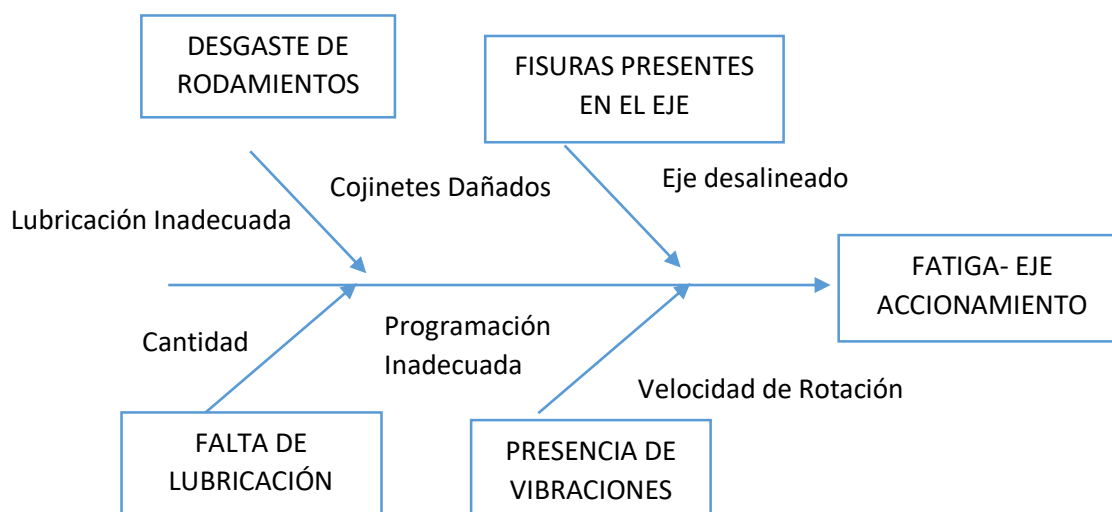


Figura N° 24: Fallas en el eje de accionamiento.

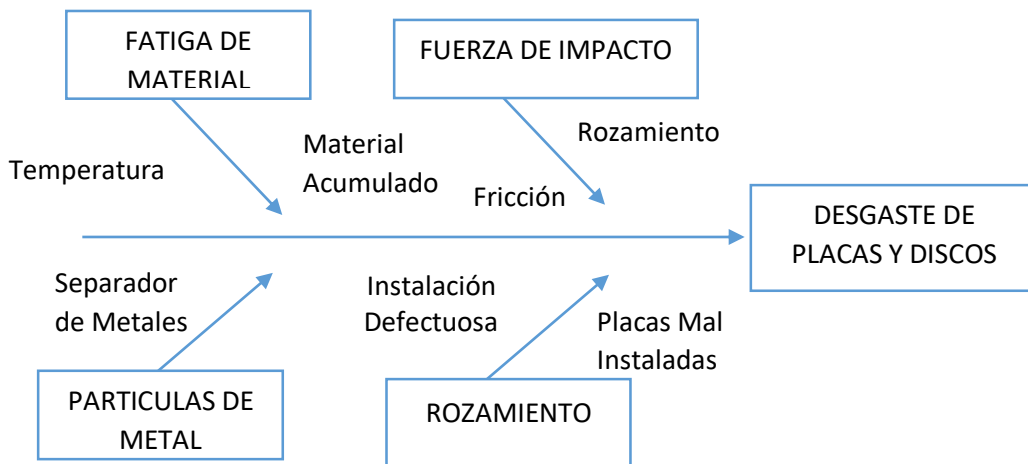


Figura N° 25: Fallas de Placas y discos.

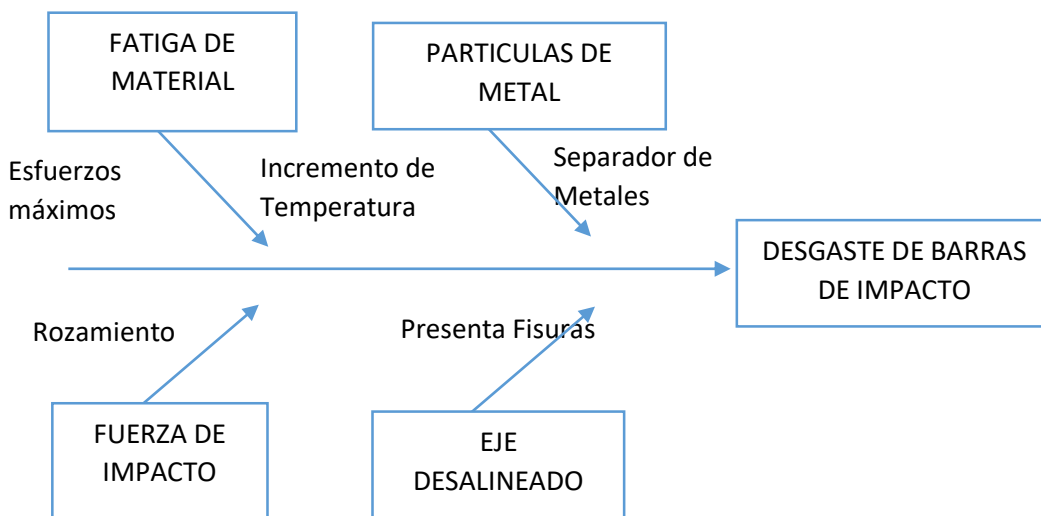


Figura N° 26: Fallas de Barras de Impacto.

V. ANÁLISIS DE FALLA POR FATIGA MEDIANTE EL MÉTODO ANALÍTICO.

El análisis de fatiga se basará en el eje de accionamiento de la trituradora que se muestra en la Figura N°28. Para ello, primeramente, se hará uso del método analítico, el cual se basa en la utilización de fórmulas simplificadas, tablas y gráficos. y Posteriormente, se utilizará SW Simulation.

Cualquier carga cíclica o repetitiva con el tiempo puede causar falla por fatiga. El carácter de estas cargas llega a variar de manera importante de una a otra aplicación. En maquinaria rotativa, las cargas tienden a ser de amplitud uniforme a lo largo del tiempo y a repetirse con alguna frecuencia. En equipos de servicio, las cargas tienden a ser a lo largo de tiempo, bastante variables en amplitud y frecuencia e incluso pueden ser de naturaleza aleatoria. El eje de la trituradora está sometido a cargas axiales y torsionales.



Figura N° 27: Eje de accionamiento de la trituradora (Fuente: Propia)

5.1. Descripción del eje de accionamiento.

El eje de accionamiento de la trituradora de impacto a estudiar, se le transmite potencia a través de un motor eléctrico de 150 HP (111.8 KW), con una frecuencia de rotación de 1180 rpm, el eje está fabricado de acero al carbono SAE 1045 Estirado en frío.

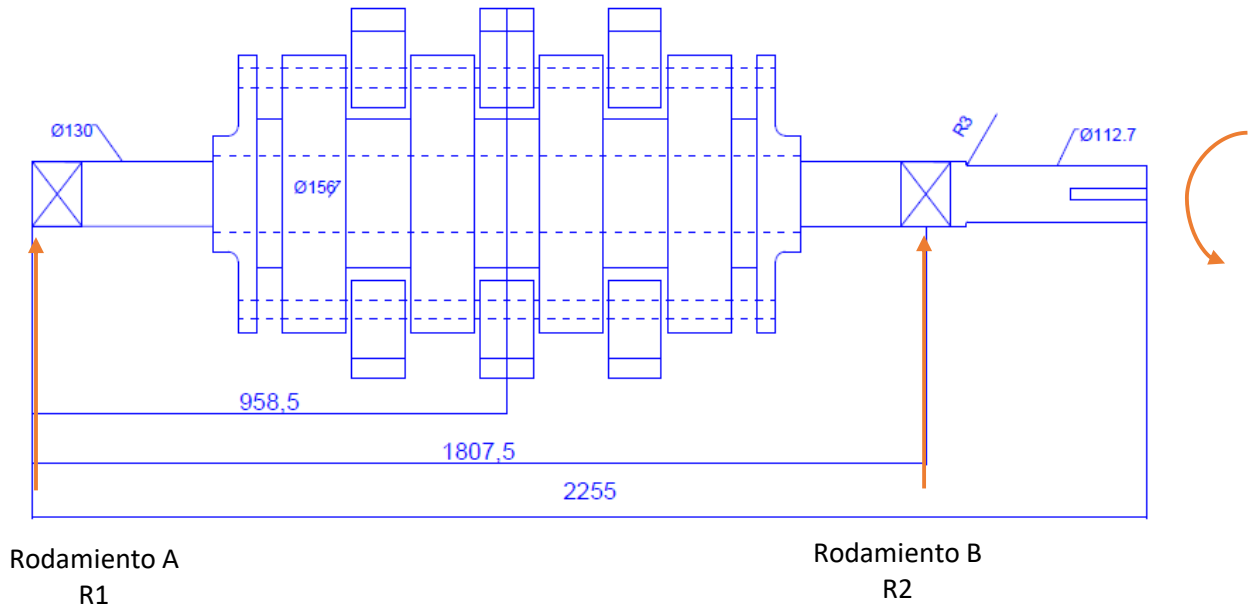
Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ pulg)]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla N° 06: Propiedades físicas de material de la trituradora (Budynas & Keith, 2008)..

5.2. Cálculo de cargas y esfuerzos.

El análisis de cargas y esfuerzos se realizará para determinar la zona de concentración del momento flector máximo y mínimo. El eje tiene dos puntos de apoyo como se muestra en la figura N° 28, descritos parcialmente por el rodamiento R1 y R2 y una fuerza que se le transmite al eje en el lado izquierdo.



Rodamiento A
R1

Rodamiento B
R2

Figura N° 28: Dibujo del eje de accionamiento de la trituradora donde se dan todas las dimensiones en milímetros. El eje gira y la carga es estacionaria. (Fuente: Elaboración propia)

5.2.1. Disco lateral.

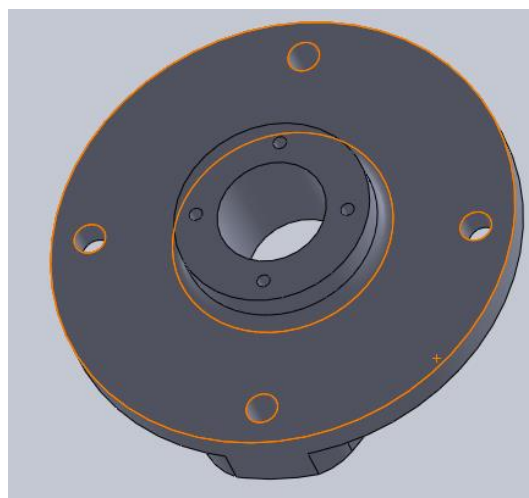


Figura N° 29: Dibujo del disco lateral presenta un $V=0.01598 \text{ m}^3$

$$w_1 = V \cdot \gamma_{ACERO} = (0.001598)(77008.5N/m^3)$$

$$w_1 = 1230.5958 N$$

5.2.2. Placa Central.

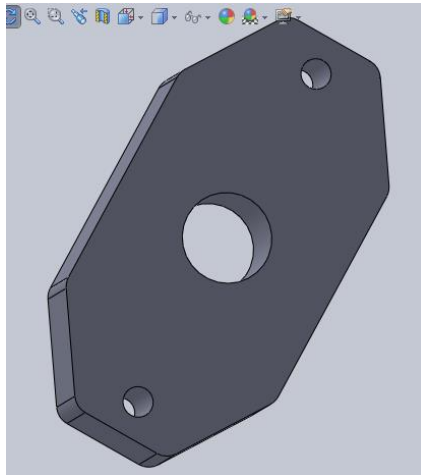


Figura N° 30: Dibujo de placa central, presenta un $V=0.01613 m^3$

$$w_2 = V \cdot \gamma_{ACERO} = (0.01613)(77008.5N/m^3)$$

$$w_2 = 1242.147 N$$

5.2.3. Barras de impacto.

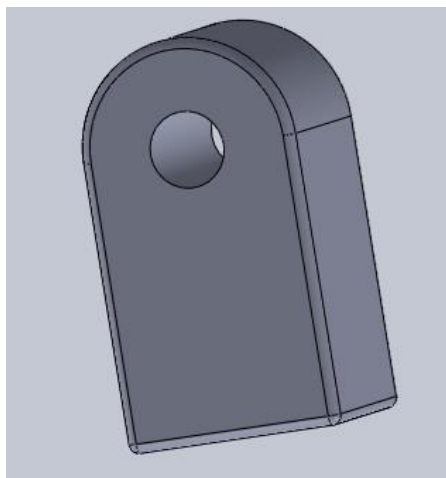


Figura N° 31: Barra de impacto, presenta un $V=0.001995 m^3$

$$w_3 = V \cdot \gamma_{ACERO} = (0.001995)(77008.5N/m^3)$$

$$w_3 = 153.63 \text{ N}$$

5.2.4. Eje de Sujeción de Barras.

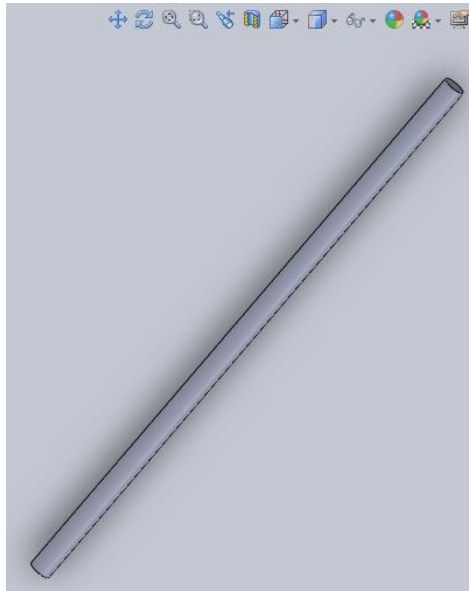


Figura N° 32: Eje de Barras, presenta un $V=0.00124 \text{ m}^3$

$$w_4 = V \cdot \gamma_{ACERO} = (0.00124)(77008.5N/m^3)$$

$$w_4 = 95.49 \text{ N}$$

5.2.5. Torque producido en el eje de accionamiento.

$$T_{eje} = \frac{P(\text{watts})}{\omega (\text{rad/s})}$$

$$P = 150 \text{ HP} = 111855 \text{ W}$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi(1180)}{60} = 123.57 \text{ rad/s}$$

$$T_{eje} = \frac{111855}{123.57} = \mathbf{905.192 \text{ N.m}}$$

5.2.6. Torque resistivo inercial de la masa rodante.

En el sistema de impacto se tiene 4 elementos que contribuyen con el aumento de la inercia (masa) del sistema.

