

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga

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

AUTOR

Marcos Jesus Vera Luliquis

ASESOR

Alejandro Segundo Vera Lazaro

<https://orcid.org/0000-0003-0198-338X>

Chiclayo, 2024

**Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión
para reducir fallas por fatiga**

PRESENTADA POR

Marcos Jesus Vera Luliquis

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADO POR

Dante Omar Panta Carranza

PRESIDENTE

Luis Alberto Gonzales Bazan
SECRETARIO

Alejandro Segundo Vera Lazaro
VOCAL

Dedicatoria

A Dios, por otorgarme la fortaleza y sabiduría necesarias para alcanzar mis metas. A mis padres, Roger Alberto Vera Guzmán y Delia Luliquis Dávila, por su constante apoyo, sacrificio y amor incondicional, que han sido el pilar de mi éxito. A mi hermana, cuyo ánimo y compañía han sido de gran inspiración durante mi etapa universitaria. Y a todas las personas que han contribuido a mi formación profesional.

Agradecimiento

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento a quienes han sido parte fundamental de este logro.

En primer lugar, mi profundo reconocimiento hacia mi asesor, el Ing. Alejandro Vera Lázaro, cuya guía y apoyo han sido indispensables en el desarrollo de esta tesis.

A mis queridos padres, Roger y Delia, les estoy infinitamente agradecido por su constante respaldo y sacrificio a lo largo de este camino. Su amor incondicional y apoyo inquebrantable han sido mi mayor motivación para alcanzar este objetivo tan anhelado.

Gracias a todos por su contribución en este viaje hacia el cumplimiento de mis metas académicas.

Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga

INFORME DE ORIGINALIDAD

23%

INDICE DE SIMILITUD

22%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

9%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	hdl.handle.net Fuente de Internet	4%
2	tesis.usat.edu.pe Fuente de Internet	3%
3	repositoriodspace.unipamplona.edu.co Fuente de Internet	3%
4	dspace.unl.edu.ec Fuente de Internet	1%
5	www.scribd.com Fuente de Internet	1%
6	archive.org Fuente de Internet	1%
7	livrosdeamor.com.br Fuente de Internet	1%
8	Submitted to ECCI Trabajo del estudiante	<1%
9	Submitted to Universidad de Jaén Trabajo del estudiante	

Índice

Resumen.....	15
Abstract.....	16
I. INTRODUCCIÓN.....	17
1.1 Objetivos.....	19
1.1.1 Objetivo general	19
1.1.2 Objetivos Específico.....	19
1.2 Justificación	19
II. METODOLOGÍA DE DISEÑO	21
2.1 Tipo de investigación	21
2.2 Nivel de investigación.....	21
2.3 Variables y Operacionalización	21
2.4 Metodología para el desarrollo del proyecto.....	22
2.5 Técnicas e instrumentos	23
2.6 Diagrama de Flujo.....	24
2.7 Operación de Variables.....	25
2.8 Matriz de Consistencia.....	26
2.9 Formulación de Hipótesis.....	28
III. MARCO TEÓRICO.....	29
3.1 Antecedentes.....	29
3.2 Bases Teóricas	32
3.2.1 Fundamentos de la molienda.....	32
3.2.2 Maíz amarillo duro	33
3.2.3 Granulometría	33
3.2.4 Tipos de molinos en la industria.....	33
3.2.4.1 Molino de martillos.....	33
3.2.4.2 Molino de discos.....	34
3.2.4.3 Molino de bolas	35
3.2.4.4 Molino de rodillos.....	35
3.3 Martillos	36
3.3.1 Tipos de martillos según su geometría	36
3.4 Método de elementos finitos (MEF)	37
3.4.1 ANSYS.....	37
3.5 Diagrama de cuerpo libre	38