- Barras de impacto (14)
- Placas centrales (7)
- Discos laterales (2)
- Eje de sujeción de Barras de impacto (4)

Como el eje de martillos gira a velocidad angular constante, realizaremos el análisis estático de fuerzas totales:

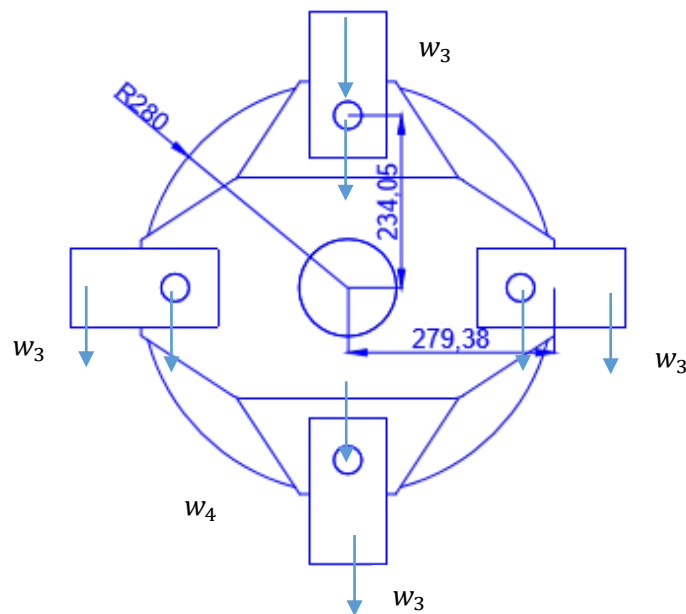


Figura N° 33: Torque resistivo de las fuerzas de impacto (Fuente: Propia)

Tenemos:

$$\sum M_0 = (w \text{ barra})(0.2794) + (w \text{ soporte})(0.234)$$

$$\sum M_0 = 2(153.63)(0.2794) + 2(95.49)(0.234)$$

$$\sum M_0 = 130.54 \text{ N.m}$$

5.2.7. Torque total eje motriz.

$$\begin{aligned}T_{total} &= T_{eje} + T_{inercia} \\T_{total} &= 905.192 + 130.54 \\ \mathbf{T_{total} &= 1035.729 N.m} \\ &\parallel\end{aligned}$$

5.2.8. Cargas verticales actuantes en el eje motriz.

- Peso total de los discos laterales
- Peso total de las placas centrales
- Peso total de las barras de impacto
- Peso total de los ejes de sujeción barras

$$\begin{aligned}w_{total} &= 2w_1 + 7w_2 + 14w_3 + 4w_4 \\w_{total} &= 2(1230.59) + 7(1242.147) + 14(153.63) + 4(95.49) \\ \mathbf{w_{total} &= 13691.26 N}\end{aligned}$$

5.2.9. Carga de impacto de la trituradora.

$$\begin{aligned}\mathbf{T_{total} &= 1035.73 N.m} \\ D &= 0.299\end{aligned}$$

Donde D: Distancia del centro del eje de la trituradora a la resultante de impacto del material.

$$W_{Trituradora} = \frac{\tau_{total}}{D/2} = \frac{2 \times 1035.73}{0.299} = 6927.95 N$$

5.2.10. Carga total.

$$\begin{aligned}W_{Total Trituradora} &= 13691.26 + 6927.95 \\ W_{Total Trituradora} &= 20619.21 N\end{aligned}$$

5.2.11. Polea.

$$\begin{aligned}POTENCIA &= 150 HP = 111855 W \\ \omega &= 1180 RPM = 123.57 rad/s\end{aligned}$$

$$D_{polea} = 15" = 0.381m$$

5.2.12. Carga tangencial de la polea.

$$W_{TP} = \frac{T}{\frac{D}{2}} = \frac{2 \times 905.421}{0.381} = 4751.454 \text{ N}$$

5.2.13. Carga radial polea.

$$W_{RP} = 2.5W_{TP} = 2.5 \times 4751.454 = 9502.908 \text{ N}$$

5.3. Diagrama de momento flector en eje motriz.

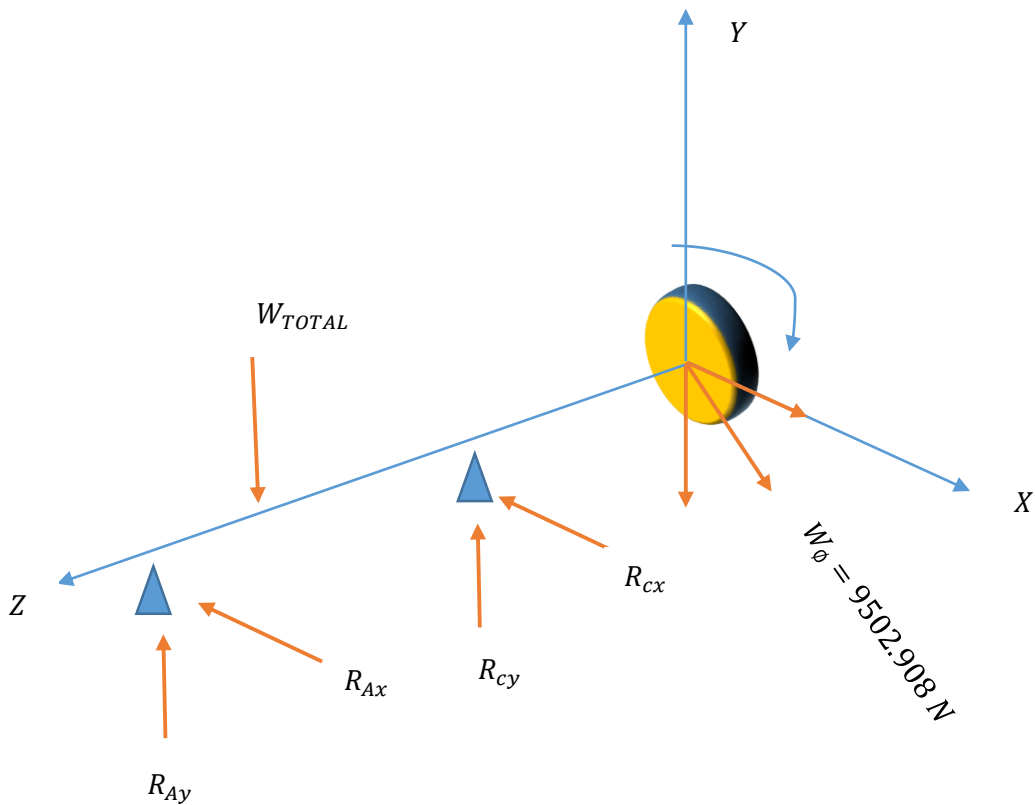
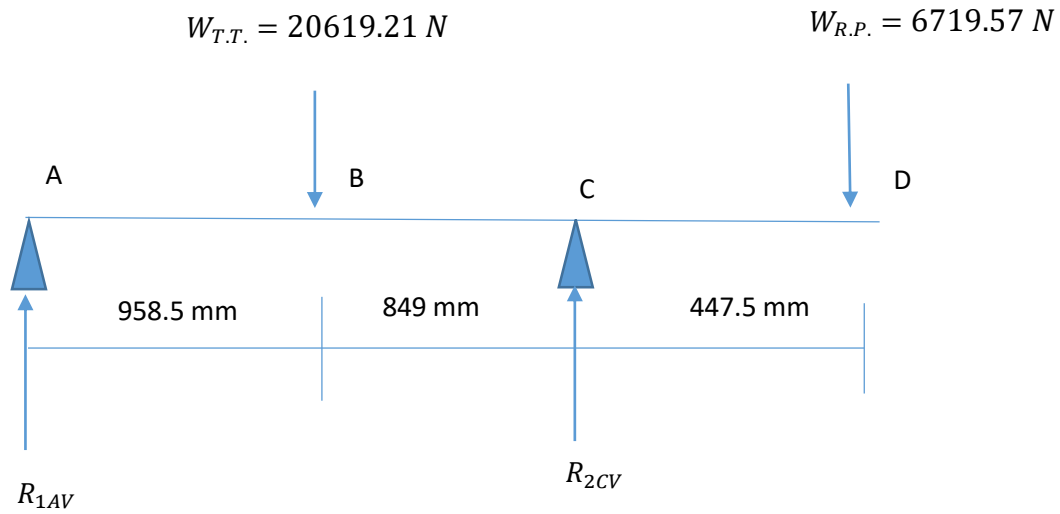


Figura N° 34: Distribución de fuerzas en el eje de la trituradora.

5.3.1. Cálculo de reacciones y momentos YZ.



$$\sum Fv = 0$$

$$R_{1A} + R_{2C} = W_{T.T.} + W_{R.P.}$$

$$R_{1A} + R_{2C} = 20619.21 + 6719.57$$

$$R_{1A} + R_{2C} = 27338.78 \text{ N} \dots\dots\dots \text{(I)}$$

$$\sum MA = 0$$

$$(0.9585)W_{T.T.} - (1.8075)(R_{2C}) + (2.255)W_{R.P.} = 0$$

$$(0.9585)(20619.21) - (1.8075)(R_{2C}) + (2.255)(6719.57) = 0$$

$$R_{2C} = \frac{34916.14}{1.8075} = 19317.37 \text{ N}$$

Reemplazamos R_{2C} en I.

$$R_{1AV} + R_{2CV} = 27338.78 \text{ N}$$

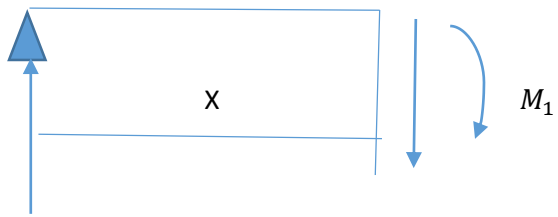
$$R_{1AV} + 19317.37 = 27338.78 \text{ N}$$

$$R_{1AV} = 27338.78 \text{ N} - 19317.37 \text{ N}$$

$$R_{1AV} = 8021.41 \text{ N}$$

Ecuaciones para cada tramo.

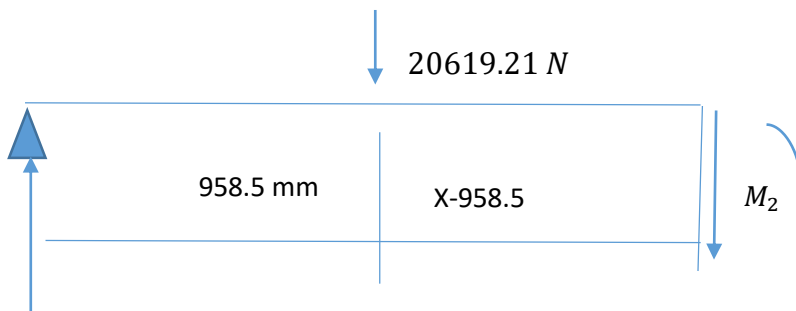
De 0 a 958.5 mm



$$R_{1AV} = 8021.41 \text{ N}$$

$$M_1 = 8021.41 X$$

De 958.5 mm a 1807.5 mm



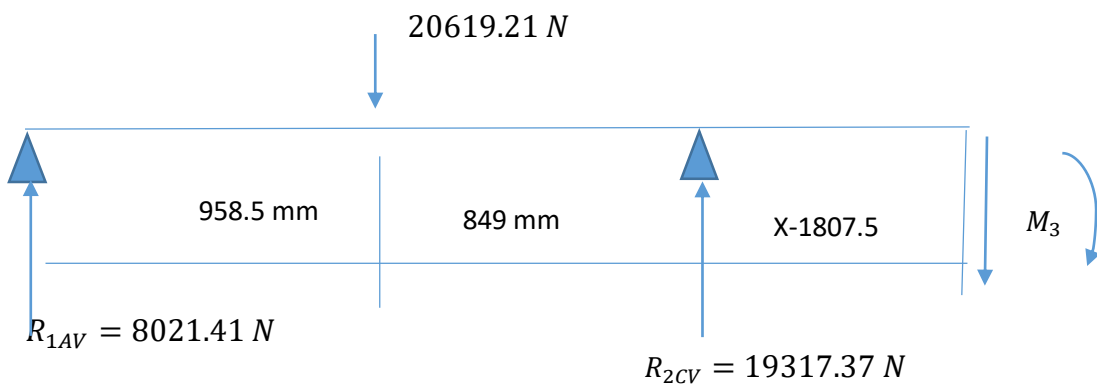
$$R_{1AV} = 8021.41 \text{ N}$$

$$M_2 = 8021.41X - 20619.21N(X - 0.9585)$$

$$M_2 = 8021.41X - 20619.21X + 19763.51$$

$$M_2 = -12597.8X + 19763.51$$

De 1807.5 mm a 2255mm



$$M_3 = 8021.41X - 20619.21(X - 0.9585) + 19317.37(X - 1.8075)$$

$$M_3 = 8021.41X - 20619.21X + 19763.51 + 19317.37X - 34916.15$$

$$M_3 = 6719.67X - 15152.64$$

5.3.1.1. Diagrama de Fuerza cortante YZ.

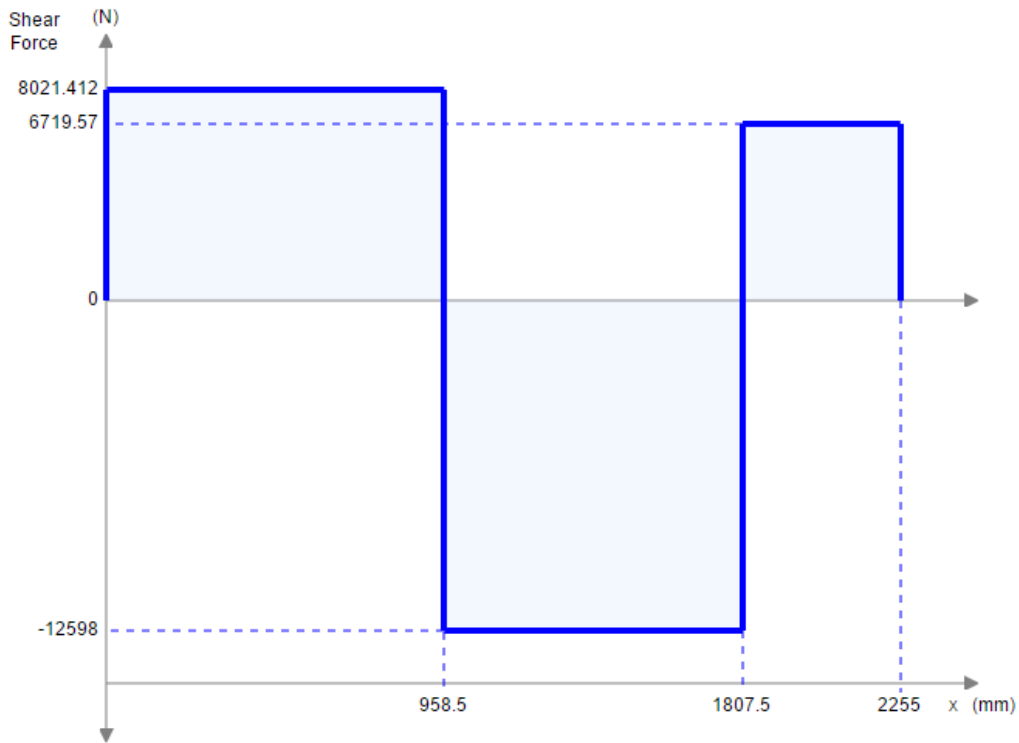
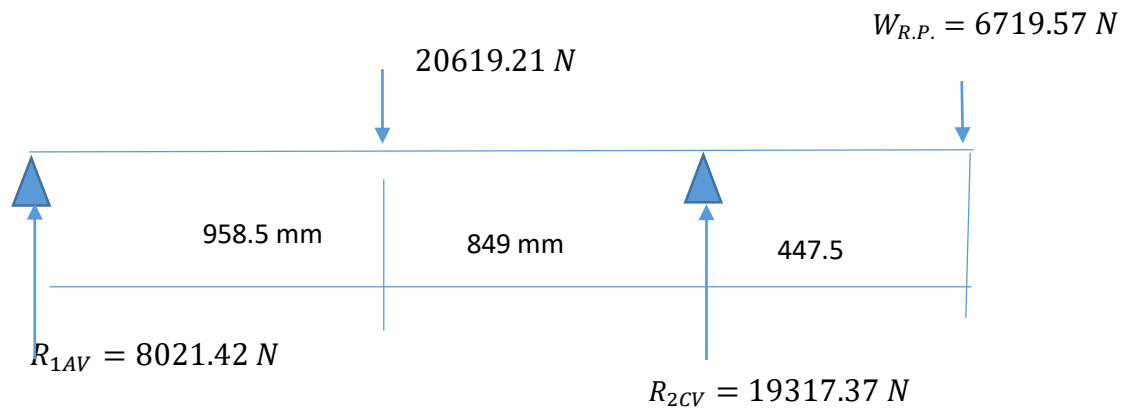


Figura N° 35: Diagrama de fuerza cortante yz.