3.6 Energía potencial Gravitatoria	38
3.7 Velocidad tangencial	38
3.8 Velocidad angular Desacelerado	39
3.9 Radio de giro.....	39
3.10 Aceleración angular.....	39
3.11 Momento de una fuerza	40
3.12 Momento de inercia.....	40
3.13 Fuerza centrífuga.....	41
3.14 Esfuerzos	41
3.14.1 Esfuerzo cortante	41
3.14.2 Esfuerzo normal	42
3.14.2 Esfuerzo equivalente de Von Mises	42
3.15 Factores de seguridad	42
3.16 Resistencia a la fatiga	43
3.17 Factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga.....	44
3.17.1 Factor de superficie	44
3.17.2 Factor de tamaño	45
3.17.3 Factor de carga	45
3.17.4 Factor de temperatura	45
3.17.5 Factor de confiabilidad	46
3.17.6 Factor de efectos varios	47
3.18 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca	47
3.19 Fatiga.....	49
3.20 Métodos de fatiga-vida	50
3.20.1 Método del esfuerzo-vida.....	51
3.20.2 Método de deformación-vida	51
3.20.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica	52
3.21 Esfuerzos fluctuantes.....	52
3.22 Criterios de falla por fatiga	54
3.22.1 Criterio de Gerber.....	56
3.22.2 Criterio de Soderberg.....	57
3.22.3 Criterio de Goodman	57
IV. DIAGNOSTICAR LOS PARÁMETROS TÉCNICOS ACTUALES DEL MARTILLO	
TRITURADOR SOMETIDO A FALLA POR FATIGA.	58
4.1 Consideraciones Previas.....	58

4.1.1 Energía Potencial Gravitatoria	58
4.1.2 Capacidad de Molienda	58
4.1.3 Sistema de transmisión (banda-polea)	59
4.1.4 Línea DPM -1/2/4.....	59
4.1.5 El kit de martillo DPM4.....	60
4.2 Especificaciones técnicas.....	61
4.3 Análisis del Sistema de Transmisión del martillo triturador.....	62
4.3.1 Análisis del sistema de transmisión (banda-polea).....	62
4.3.2 Energía Potencial Gravitatoria	63
4.4 Análisis de los parámetros actuales del martillo triturador.....	63
4.4.1 DCL del martillo triturador	63
4.4.2 Velocidad tangenciales del martillo.....	64
4.4.2.1 Velocidad tangencial sin carga.	64
4.4.2.2 Velocidad tangencial con carga	64
4.4.3 Velocidad angular con carga	64
4.4.4 Aceleración angular.....	65
4.4.5 Análisis de las fuerzas presentes en el martillo	65
4.4.5.1 Fuerza de corte	66
4.4.5.2 Fuerza centrífuga	66
4.4.5.3 Falla por rotura	66
4.4.5.4 Falla por tracción	67
4.5 Análisis de fatiga del martillo triturador actual.....	68
4.5.1 Límite de resistencia a la fatiga	68
4.5.2 Esfuerzo alternante y esfuerzo medio.....	70
4.5.3 Número de ciclos a la falla.....	70
4.5.4 Factor de seguridad.....	71
4.5.4.1 Factor de seguridad de Gerber.....	71
4.6 Análisis de simulación en ANSYS del martillo actual.....	71
4.7 Comparación de resultados.....	75
V. DISEÑAR Y SELECCIONAR LOS PARÁMETROS ADECUADOS PARA EL DISEÑO DEL MARTILLO TRITURADOR.....	77
5.1 Matriz Ponderada de Cruce.....	77
5.1.1 Alternativa 1:.....	77
5.1.2 Alternativa 2.....	77
5.1.3 Alternativa 3.....	77

5.2 Criterios a Ponderar.....	78
5.2.1 Evaluación de cada criterio	79
5.2.1.1 Resistencia.....	79
5.2.1.2 Seguridad.....	79
5.2.1.3 Funcionalidad	79
5.2.1.3 Manufactura	79
5.2.1.3 Costos.....	80
5.2.1.3 Tamaño	80
5.2.1.3 Peso.....	80
5.3 Estudio de las propiedades de los materiales.	81
5.4 Discusión de las propuestas	83
5.5 Cálculos teóricos de nuevo martillo triturador.....	84
5.5.1 Energía Potencial Gravitatoria	84
5.5.2 Velocidades tangenciales del martillo	85
5.5.2.1 Velocidad tangencial sin carga.	85
5.5.2.2 Velocidad tangencial con carga	85
5.5.3 Velocidad angular con carga	86
5.5.4 Aceleración angular.....	86
5.5.5 Análisis de las fuerzas presentes en el martillo	86
5.5.5.1 Fuerza de corte	87
5.5.5.2 Fuerza centrífuga	87
5.5.5.3 Falla por rotura	88
5.5.5.4 Falla por tracción	88
5.5.6 Límite de resistencia a la fatiga	89
5.5.7 Esfuerzo alternante y esfuerzo medio	92
5.5.8 Número de ciclos a la falla.....	92
5.5.9 Factor de seguridad.....	93
5.5.9.1 Factor de seguridad de Gerber.....	93
5.5.10 Análisis de simulación en ANSYS del nuevo martillo	93
VI. DETERMINAR EL PORCENTAJE DE DAÑO Y LA VIDA ÚTIL DEL MARTILLO TRITURADOR MEDIANTE EL MÉTODO ANALÍTICO DE GERBER Y EL SOFTWARE ANSYS .	98
6.1 Determinar el porcentaje de daño del martillo triturador	98
6.2 La vida útil del martillo triturador mediante el método analítico de Gerber y el software ANSYS.	103
VII. EVALUAR ECONÓMICAMENTE EL DISEÑO PROPUESTO.	106

7.1 Análisis económico del Martillo triturador.....	106
7.1.1 Costo de material.....	106
7.1.2 Costo de Maquinado.....	106
7.1.3 Costo de Mano de obra.....	107
7.1.4 Costo de Ingeniería.....	107
7.1.5 Gestión de fabricación.....	107
7.1.5 Costo Total.....	108
7.2 Ingresos y Egresos.....	108
7.2.1 Ingresos.....	108
7.2.2 Egresos.....	109
7.3 Evaluación económica.....	109
7.3.1 Tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR).....	110
7.3.2 Valor actual neto (VAN).....	110
7.3.3 Tasa interna de retorno (TIR).....	111
7.3.4 Periodo real de retorno de la inversión (PR).....	111
7.3.5 Relación costo/beneficio (B/C).....	112
VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	113
XI. CONCLUSIONES.....	115
X. RECOMENDACIONES.....	116
XI. REFERENCIAS.....	117
XI. ANEXOS.....	119

Lista de figuras

Figura 1: Diagrama de Flujo	24
Figura 2: Comportamiento de la producción nacional de maíz amarillo duro, 2000-2023.....	33
Figura 3: Molino de martillos	34
Figura 4: Molino de discos	34
Figura 5: Molino de bolas	35
Figura 6: Estructura de un molino de rodillos.....	36
Figura 7: Tipos de martillos	36
Figura 8: Interfaz de trabajo ANSYS Mechanical	37
Figura 9: Diagrama de cuerpo libre.....	38
Figura 10: Fracción de resistencia a la fatiga, f	43
Figura 11: Dispersión de los datos experimentales del límite a la fatiga de un material	46
Figura 12: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas	48
Figura 13: Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal	49
Figura 14: Representación del crecimiento de la grieta en función de la variación del factor de intensidad de esfuerzos	50
Figura 15: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos	51
Figura 16: Gráfica log-log donde se muestra cómo se relaciona la vida a la fatiga con la amplitud de la deformación real en el caso del acero SAE 1020, laminado en caliente.....	52
Figura 17: Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido	53
Figura 18: Diagrama de Goodman modificado.....	54
Figura 19: Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión....	55
Figura 20: Diagrama de fatiga maestro de cuatro de las componentes	55
Figura 21: Diagrama de criterios de falla	56
Figura 22: Sistema de reducción de velocidad.....	59
Figura 23: Sistema multiplicador de velocidad.....	59
Figura 24: Molino de martillos DPM-2.....	60
Figura 25: Martillo triturador actual.....	60
Figura 26: Dimensionamiento del martillo triturador Actual	61
Figura 27: Propiedades del martillo triturador actual.....	61
Figura 28: Diagrama de cuerpo libre	63
Figura 29: Mallado de martillo triturador actual.....	71
Figura 30: Fuerzas y condiciones de desplazamiento del martillo triturador actual	72
Figura 31: Deformación total del martillo triturador actual.....	72
Figura 32: Esfuerzos de von-Mises del martillo triturador actual.....	73
Figura 33: Tensión alterna equivalente.....	73
Figura 34: Factor de seguridad por el criterio de Gerber del martillo triturador actual	74
Figura 35: Ciclos de vida del martillo triturador actual.....	74
Figura 36: Indicador de Biaxialidad del martillo triturador actual.....	75