5.3.1.2. Diagrama del momento flector YZ.



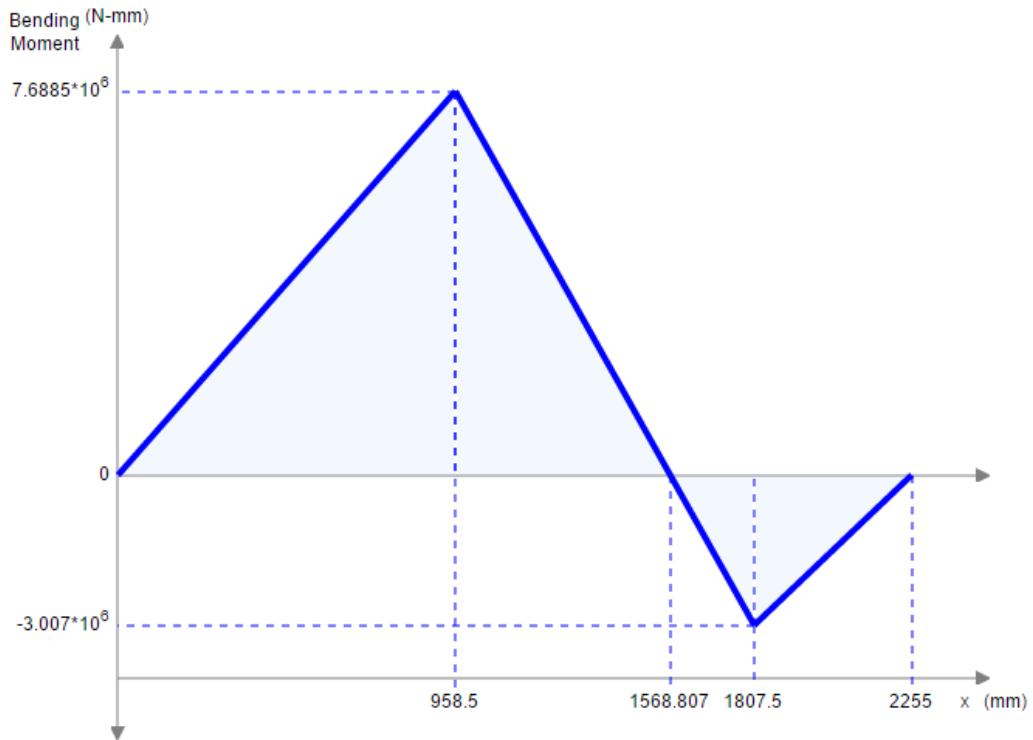
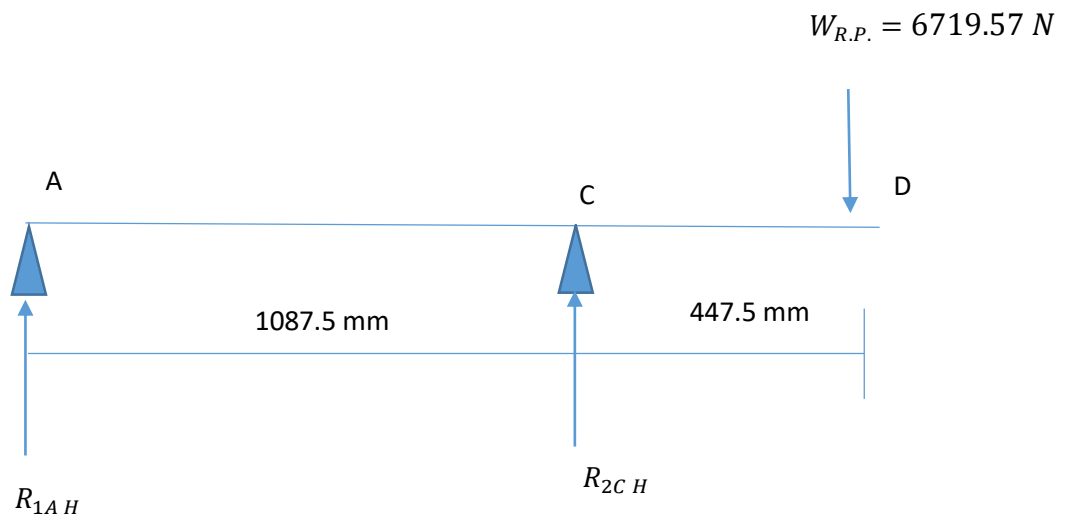


Figura N° 36: Diagrama de momento flector yz.

5.3.2. Calculo de reacciones y momentos XZ.



$$\sum FH = 0$$

$$R_{1AH} + R_{2CH} = W_{R.P.}$$

$$R_{1AH} + R_{2CH} = 6719.57$$

$$R_{1AH} + R_{2CH} = 6719.57 \text{ N} \dots\dots\dots (I)$$

$$\sum MA = 0$$

$$(1.8075)(R_{2CH}) + (2.255)W_{R.P.} = 0$$

$$(1.8075)(R_{2CH}) + (2.255)(6719.57) = 0$$

$$R_{2CH} = \frac{15152.63}{1.8075} = 8383.19 \text{ N}$$

Reemplazamos R_{2C} en I.

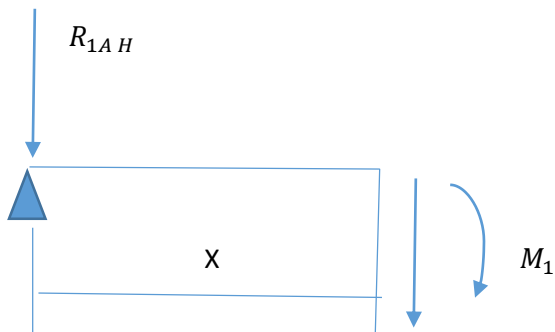
$$R_{1AH} + R_{2CH} = 6719.57 \text{ N}$$

$$R_{1AH} = 6719.57 \text{ N} - 8383.19 \text{ N}$$

$$R_{1AH} = -1663.63 \text{ N}$$

Ecuaciones para cada tramo.

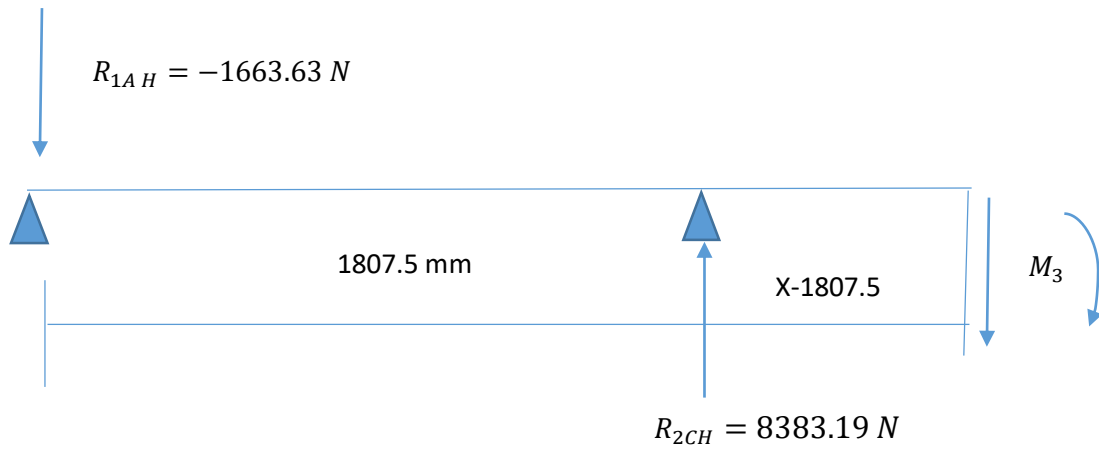
De 0 a 1807.5mm



$$R_{1AH} = 1663.63 \text{ N}$$

$$M_1 = 1663.63 X$$

De 1807.5 mm a 2255 mm



$$M_3 = 1663.63X + 8383.19(X - 1.8075)$$

$$M_3 = 1663.63X - 8383.19X - 15152.91$$

$$M_3 = -6719.56X - 15152.91$$

5.3.2.1. Diagrama de Fuerza cortante XZ.

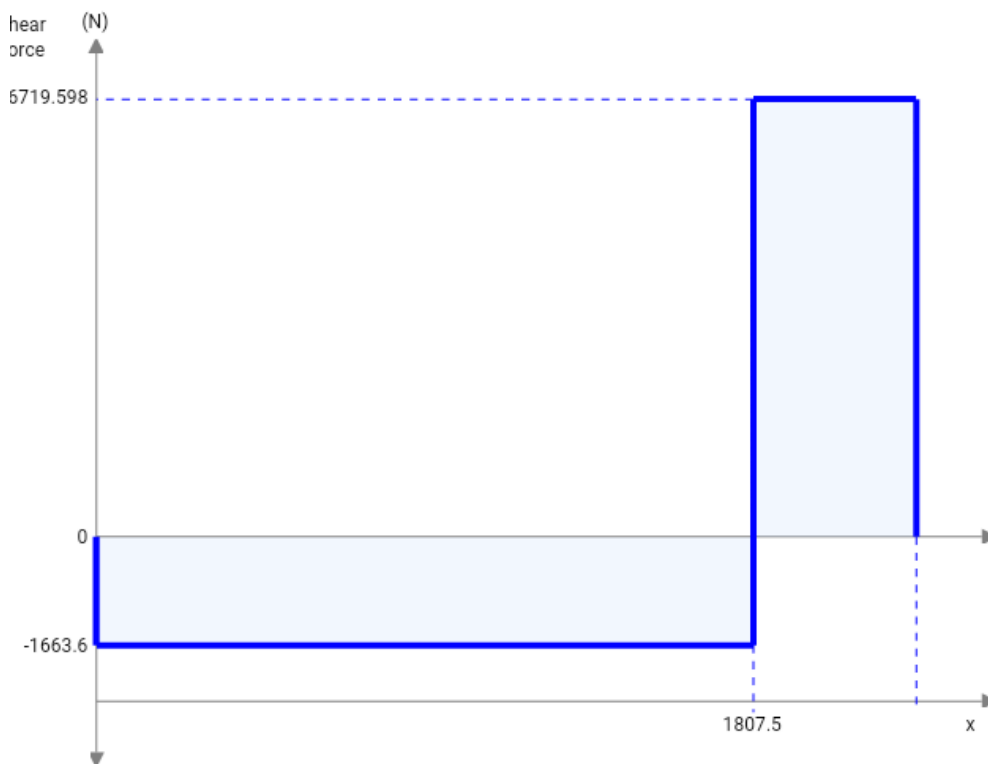


Figura N° 37: Diagrama de fuerza cortante xz.

5.3.2.2. Diagrama del momento flector XZ.

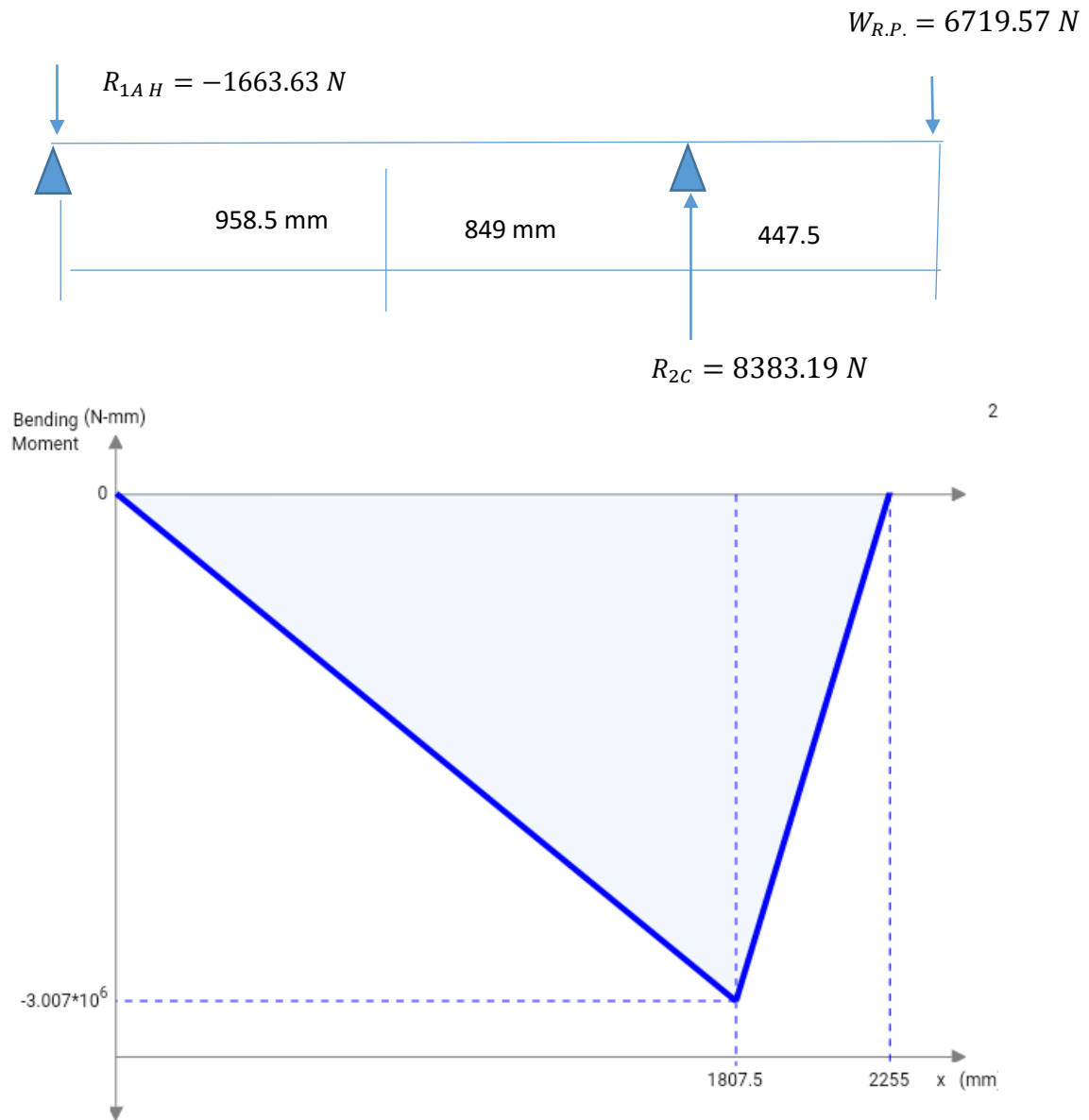


Figura N° 38: Diagrama de momento flector xz.

5.3.3. Sección de máxima tensión.

Para el análisis analítico se determina las secciones más críticas en la geometría del eje, por medio de la concentración de tensiones y cambio de sección. En este caso, las diferentes secciones a lo largo de todo el eje, están sometidas a cargas flexionantes

y torsionales y podemos determinar que las secciones críticas en este caso son A, B Y C, mostradas en la figura N° 39.

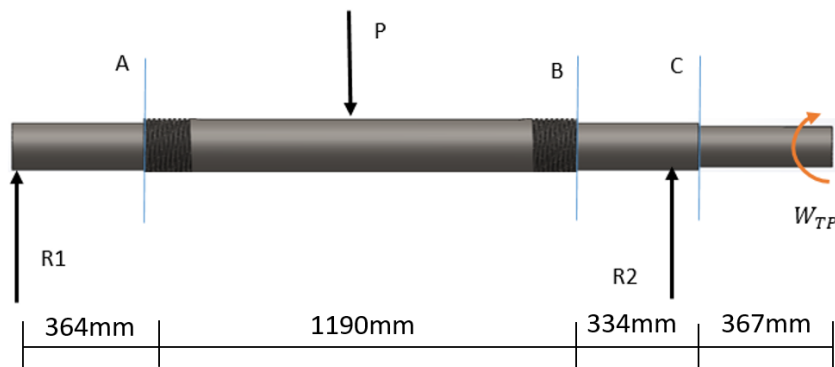


Figura N° 39: Secciones críticas. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez identificadas cuales son las secciones críticas, se procede a calcular el momento flector para cada punto, de los diagramas en el plano yz y el plano xz; el momento flector máximo para cada punto es:

$$M_A = \sqrt{(2.917 \times 10^6)^2 + (0.605 \times 10^6)^2} = 2.9800 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_B = \sqrt{(2.584 \times 10^6)^2 + (0.197 \times 10^6)^2} = 2.5914 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_C = \sqrt{(2.489 \times 10^6)^2 + (2.489 \times 10^6)^2} = 3.519 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

5.4. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s'_e$$

Donde:

s_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica

de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

k_a = Factor de Modificación de la condición superficial

k_b = Factor de Modificación de tamaño

k_c = factor de modificación de Carga

k_d = factor de modificación de 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

5.4.1. Límite de resistencia a la fatiga.

Se tiene

$$S_{ut} = 630MPa \rightarrow \text{Resistencia a la tension}$$

$$S_y = 530MPa \rightarrow \text{Resistencia a la fluencia}$$

Tenemos el límite de resistencia a la fatiga

$$s'_e = 0.5S_{ut}$$

$$s'_e = 0.5(630MPa)$$

$$s'_e = 315 MPa$$

5.4.2. Factor de modificación de condición superficial.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

De la tabla N°01; determinas nuestros valores a y b de acuerdo al acabado superficial para el acero laminado en frio:

$$a = 4.51 MPa$$

$$b = -0.265$$

Determinamos:

$$k_a = (4.51)(630)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8172$$

5.4.3. Factor de modificación de tamaño.

El eje de la trituradora está sometido a flexión y a torsión por lo que k_b es:

$$k_b = 1.51d^{-0.157}$$

$$k_b = 1.51(130)^{-0.157}$$

$$k_b = 0.719$$

5.4.4. Factor de modificación de carga.

EL eje de accionamiento está sometido a flexión y torsión, por lo que nuestro factor de cargas es:

$$k_c = 1 \rightarrow \text{Flexion}$$

$$k_c = 0.59 \rightarrow \text{Torsion}$$

5.4.5. Factor de modificación de temperatura.

Las condiciones de funcionamiento de la trituradora de impacto están sometida a una temperatura promedio de 170 °F, producida por la incorporación de gases calientes a la trituradora para reducir la humedad de carbón mineral.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})x170 - 0.115(10^{-5})(170)^2 + 0.104(10^{-8})(170)^3 - 0.595(10^{-12})(170)^4$$

$$k_d = 1.0198$$

5.4.6. Límite de resistencia a la fatiga.

Considerando el factor de confiabilidad y de efectos varios 1 tenemos:

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s'_e$$

$$s_e = (0.8172)(0.719)(1)(1.0198)(1)(1)(315)$$

$$s_e = 188.75 \text{MPA}$$

5.4.7. Concentración de esfuerzos.

$$K_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{130}{112.7} = 1.15$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{112.7} = 0.027$$

De acuerdo a las gráficas, de la figura N° 09, para un Eje redondo con filete en el hombro en flexión obtenemos un $k_t = 2.15$ y de la figura N° 10, para un Eje redondo con filete en el hombro en torsión obtenemos $k_t = 1.7$

$$S_{ut} = 630 \text{MPa} = 91.44 \text{kpsi}$$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.2669788(10^{-7})S_{ut}^3$$

$$\sqrt{a} = 0.0698\sqrt{pul} = 0.353\sqrt{mm}$$

Para flexión

$$K_f = 1 + \frac{2.15 - 1}{1 + \frac{0.353}{\sqrt{3}}} = 1.95$$

Para torsión

$$K_f = 1 + \frac{1.7 - 1}{1 + \frac{0.353}{\sqrt{3}}} = 1.58$$

5.4.8. Esfuerzos fluctuantes.

De acuerdo a lo expresado anteriormente, los esfuerzos debido al momento y al torque son respectivamente:

$$\sigma_c = K_f \frac{M_c}{I/C}$$

$$\tau_m = K_f \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Donde:

σ_c = Es el esfuerzo flexionante debido a M_c

τ_m = Es el esfuerzo cortante debido a T_m

Módulo de sección

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(112.7)^3}{32} = 140.53 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_c = 1.95 \frac{3.519 \times 10^6}{140.53 \times 10^3} = 48.85 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 1.58 * \frac{16 \times 905.192}{\pi(0.1127)^3} = 5.056 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos principales equivalentes σ_c y σ_m en el Círculo de Morh, según la teoría de la energía de distorsión (Von Mises) son los siguientes:

$$\sigma_a = \sigma_c = 48.85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3}\tau_m = 8.75 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo es menor que S_e y menor que S_y . Ello significa que hay una vida infinita sin fluencia en el primer ciclo.

5.4.9. Resistencia a la fatiga.

De la gráfica de la figura N°17 obtenemos un $f=0.855$ para un $S_{ut} = 91.44$ kpsi.

Entonces obtenemos que:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.855 \times 630)^2}{186.75} = 1554.68 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.855 \times 630}{186.75}\right) = -0.15308$$

El número de ciclos a la falla se expresa como:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$$

$$N = \left(\frac{48.85}{1554.68}\right)^{-1/0.15308} = 65.60 \times 10^8 \text{ ciclos}$$

5.4.10. Factor de seguridad.

Usando la teoría de fallas por fatiga obtenemos los siguientes factores de seguridad:

Factor de seguridad de Goodman:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{48.85}{188.75} + \frac{8.75}{630}} = 3.66$$

Factor de seguridad de Gerber:

$$n = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right]$$

$$n = \frac{1}{2} \left(\frac{630}{8.75} \right)^2 \frac{48.85}{188.75} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 8.75 \times 188.75}{630 \times 48.85} \right)^2} \right]$$

$$n = 3.85$$

Los resultados indican que los factores de seguridad son casi semejantes, siendo el más conservador el método de Gerber.

5.4.11. Diagrama de Gerber.

El criterio de falla de Gerber se escribe como:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

La recta de Gerber, se convierte en:

$$\frac{nS_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}} \right)^2} \right)$$

Línea de carga $r = \frac{S_a}{s_m} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$

Obtenemos que $r = \frac{48.85}{8.85} = 5.52$

$$S_a = \frac{(5.52)^2(630)^2}{2(188.75)} \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2(188.75)}{5.52 \times 630} \right)^2} \right) = 188.20 \text{ Mpa}$$

Obtenemos que: $s_m = \frac{188.20}{5.52} = 34.1 \text{ MPa}$

Calculamos el punto de intersección entre la fatiga y la fluencia al primer ciclo:

$$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{S_{ut}} \right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e} \right)} \right)$$

$$S_m = \frac{(630)^2}{2(188.75)} \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2(188.75)}{630} \right)^2 \left(1 - \frac{530}{188.75} \right)} \right) = 430 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_y - S_m = 530 - 430 = 100 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, la pendiente crítica es

$$r_{crit} = \frac{S_a}{S_m} = \frac{100}{430} = 0.233$$

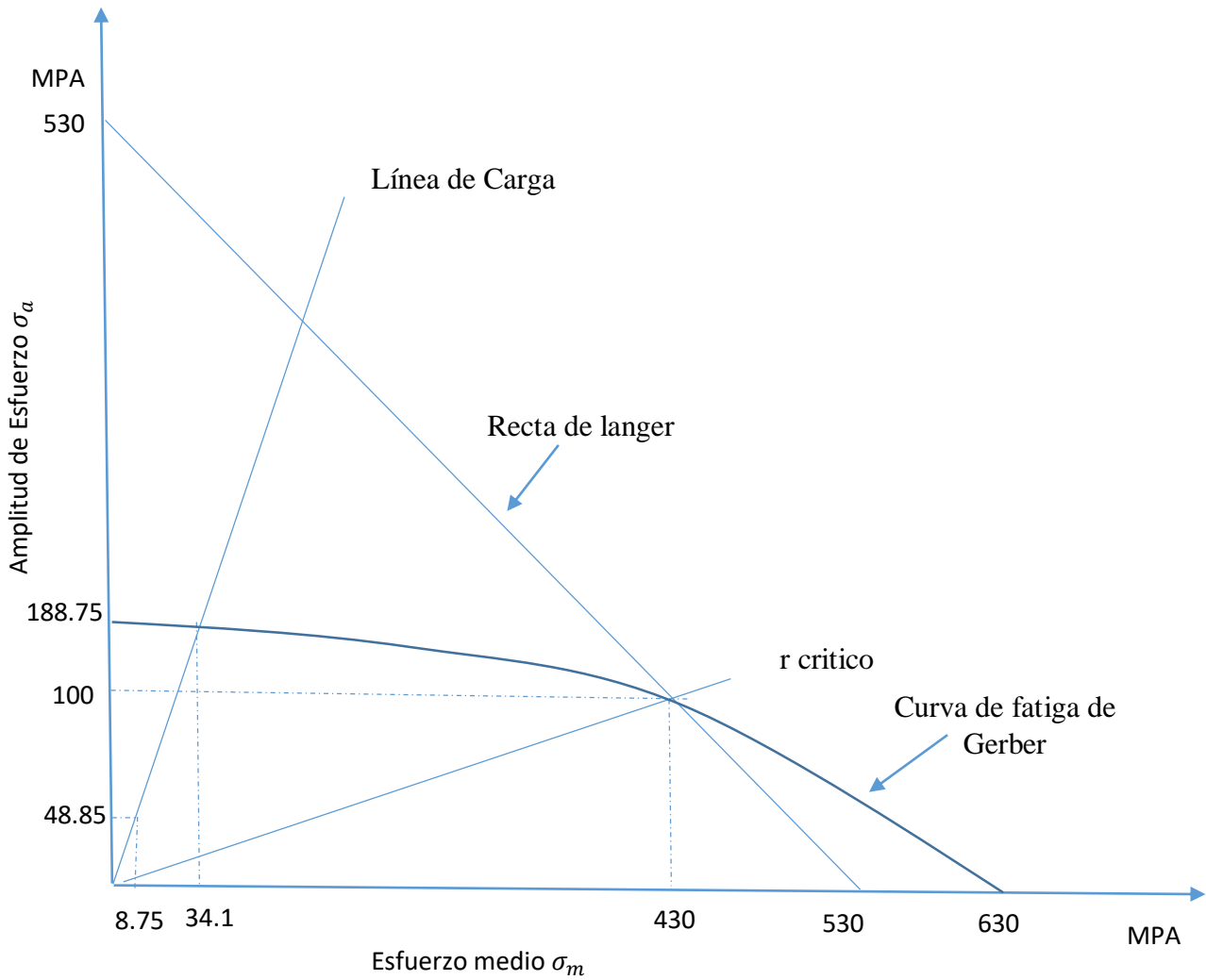


Figura N° 40: Diagrama de fatiga, dibujado para Gerber, Langer y la línea de carga.

El criterio de Gerber, gráficamente representa una parábola entre la tensión media frente a la tensión alternante, en el cual se especifica la curva de fatiga de Gerber en la figura N°40. En la gráfica se observa que los esfuerzos calculados están dentro del margen de zona segura y ello indica que el eje analizado no fallara según este criterio.

VI. ANÁLISIS DE SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS DEL EJE DE ACCIONAMIENTO DE UNA TRITURADORA DE IMPACTO.

6.1. Descripción del eje de accionamiento.

Para realizar el análisis del eje; se considera que el material del eje está fabricado de Acero al Carbono 1045, el cual tiene una resistencia a la tensión de 630 MPa, y una resistencia a la fluencia de 530MPa, La geometría del eje se ha realizado en el software especializado llamado Solidworks para su análisis.



Figura N° 41: Eje de accionamiento modelizado en Solidworks.

6.2. Análisis estático.

Realizado el modelo en 3D, se procede a crear el análisis estático, el cual será estudio de referencia para el análisis de fatiga. Para ello se selecciona Nuevo estudio, y en el tipo de estudio Análisis estático.

6.2.1. Propiedades del material.

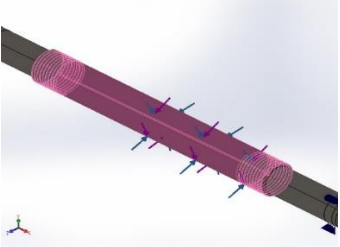
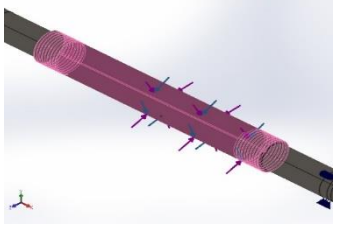
Como se describió anteriormente, el material utilizado es un acero al carbono 1045, por lo tanto, se selecciona el material. Éste se encuentra dentro de la carpeta de solidworks materiales / Acero.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	625	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	530	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.15e-005	/K
Conductividad térmica	49.8	W/(m·K)

Tabla N°07: Propiedades del material del eje de accionamiento en Solidworks.

6.2.2. Cargas

Para definir las fuerzas que actúan sobre el eje, dentro de la sección de Cargas externas se selecciona la opción Fuerza. Posteriormente se selecciona la cara donde va a ser aplicada la fuerza, en este caso existe una carga vertical, inercial y torsional que actúan a lo largo del eje como se muestra en la Tabla N°08. En cuanto a las unidades, se selecciona SI (Sistema Internacional) y se ingresa las magnitudes de las fuerzas.

Carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar Fuerza Vertical Valor: 20619.2 N
Torsión-1		Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsional inercial Valor: 130.54 N.m

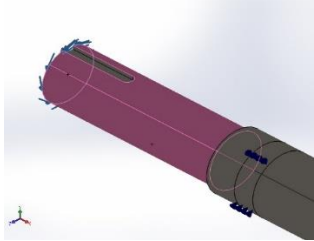
Torsión -2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 905.192 N.m
---------------	---	---

Tabla N°08: Cargas y sujeciones del eje de accionamiento en Solidworks.