Figura 37: Dimensionamiento del nuevo diseño del martillo triturador	84
Figura 38: Propiedades del nuevo diseño del martillo triturador	85
Figura 39: Mallado del nuevo diseño del martillo triturador	93
Figura 40: Fuerzas y condiciones de desplazamiento del nuevo diseño del martillo triturador	94
Figura 41: Deformación total del nuevo diseño del martillo triturador.....	95
Figura 42: Esfuerzos de von-Mises del nuevo diseño del martillo triturador.....	95
Figura 43: Tensión alterna equivalente.....	96
Figura 44: Factor de seguridad por el criterio de Gerber del nuevo diseño del martillo triturador	96
Figura 45: Ciclos de vida del nuevo diseño del martillo triturador.....	97
Figura 46: Indicador de Biaxialidad del nuevo diseño del martillo triturador.....	97
Figura 47: Indicador de daño para una carga de 13,02 N.....	98
Figura 48: Indicador de daño para una carga de 300 N.....	99
Figura 49: Ciclos de vida disponible a fatiga para una carga de 13,02 N	103

Lista de tablas

Tabla 1: Operación de Variables	25
Tabla 2: Matriz de Consistencia.....	27
Tabla 3: Formulación de Hipótesis.	28
Tabla 4: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	44
Tabla 5: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	46
Tabla 6: Factores de confiabilidad ke correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	47
Tabla 7: Características principales del molino	61
Tabla 8: Características del motor del molino.	62
Tabla 9: Características de los martillos del molino	62
Tabla 10: Comparación de resultados del martillo triturador actual.....	75
Tabla 11: Matriz ponderada de cruce	78
Tabla 12: Evaluación según la resistencia	79
Tabla 13: Evaluación según la seguridad	79
Tabla 14: Evaluación según la Funcionalidad	79
Tabla 15: Evaluación según la Funcionalidad	79
Tabla 16: Evaluación según Costos.....	80
Tabla 17: Evaluación según el Tamaño.....	80
Tabla 18: Evaluación según el Peso	80
Tabla 19: Peso relativo para cada criterio.....	80
Tabla 20: Evaluación total porcentual para cada alternativa	81
Tabla 21: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 304.....	81
Tabla 22: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 4340.....	82
Tabla 23: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1050.....	82
Tabla 24: Comparación de las propiedades de los materiales considerados para el diseño del martillo triturador	82
Tabla 25: Daño que sufre el martillo con respecto a la variación de la carga	99

Tabla 26: Daño máximo por fatiga del martillo	102
Tabla 27: Comparación de resultados del nuevo diseño del martillo triturador	103
Tabla 28: Variación de los ciclos de vida a fatiga de la pieza con respecto a la carga	104
Tabla 29: Costo del Acero AISI 4340	106
Tabla 30: Costo de maquinado del nuevo diseño del martillo triturador	106
Tabla 31: Costo de mano de obra.....	107
Tabla 32: Costo de Ingeniería	107
Tabla 33: Gestión de fabricación	107
Tabla 34: Transporte de Material	108
Tabla 35: Costo de total del nuevo diseño del martillo triturador.....	108
Tabla 36: Flujo de caja	109
Tabla 37: Evaluación económica mediante la utilización de indicadores financieros	110
Tabla 38: Tasa mínima atractiva de rendimiento	110
Tabla 39: Saldo acumulado actualizado	111
Tabla 40: Resumen de indicadores financieros.....	112
Tabla 41: Resultados finales del nuevo diseño del martillo trituradores.....	113