6.2.3. Sujeciones.

Las sujeciones son de tipo rodamiento, por lo que el eje está sujetado por dos rodamientos en cada extremo como se muestra en la Figura N°43. Esta sujeción permite simular la creación de un rodamiento en el modelo y la interacción que se produce entre el eje y el rodamiento. En su definición se debe indicar las caras cilíndricas del eje y las caras del rodamiento o también se puede indicar solamente las caras cilíndricas del eje si no se quiere incluir el rodamiento en el análisis.

✓ Pestaña tipo:

En tipo se puede definir las caras para el eje y para el rodamiento además de activar la opción de alineación automática. La opción permitir alineación automática, permite definir que la alineación de la cara cilíndrica del conector gire fuera del eje.

✓ Pestaña Rigidez:

Se puede seleccionar el tipo de unión, rígida o flexible. En unión rígida, la cara que se selecciona no puede ser deformada ni trasladarse. En unión flexible se puede definir la rigidez radial y axial.

Es importante activar la casilla de estabilizar rotación del eje cuando se analizan estudios con cargas a torsión ya que éstas provocan inestabilidades rotacionales y si éstas no se controlan, el análisis no se efectúa.

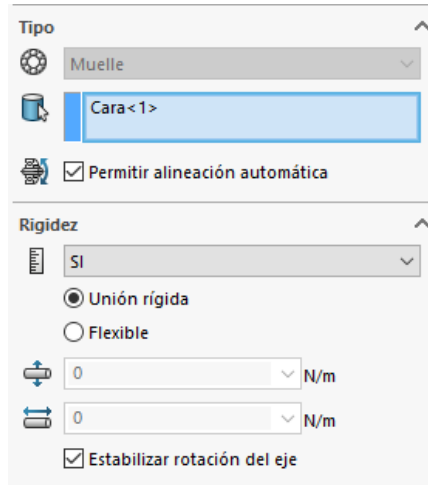


Figura N° 42: Ventana definición sujeción tipo rodamiento.

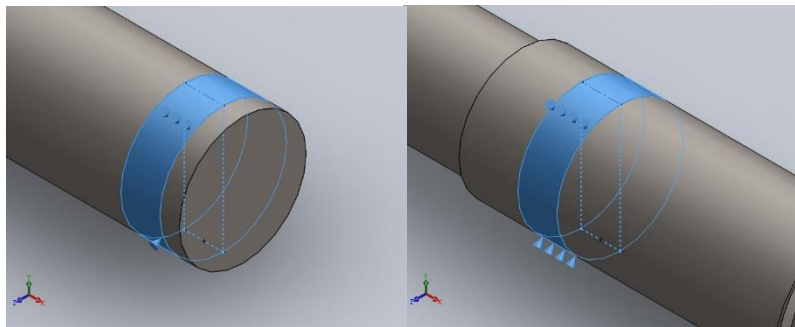


Figura N° 43: Sujeción de rodamientos del eje de accionamiento en Solidworks.

6.2.4. Información de malla.

A continuación, se realiza el mallado con las opciones estándar. Ellas son calidad de mallado alto, tipo de mallado estándar y sin transición automática. El resultado es tal y como se muestra en la figura N°44. Está conformado por elementos tetraédricos y como se describe en la Tabla N°09, se procederá a realizar el análisis estático.

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático0 2 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	16.8169 mm
Tolerancia	0.840846 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	92144
Número total de elementos	61419
Cociente de aspecto máximo	52.23
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	96.7
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.174
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Tabla N° 09: Descripción de Mallado del eje de accionamiento en Solidworks.

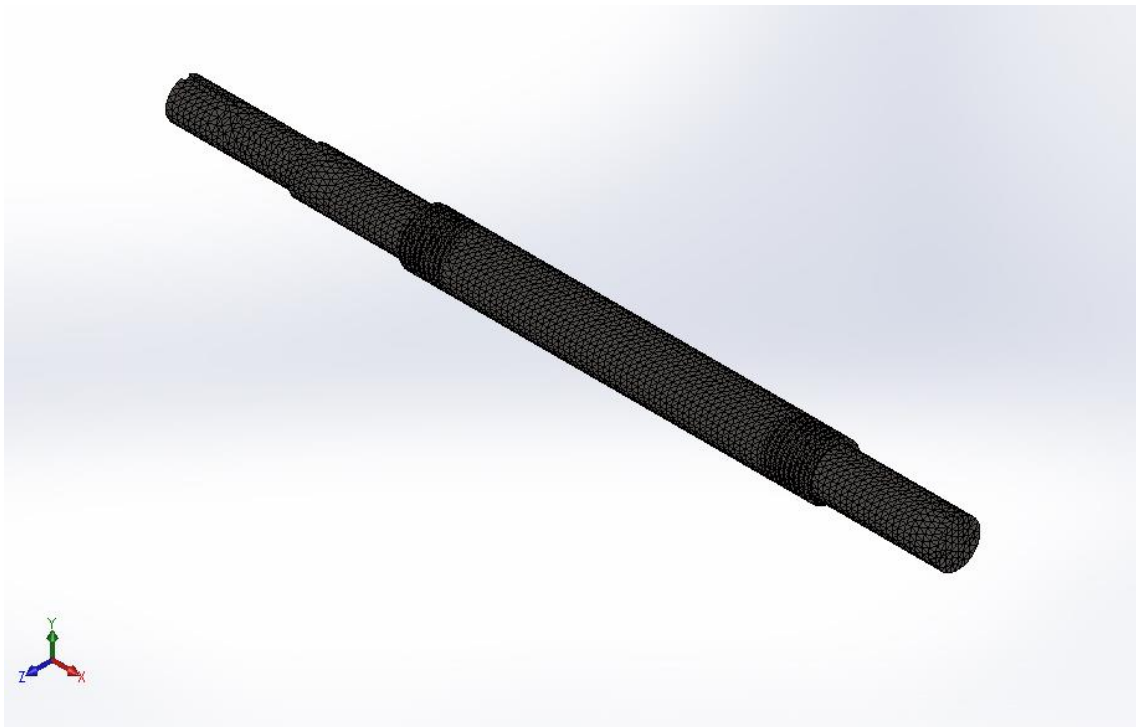


Figura N° 44: Mallado de eje de accionamiento - Ansys Solidworks.

6.2.5. Distribución de tensiones.

En esta situación el eje actúa totalmente balanceado, y el análisis por elementos finitos permite visualizar el comportamiento de las cargas sobre el eje de la trituradora. En la figura N° 45, se ven diferentes vistas de la distribución de la tensión de Von Misses. Como se observa las zonas más críticas parecen ser en principio en el cambio de sección del lado del accionamiento de la polea.

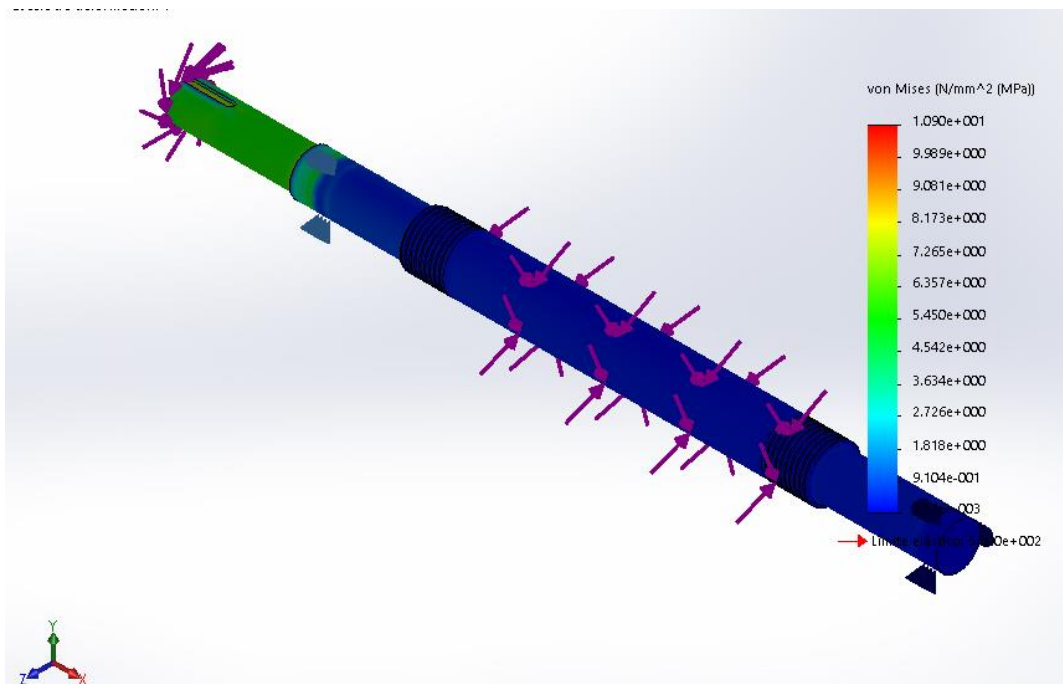


Figura N°45: Distribución de la tensión de Von Misses.

En la siguiente figura N° 46, se muestra la tensión máxima en el cambio de sección. Este tiene mucho sentido, ya que es la sección más cercana a la fuerza que se le aplica al eje y es la sección de menor diámetro; de este análisis se determina que la tensión máxima en el eje es de $\tau_{max} = 10.90 \text{ MPa}$ y el esfuerzo mínimo es $\tau_{min} = 2.57 \text{ KPa}$.

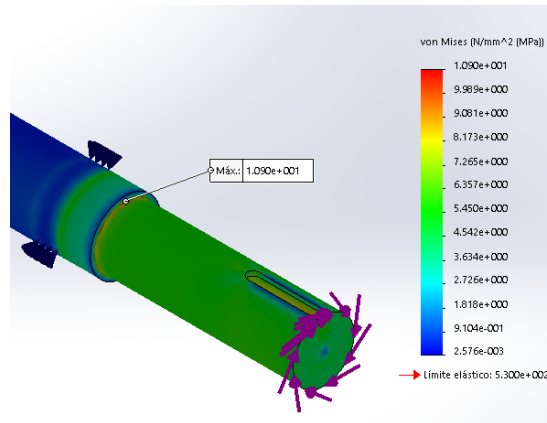


Figura N° 46: detalle de la tensión de Von Misses.

6.2.6. Desplazamiento.

En cuanto al desplazamiento sufridos por eje de la trituradora, es en el eje de aplicación de las fuerzas. Se puede ver la distribución de desplazamiento en la figura N°47. Se observa que el desplazamiento máximo se da en el extremo del eje, por soportar la carga del par torsor, y su valor es de:

$$f_{max} = 0.036 \text{ mm}$$

Un desplazamiento muy pequeño y por lo tanto permisible, ya que el eje en funcionamiento no debe sufrir grandes desplazamientos.

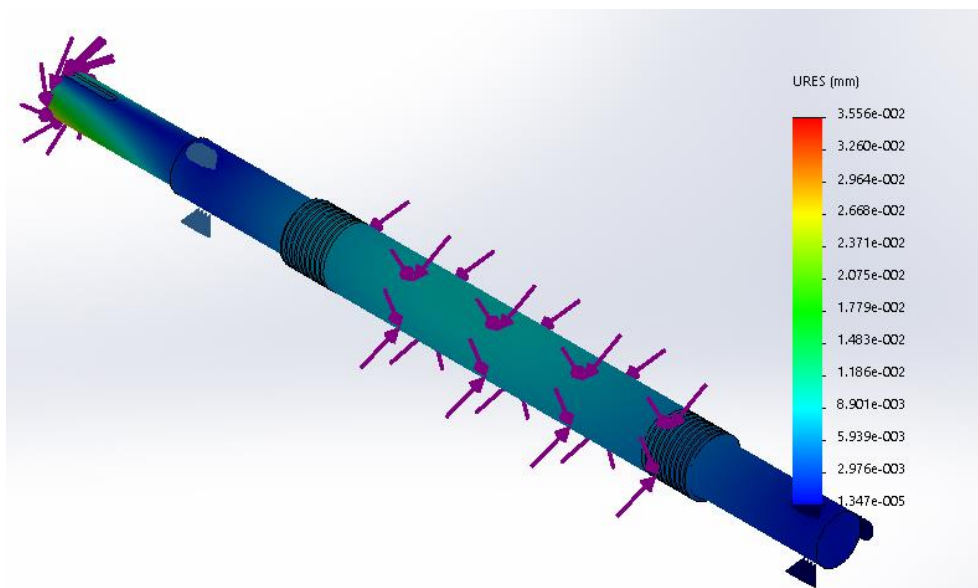


Figura N° 47: Distribución de desplazamientos del eje de accionamiento.

6.2.7. Factor de Seguridad.

Simboliza la relación entre el valor de la tensión que origina el fallo de fatiga con la tensión. Los modelos ensayados rompen cuando las cargas aplicadas sobre el modelo se multiplican por el resultado del factor de seguridad mínimo en esa zona.

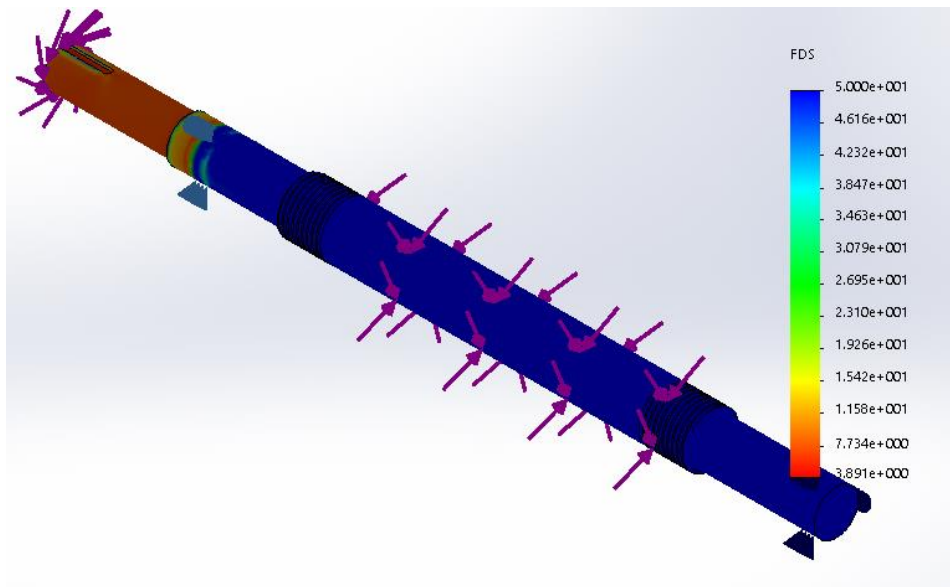


Figura N° 48: Trazado de factor de carga para el eje de accionamiento.

El factor de seguridad mínimo obtenido a fatiga es de $3.89 > 1$.

Se ha representado el factor de seguridad entre 3.89 y 50. Todos los puntos que tienen un factor de seguridad superior o igual a 50 están representados en color azul.

6.3. Análisis de fatiga.

Una vez realizado el análisis de esfuerzos, se pasa a simular el análisis a fatiga, los parámetros y características que se han elegido son los siguientes.

Se va a simular una carga alternante con los valores detallados en el análisis estático. Para ello se indica el tipo de carga Zero based ($LR = 0$). Con un factor de resistencia a la fatiga de $k_{fsw} = k_a k_b k_c = 0.8172 \times 0.702 \times 1 = 0.57$

Nombre del evento	N.º de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Incremento
Suceso-1	10 ⁶	Con base en O (LR=0)	Análisis estático 1	1	0

Tabla N°10: Parámetros para el análisis de fatiga en Solidworks.