Lista de gráficas

Grafica 1: Estudio de grupo de propiedades	83
Grafica 2: Daño que sufre el martillo con respecto a la variación de la carga	100
Grafica 3: Variación del factor de seguridad con respecto a la variación de la carga.....	101
Grafica 4: Comparación del daño por carga en tres materiales diferentes	102
Grafica 5: Variación de los ciclos de vida	105

Lista de anexos

Anexo 1:Ensayo de Ruptura de Maíz (Fuente: Elaboración Propia).	119
Anexo 2: Barra de tensión o comprensión simple (Fuente: Shiley).	119
Anexo 3:Barra rectangular con filetes en tensión o comprensión simple (Fuente: Shiley).	120
Anexo 4:Imagen del motor del molino de percusión.	120
Anexo 5: Sistema de trituración del molino de percusión.	121
Anexo 6:Martillo triturador.....	121
Anexo 7:Propiedades del AISI 4340 (Fuente: Matmatch).	122
Anexo 8: Propiedades del AISI 1050 (Fuente: Matmatch).	123
Anexo 9:Propiedades del AISI 304 (Fuente: Matmatch).	124
Anexo 10:Propiedades del AISI 1045 (Fuente: Matmatch).	125
Anexo 11:Tabla de propiedades del AISI 4340 (Fuente: ANSYS).	126
Anexo 12: Curva S-N del AISI 4340 (Fuente: ANSYS).	126
Anexo 13:Tabla de propiedades del AISI 1050 (Fuente: ANSYS).	127
Anexo 14: Curva S-N del AISI 1050 (Fuente: ANSYS).	127
Anexo 15: Tabla de propiedades del AISI 304 (Fuente: ANSYS).	128
Anexo 16: Curva S-N del AISI 304 (Fuente: ANSYS).	128

Anexo 17: Tabla de propiedades del AISI 1045 (Fuente: ANSYS).....	129
Anexo 18: Curva S-N del AISI 1045 (Fuente: ANSYS).....	129
Anexo 19: Tasas de interés pasivas de mercado (Fuente: SBS).	130
Anexo 20: Tasa de inflación en Perú desde 2015 hasta 2029 (Fuente: Statista).	130
Anexo 21: Tasas de Depreciación de Activo Fijo 2024 (Fuente: SUNAT).	131
Anexo 22: Coeficiente de Fluctuación (Fuente: Warren McCabe).	131
Anexo 23: Momentos de inercia diversos objetos (Fuente: Tecnológico de Costa Rica).	131
Anexo 24: Daño máximo que sufre el nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).....	132
Anexo 25: El daño máximo que sufre el nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).....	132
Anexo 26: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	133
Anexo 27: Factor de seguridad del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	133
Anexo 28: Ciclos de vida disponible a fatiga del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).	134
Anexo 29: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).....	134
Anexo 30: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).	135
Anexo 31: Ciclos de vida disponible a fatiga del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	135
Anexo 32: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).....	136
Anexo 33: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	136
Anexo 34: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N(Fuente: ANSYS).	137
Anexo 35: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).....	137
Anexo 36: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).	138
Anexo 37: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	138
Anexo 38: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).....	139
Anexo 39: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	139
Anexo 40: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).....	140
Anexo 41: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).	140

Anexo 42: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).	141
Anexo 43: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	141
Anexo 44: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	142
Anexo 45: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).	142
Anexo 46: Planos del martillo triturador actual	143
Anexo 47: Planos del nuevo diseño del martillo triturador	144

Resumen

Los martillos de un molino de percusión son componentes utilizados para disminuir el tamaño de una amplia gama de productos alimenticios como el maíz, trigo, cebada. Sin embargo, están expuestos a daños en el material por cargas cíclicas o repetitivas, lo que provoca la formación y propagación de pequeñas grietas en el material con el tiempo, lo que conduce eventualmente a fallas por fatiga y reducción de la vida útil de la pieza.