6.3.1. Daño acumulado.

Los resultados del factor de daño indican que el suceso especificado consume cerca del 0.16 % de la vida del modelo, Por lo que el daño muestra que la pieza no sufre desgaste por fatiga aplicando la carga radial 10⁶ ciclos.

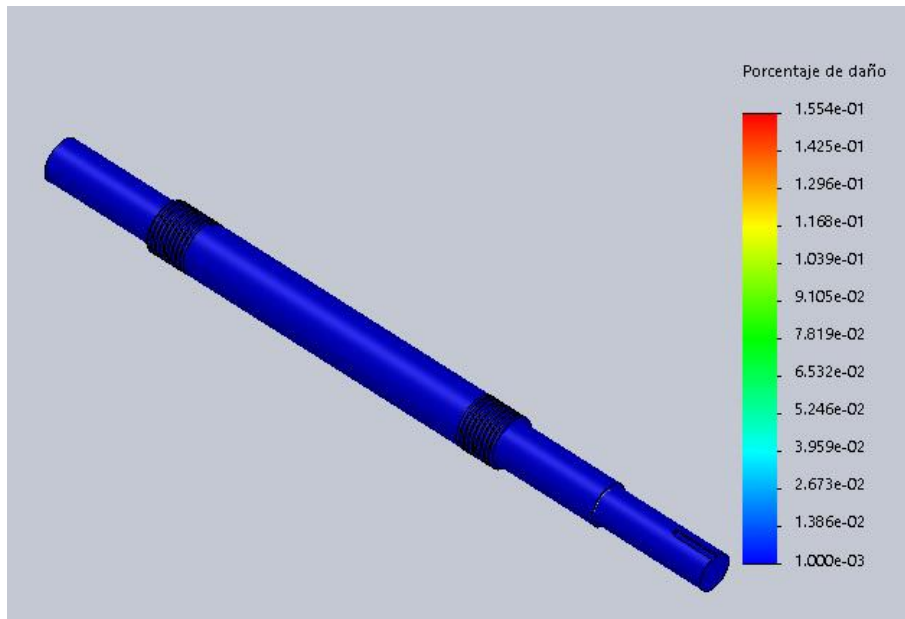


Figura N° 49: Daño acumulado en el eje de accionamiento.

6.3.2. Influencia sobre la vida total.

El trazado de vida, para dichas cargas y numero de ciclos, el daño por fatiga es mínimo; por lo que la vida mínima que se espera de 64.36×10^8 ciclos.

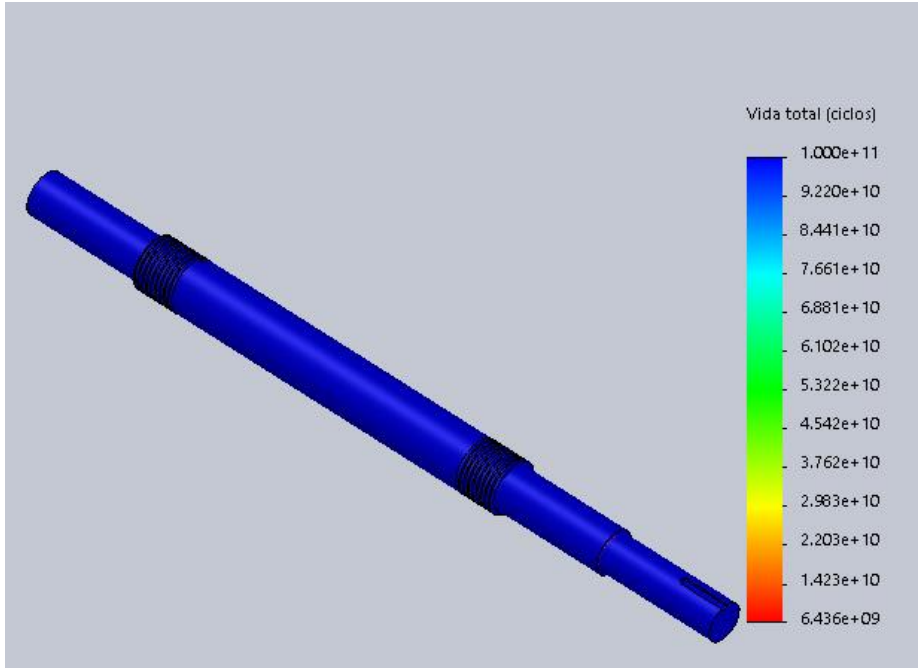


Figura N° 50: vida total del eje de accionamiento.

6.3.3. Factor de carga.

El trazado de factor de carga indica que el eje de accionamiento fallara debido a la fatiga si las cargas actuales se multiplican por 10.51 (mínimo factor de carga).

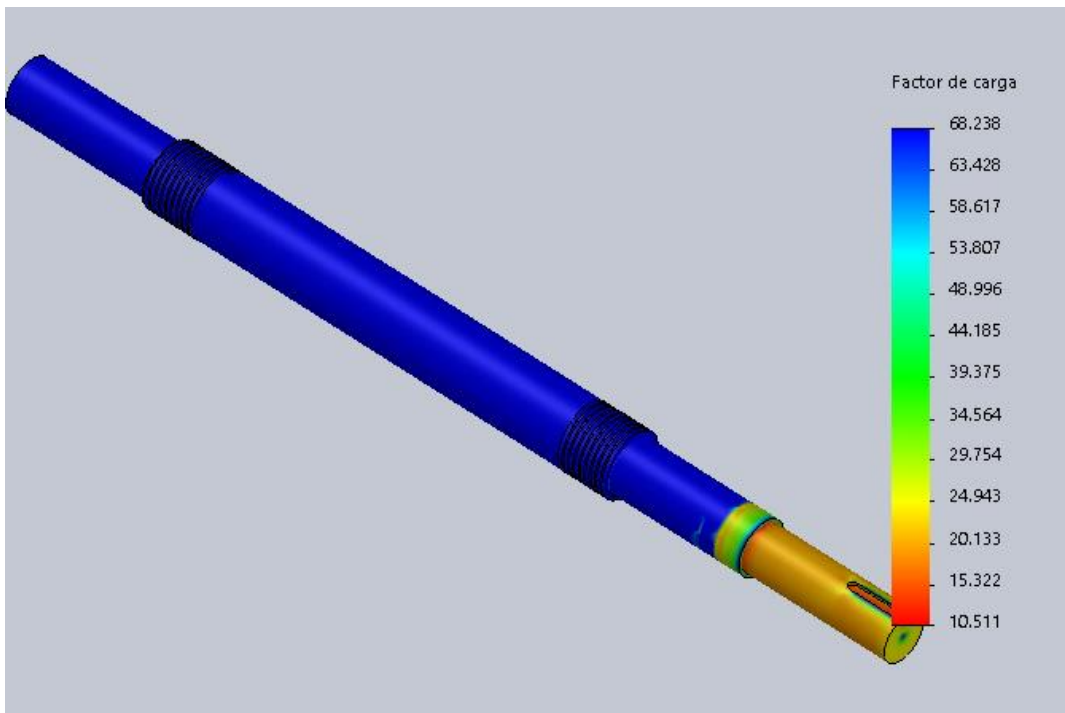


Figura N° 51: Trazado de factor de carga para el eje de accionamiento.

6.3.4. Trazado de indicador de biaxialidad.

Las propiedades a fatiga de los materiales comúnmente se encuentran expresadas para esfuerzos uniaxiales, pero en realidad se sabe que muchas veces el estado de esfuerzos es multiaxial. El factor de biaxialidad está definido como la división entre el esfuerzo principal mínimo y el esfuerzo principal máximo.

Mediante este trazado se puede observar la relación entre la tensión alterna principal más pequeña y la tensión principal alterna más grande, la visualización que ofrece el SW Simulation, se muestran las razones de esfuerzo por nodo. En el resultado del análisis del eje de accionamiento los valores iguales o próximos a uno, indican un estado biaxial puro y se encuentran la parte central del eje, mientras que los valores iguales a menos uno, representan un cortante puro y podemos ubicarlos en la zona del accionamiento del eje.

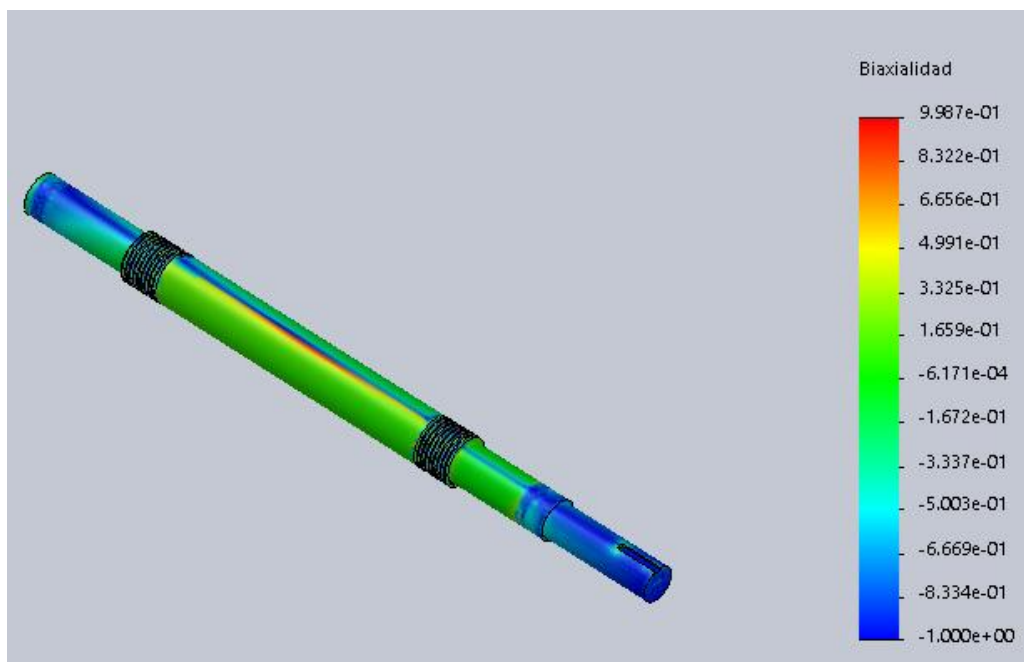


Figura N° 52: Indicador de biaxialidad para el eje de accionamiento.

6.3.5. Curva S-N.

Como se sabe, las curvas S-N expresan la resistencia a la fatiga para un determinado número de ciclos que por lo general es muy elevado. Por esta razón es que muchas veces con la finalidad de mejorar la visualización y el entendimiento de estas curvas es que se usa una escala logarítmica.

El solidworks simulation determina los datos de la curva S-N, para realizar el análisis y determinar los resultados de daño o de vida a la fatiga (life-safety life).

En la figura N° 53, se pueden observar la tensión alterna VS el número de ciclos que causan falla por fatiga en cada nodo. Esta gráfica está basada en la curva S-N y en los esfuerzos alternantes en cada uno de los nodos. Del diagrama de Gerber realizado en el análisis de fatiga se puede observar que el esfuerzo flexionante alternante es de 10.90 MPa, por lo que se encuentra por debajo de la curva S-N. Por lo que se consideraría que el eje tiene una vida de 10^8 ciclos.

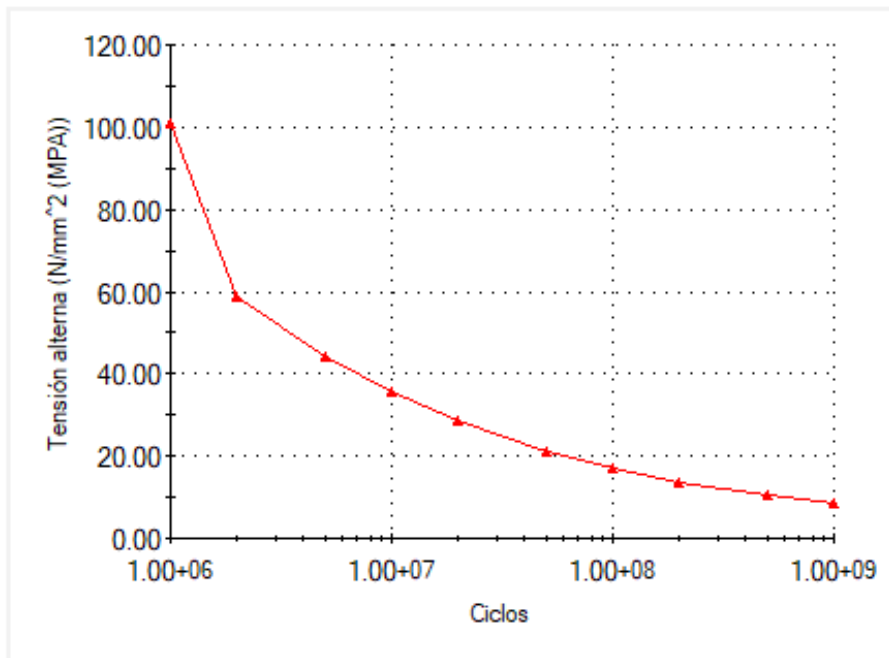


Figura N° 53: Curva S-N.

VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Desarrollado el análisis de falla a fatiga para el eje de accionamiento de la trituradora mediante el método analítico y solidworks Simulation, podemos evaluar y comparar los resultados obtenidos.

Primero analizaremos los resultados correspondientes a la tensión máxima determinada en el eje, para la sección “C”, esta zona es la de mayor concentración de esfuerzos y por la que fallará antes el eje, estos valores son los que afectan de forma significativa los resultados de vida del eje. En la tabla N° 11 se muestran los resultados para la sección crítica del eje de accionamiento.

	$\sigma_{max}(MPa)$	
Sección	Calculo analítico	SW simulation
Sección c	8.75	10.90

Tabla N° 11: Resultados de la tensión máxima mediante el método analítico y solidworks simulation.

Se puede observar que existe una diferencia entre los valores de las tensiones calculadas, en donde el valor de tensión por medio del método analítico es menor al de solidworks Simulation. El origen de esta diferencia de resultados está en la precisión de los dos métodos de análisis. En el método analítico, para calcular el factor de corrección de concentración de tensiones teórico kt, se realiza mediante gráficos de las Figuras 09 y 10. El uso y cálculo de factores de corrección mediante gráficos, hace que el método analítico no sea tan preciso como el de solidworks simulation.

Por otro lado, los resultados desarrollados por el método de Gerber correspondientes a la vida total del eje de accionamiento, se muestran en la Tabla N°12:

	Vida Total (Ciclos)	
	GERBER	
Sección	Calculo analítico	SW simulation
Sección c	65.60×10^8	64.36×10^8

Tabla N° 12: Resultados de la vida total mediante el método analítico y solidworks simulation.

Los resultados mostrados de la vida total del eje están analizados mediante el criterio de Gerber y se tiene para ambos métodos un valor de 10^8 ciclos, manteniendo un margen de diferencia considerable. Los resultados de vida del eje que se obtuvieron mediante el método analítico fueron de un número de ciclos mayor que los obtenidos mediante el solidworks simulation. Este hecho puede llevar a deducir que el solidworks Simulation, Conduce a un análisis más preciso, ya que los resultados que muestra son más conservadores en comparación con el método analítico.

Para el caso del factor de seguridad, los resultados obtenidos se muestran en la Tabla N° 13.

	Factor de seguridad (n)	
Sección	Calculo analítico	SW simulation
Sección c	3.85	3.89

Tabla N° 13: Resultados del factor de seguridad mediante el método analítico y solidworks simulation.

Como se observa, el valor del factor de seguridad varía para ambos métodos, debido a los factores de corrección que se utiliza al momento de realizar el análisis. Esto es debido a que la vida a fatiga también varía como se ha podido observar en el análisis anterior. El valor que interesa es el menor factor de seguridad, puesto que este indica que se alcanzado la vida deseada.

VIII. CONCLUSIONES.

- ✓ Se realizó el análisis actual de la máquina trituradora de impacto de 25 TM/H, donde se determinó el eje de accionamiento como elemento principal de la trituradora (Análisis de criticidad); considerando que está dispuesto a sufrir una falla por desgaste, fricción, vibraciones llegando a producir la fatiga. El eje de accionamiento soporta una carga de 20619.21 N y el torque medio (T_m) que transmite el motor al eje es de 905.192 N.m.
- ✓ Del análisis de falla por fatiga, podemos determinar que los factores de corrección para el método analítico y solidworks simulation son los que determinan la precisión de los resultados. La ventaja del solidworks en comparación con método analítico es que podemos modificar de una manera más factible el criterio de análisis y los parámetros, obteniendo con mayor precisión los resultados.
- ✓ Se determinó que el factor de seguridad para que ocurra la fatiga por el método Analítico es de 3.85 y por medio de SW es de 3.89, estipulando de ello un margen de error de 1.038 %, debido a los factores de corrección.
- ✓ Del análisis en el diagrama de Gerber, determinamos que el esfuerzo flexionante no supera el límite de resistencia a la fatiga y podemos concluir que el eje no fallara por fatiga mediante este método.
- ✓ Con los resultados obtenidos del análisis de esfuerzos y los parámetros de fatiga se ha determinado que la vida útil del eje de accionamiento es de 64.36×10^8 ciclos. La zona crítica para el eje, se determinó en este caso la sección “C” por la concentración de tensiones y se comprueba el área con menor vida a fatiga.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Avilés, R. (2005). *Análisis de fatiga en máquinas*. España : Paraninfo S.A.
- Budynas, R., & Keith, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Cavaliere, F., Luengo, C., & Cardona, A. (2011). Análisis de fatiga en muy alto número de ciclos. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, 15(1), 03-12.
- Córdova, J., & Loayza, H. (2010). *Diseño y construcción de un banco para realizar ensayos de fatiga por flexión para los diferentes aceros*. Cuenca, Ecuador: Universidad del Azuay.
- Díaz, J. (2017). *Determinación mediante la realización análisis de falla de las causas más comunes de falla en ejes de equipos industriales*. Lima, Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- García, P. (2009). *Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos*. Piura, Perú: Universidad de Piura.
- Gondar, G., & Rodríguez, R. (2007). *Diseño y construcción de una máquinas para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa*. Caracas, Venezuela.: Universidad Central de Venezuela.
- Instituto Nacional de Estadística e Informática. (15 de Febrero de 2019). *Perú: economía creció 4% en 2018 y acumuló 20 años de expansión*. Obtenido de Agencia Peruana de Noticias ANDINA.
- Mera, H. (2014). *Metodología para el análisis de esfuerzos y a fatiga de ejes y obtención del factor de intensidad de tensiones mediante el método XFEM en Abaqus*. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid.
- Montiel, M. (2017). *Estimación de vida a fatiga en un eje con ajuste a presión*. Sevilla, España: Universidad de Sevilla.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson educación.
- Pedrero, j. (2018). *Tecnología de máquinas. Tomo I. Fundamentos. Ejes, acomplamientos y apoyos*. Madrid, España: Universidad nacional de educación a distancia.
- Polanco, C. (2011). *Ensayo de fatiga en flexión rotativa del acero AISI-SAE 1018 por el método esfuerzo-vida*. Guayaquil, Ecuador: Escuela Politécnica del Litoral.
- Vanegas, L. (2018). *Diseño de elementos de máquinas*. Pereira, Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira.
- Vega, R. (2013). *Análisis de falla en pernos de bombas KSB de 800 HP*. Lima, Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- software: solidworks 2018.

X. ANEXOS

9.1. Análisis de criticidad.

9.1.1. Variables de Criticidad.

Criticidad														
ÍTEM	VARIABLES	CONCEPTO	PONDERACION	OBSERVACIONES										
1	Efecto sobre el Servicio que proporciona:													
		Para	4											
		Reduce	2											
		No para	0											
2	Valor Técnico - Económico:													
	Considerar el costo de Adquisición, Operación y Mantenimiento.	Alto	3	Más de U\$ 20000										
		Medio	2											
		Bajo	1	Menos de U\$ 1000										
3	La falla Afecta:													
	a. Al Equipo en si	Si	1	Deteriora otros componentes?										
		No	0											
	b. Al Servicio	Si	1	Origina problemas a otros equipos?										
		No	0											
	c. Al operador:	Riesgo	1	Posibilidad de accidente del operador?										
		Sin Riesgo	0											
	d. A la seguridad en grl.	Si	1	Posibilidad de accidente a otras personas u otros equipos cercanos.										
		No	0											
4	Probabilidad de Falla (Confiabilidad)													
		Alta	2	Se puede asegurar que el equipo va a trabajar correctamente cuando se le necesite?										
		baja	0											
5	Flexibilidad del Equipo en el Sistema:													
		Único	2	No existe otro igual o similar										
		By pass	1	El sistema puede seguir funcionando.										
		Stand by	0	Existe otro igual o similar no instalado										
6	Dependencia Logística:													
		Extranjero	2	Repuestos se tienen que importar										
		Loc./Ext.	1	Algunos repuestos se compran localmente.										
		Local	0	Repuestos se consiguen localmente.										
7	Dependencia de la Mano de Obra:													
		Terceros	2	El Mantenimiento requiere contratar a terceros.										
		Propia	0	El Mantenimiento se realiza con personal propio.										
8	Facilidad de Reparación (Mantenibilidad):													
		Baja	1	Mantenimiento difícil.										
		Alta	0	Mantenimiento fácil.										
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">ESCALA DE REFERENCIA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>CRITICA 16 a 20</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>IMPORTANTE 11 a 15</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>REGULAR 06 a 10</td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>OPCIONAL 00 a 05</td> </tr> </tbody> </table>		ESCALA DE REFERENCIA		A	CRITICA 16 a 20	B	IMPORTANTE 11 a 15	C	REGULAR 06 a 10	D	OPCIONAL 00 a 05	<p>Asignar los valores de la ponderación calificando al equipo por su incidencia sobre cada variable. Este paso requiere un buen conocimiento del equipo, su sistema, su operación, su valor y los daños que podría ocasionar una falla.</p> <p>Obtener el valor ponderado para cada equipo y agruparlas clasificándolas de acuerdo a la escala de referencia y buscando una distribución con sesgo izquierdo, como se muestra en la figura, a fin de acercarnos al costo mínimo de la actividad de mantenimiento</p>		
ESCALA DE REFERENCIA														
A	CRITICA 16 a 20													
B	IMPORTANTE 11 a 15													
C	REGULAR 06 a 10													
D	OPCIONAL 00 a 05													

9.1.2. Cálculo de criticidad de los elementos de la trituradora.

Cálculo de la criticidad de los equipos																
ITEM	CODIGO	NOMBRE DEL EQUIPO	PONDERACION											ESCALA DE REFERENCIA	¿SE INCLUYE EN EL PMP?	
			1	2	3A	3B	3C	3D	4	5	6	7	8			TOTAL
1	1.00	Discos Laterales	2	1	1	1	0	0	1	0	1	2	0	9	REGULAR	No
2	2.00	Barras de Impacto	4	2	1	1	0	0	1	1	1	2	0	13	IMPORTANTE	No
3	3.00	Placas Centrales	2	2	1	1	0	0	1	0	1	2	0	10	REGULAR	No
4	4.00	Eje de Accionamiento	4	2	1	1	1	0	1	2	1	2	1	16	CRITICO	Si
5	5.00	Eje de Barras de Impacto	4	1	1	1	0	0	0	0	0	2	1	10	REGULAR	No
6																
7																
8																
9																
10																
11																
12																
13																
14																
15																

RESUMEN	Escala de referencia	CANTIDAD
	CRITICO	1
	IMPORTANTE	1
	REGULAR	3
	OPCIONAL	0

9.1.3. Resumen de análisis de Criticidad.

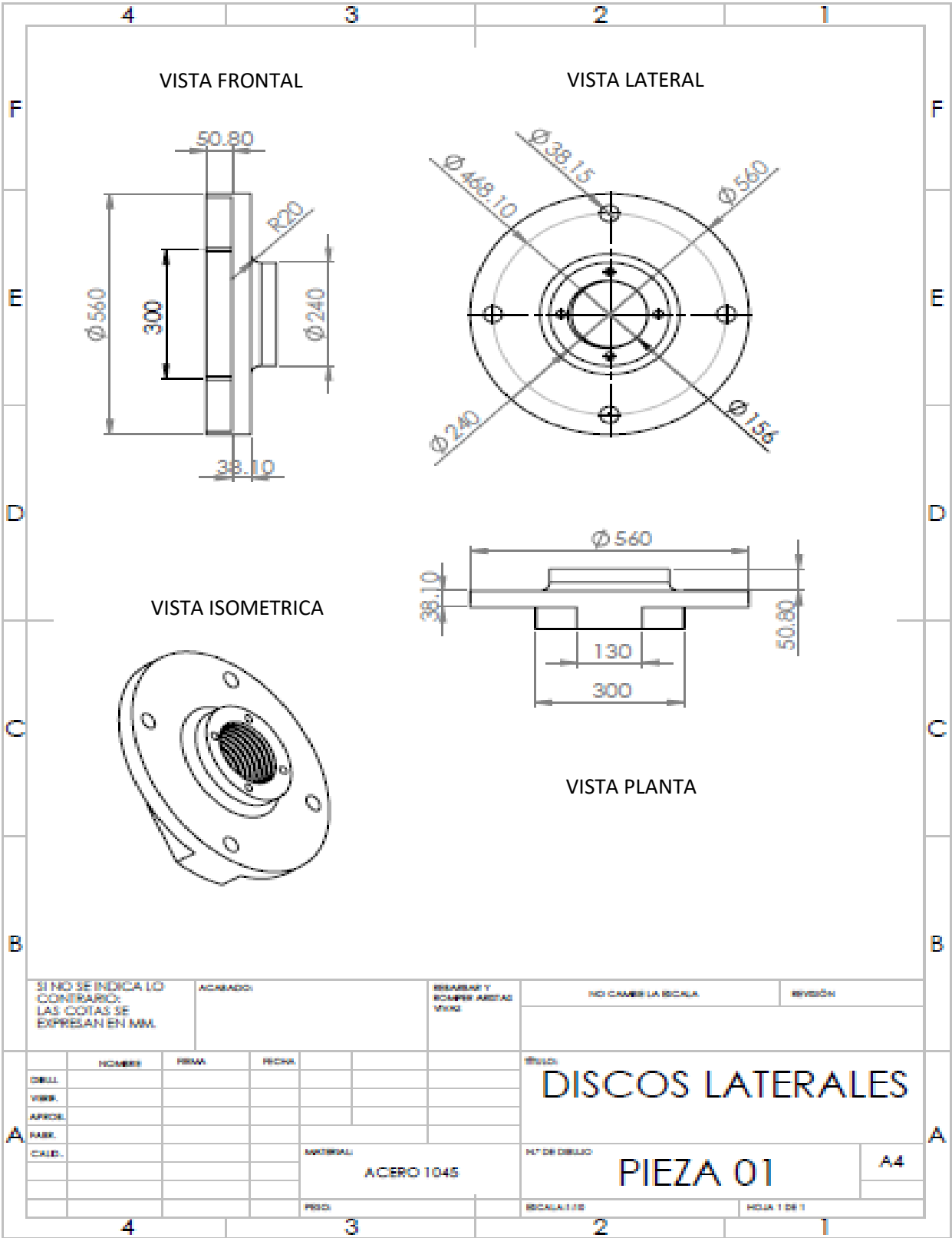
Tenemos que el elemento más crítico de todos los elementos de la trituradora de impacto, es el eje de accionamiento.

Cálculo de la criticidad de los equipos					
ITEM	CODIGO	NOMBRE DEL EQUIPO	POND.	ESCALA DE REFERENCIA	¿SE INCLUYE EN EL PMP?
1	1.00	Discos Laterales	9	REGULAR	No
2	2.00	Barras de Impacto	13	IMPORTANTE	No
3	3.00	Placas Centrales	10	REGULAR	No
4	4.00	Eje de Accionamiento	16	CRITICO	Si
5	5.00	Eje de Barras de Impacto	10	REGULAR	No
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					

RESUMEN	Escala de referencia	CANTIDAD
	CRITICO	1
	IMPORTANTE	1
	REGULAR	3
	OPCIONAL	0

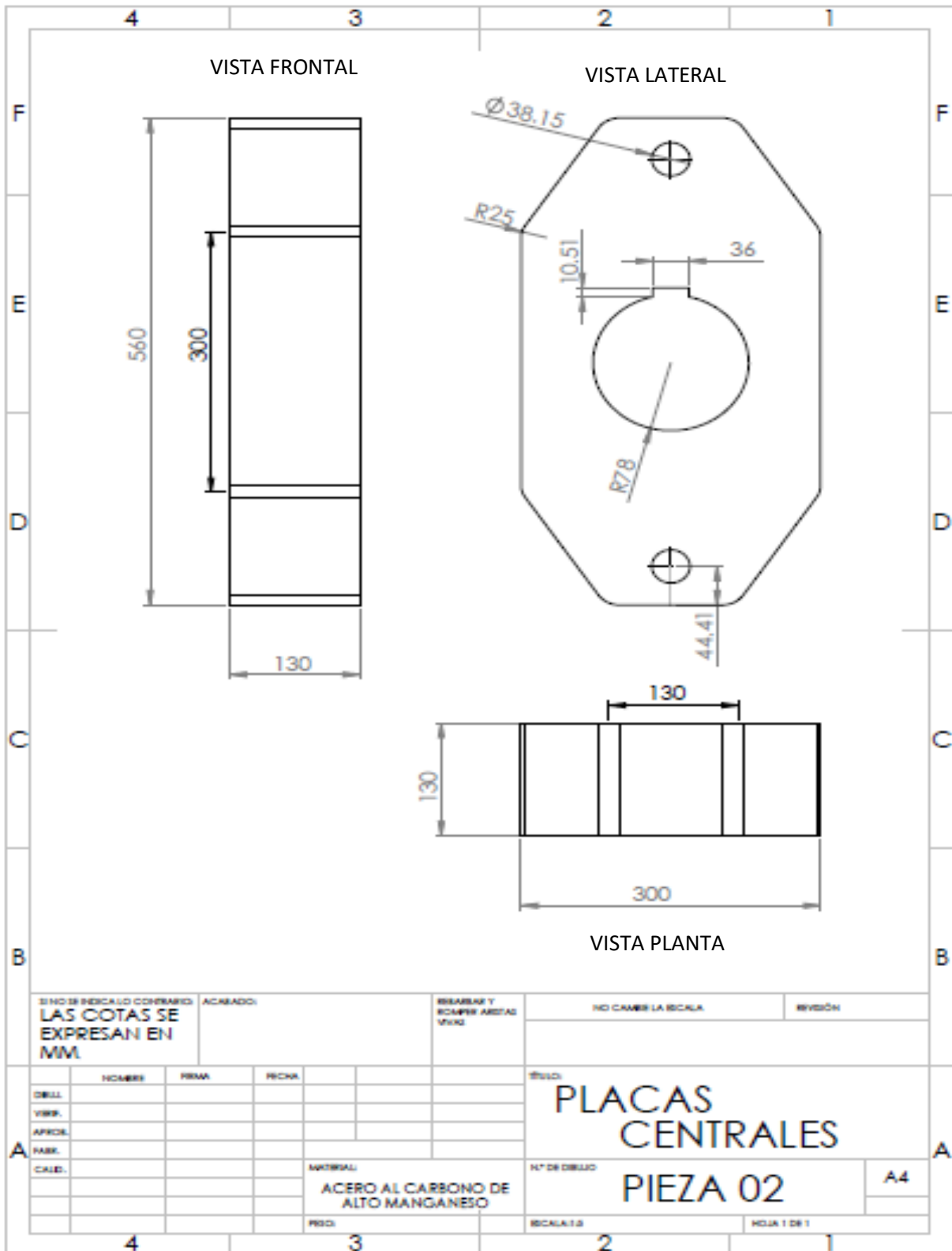
9.2. Planos de trituradora de impacto de eje horizontal.

9.2.2. Discos laterales.

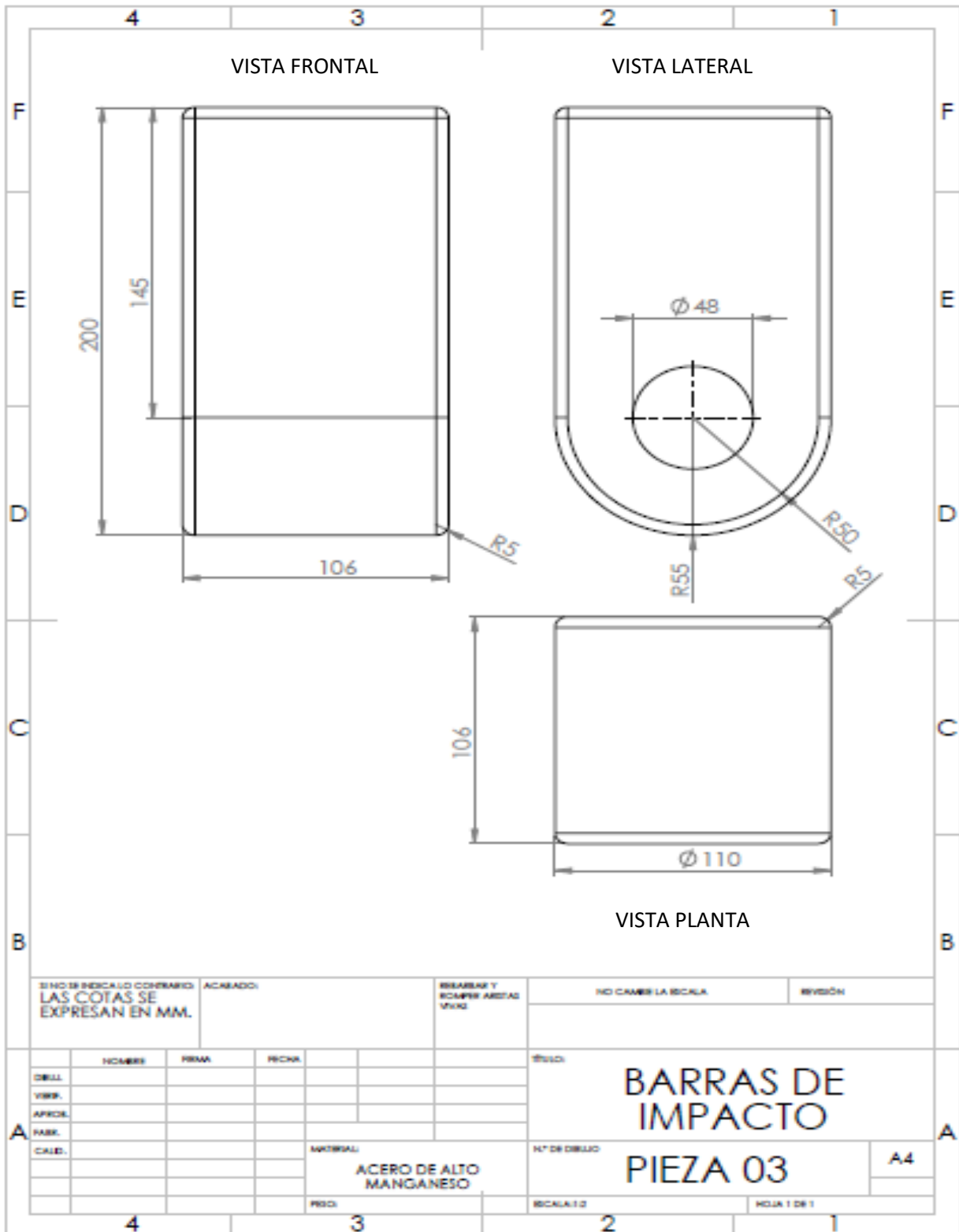


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM.		ACERADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVE		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISION																																																		
<table border="1"> <tr><td>DESB.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>VISI.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>APROB.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>REB.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>CALE.</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </table>	DESB.						VISI.						APROB.						REB.						CALE.						<table border="1"> <tr><td>NOMBRE</td><td></td></tr> <tr><td>PRIM</td><td></td></tr> <tr><td>FECHA</td><td></td></tr> </table>		NOMBRE		PRIM		FECHA		<table border="1"> <tr><td>MATERIAL</td><td>ACERO 1045</td></tr> <tr><td>PROD.</td><td></td></tr> </table>		MATERIAL	ACERO 1045	PROD.		<table border="1"> <tr><td>NO. DE DISCO</td><td>PIEZA 01</td></tr> <tr><td>ESCALA 1:1</td><td></td></tr> </table>		NO. DE DISCO	PIEZA 01	ESCALA 1:1		<table border="1"> <tr><td>HOJA 1 DE 1</td><td></td></tr> </table>		HOJA 1 DE 1		<table border="1"> <tr><td>REVISION</td><td></td></tr> </table>		REVISION	
DESB.																																																										
VISI.																																																										
APROB.																																																										
REB.																																																										
CALE.																																																										
NOMBRE																																																										
PRIM																																																										
FECHA																																																										
MATERIAL	ACERO 1045																																																									
PROD.																																																										
NO. DE DISCO	PIEZA 01																																																									
ESCALA 1:1																																																										
HOJA 1 DE 1																																																										
REVISION																																																										
<table border="1"> <tr><td>DISCOS LATERALES</td></tr> </table>						DISCOS LATERALES	<table border="1"> <tr><td>A4</td></tr> </table>		A4																																																	
DISCOS LATERALES																																																										
A4																																																										

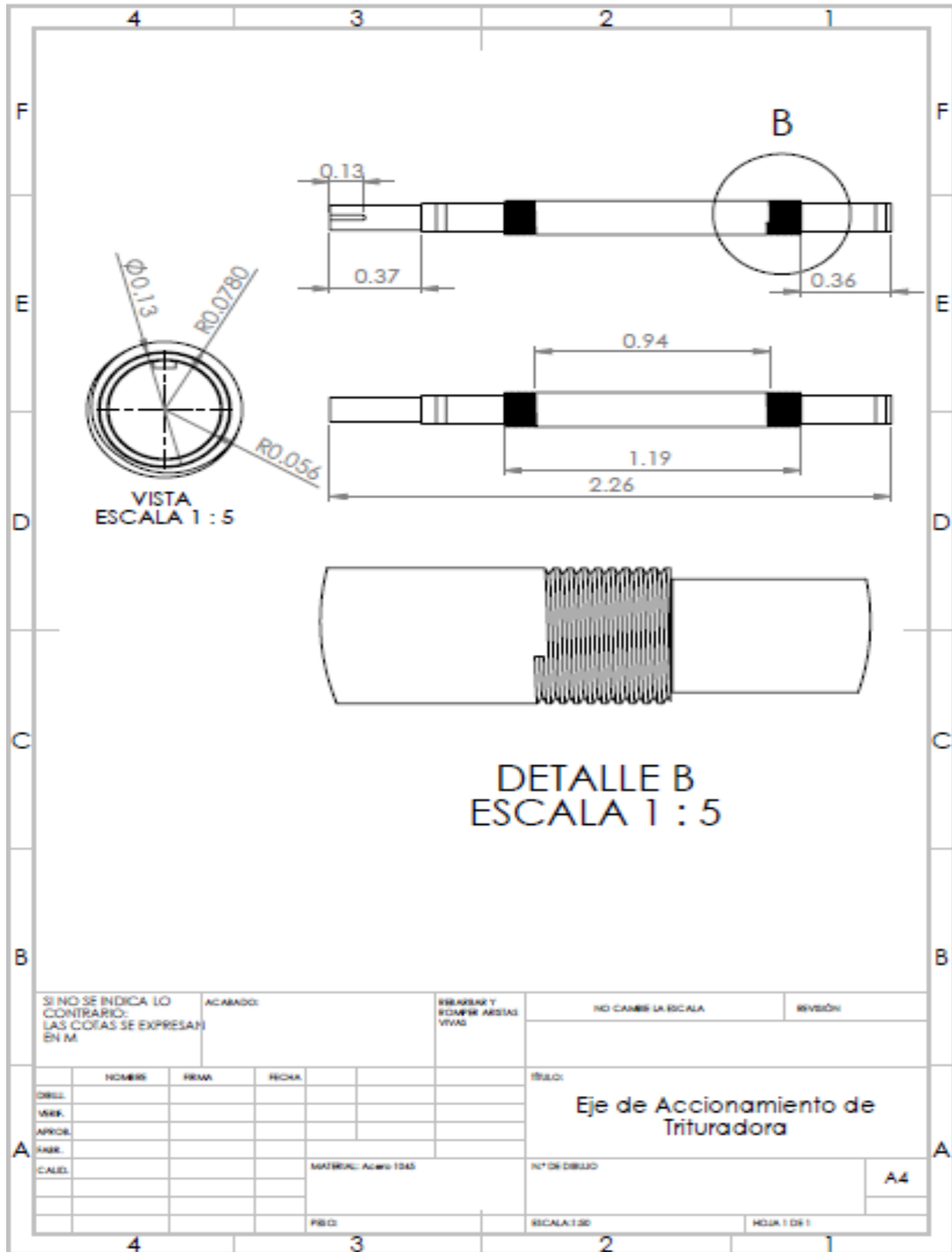
9.2.3. Placas centrales.



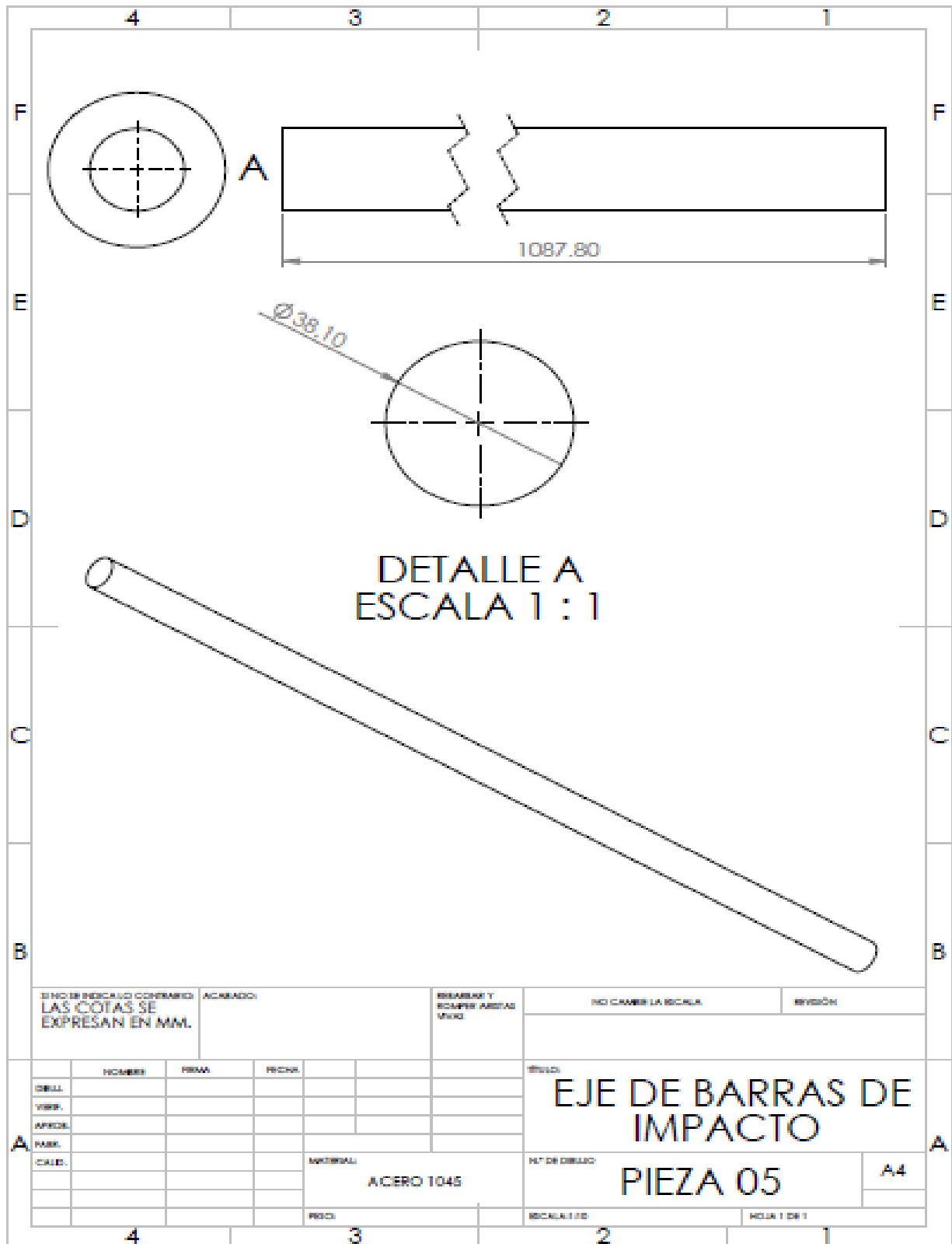
9.2.4. Barras de impacto.



9.2.5. Eje de Accionamiento.



9.2.6. Eje de Barras de impacto.



9.3. Tablas de propiedades de simulación.

9.3.1. Propiedades del Material.

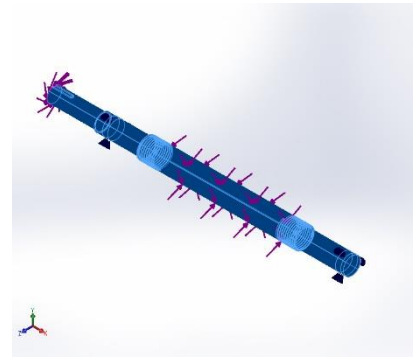
Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: AISI 1045 Acero estirado en frío</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.15e-005 /Kelvin</p>

Tabla N° 14: Propiedades del Material del eje de accionamiento.

9.3.2. Tipo de mallado.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	16.8169 mm
Tolerancia	0.840846 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	92144
Número total de elementos	61419
Cociente máximo de aspecto	52.23
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.174
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

Tabla N° 15: Información de mallado del eje de accionamiento.