La presente tesis tuvo como objetivo el diseño de un martillo de acero para un molino de percusión. En primer lugar, se diagnosticaron los parámetros técnicos actuales del martillo triturador sometido a fallas por fatiga. En segundo lugar, se empleó una matriz ponderada de cruce para evaluar las tres propuestas de diseño del martillo triturador, bajo siete criterios específicos de diseño. Luego, se validó la alternativa elegida mediante un estudio detallado de las propiedades de los materiales. En tercer lugar, se llevó a cabo un estudio estático estructural del martillo. Posteriormente, se realizó un análisis de fatiga utilizando el método de Gerber. Finalmente, se empleó el software ANSYS para diseñar y validar los resultados obtenidos.

Los resultados obtenidos fueron: un factor de seguridad de 15, una vida útil de 1×10^6 ciclos y un daño máximo de 0.1. Estos resultados destacaron que el nuevo diseño del martillo triturador no solo mejoraba significativamente la resistencia a las fallas por fatiga, sino que también incrementaba su durabilidad y rendimiento.

Palabras claves: Triturador, martillo, análisis.

Abstract

The hammers of a percussion mill are components used to reduce the size of a wide range of food products such as corn, wheat, barley. However, they are exposed to material damage from cyclic or repetitive loading, causing small cracks to form and propagate in the material over time, eventually leading to fatigue failure and reduced part life.

The objective of this thesis was the design of a steel hammer for a percussion mill. Firstly, the current technical parameters of the crushing hammer subjected to fatigue failure were diagnosed. Second, a cross-weighted matrix was used to evaluate the three crusher hammer design proposals, under seven specific design criteria. The chosen alternative was then validated through a detailed study of the material properties. Thirdly, a structural static study of the hammer was carried out. Subsequently, a fatigue analysis was performed using the Gerber method. Finally, ANSYS software was used to design and validate the results obtained.

The results obtained were: a safety factor of 15, a useful life of 1×10^6 cycles and a maximum damage of 0.1. These results highlighted that the new crusher hammer design not only significantly improved resistance to fatigue failure, but also increased its durability and performance.

Keywords: Crusher, hammer, analysis.

I. INTRODUCCIÓN

Actualmente, la gran parte de las industrias, como la textil, la alimentaria y otras, han implementado el uso de máquinas rotativas para sus procesos productivos. Sin embargo, estas máquinas están sujetas a fallas debido a diversos factores, como el desgaste, fatiga entre otros. Los molinos, en particular, también experimentan fallas en su operación, una de las etapas más críticas es la trituración y pulverización de materiales [1].

Durante la vida útil de una trituradora, es común que experimente fallas mecánicas que se manifiestan en los componentes giratorios, acoplamientos desalineados y martillos deteriorados. Estos problemas suelen ser originados por la intensidad de las fuerzas aplicadas, que se producen debido al movimiento giratorio de la máquina, lo que puede provocar la aparición de fallas por fatiga [1].

Las roturas por fatiga son particularmente peligrosas, ya que no suelen mostrar signos de falla inmediata, sino que se producen de forma repentina y sin que se observen deformaciones permanentes en la estructura, aunque sí se pueden observar grietas. Se trata de roturas instantáneas que presentan dos zonas claramente diferenciadas: una zona lisa y otra zona rugosa y brillante de textura más gruesa, donde se localiza la rotura final al superar la resistencia máxima, disminuida por el fenómeno de fatiga. Esta rotura puede ser de tipo dúctil o frágil [2].

Es por eso que la presente tesis tiene como objetivo diseñar un martillo en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga. Para esto, se realizará un estudio estático estructural, luego un estudio de análisis de fatiga basado en el método analítico de Gerber, ya que este a diferencia del método Soderberg se puede aplicar a una amplia variedad de componentes mecánicos que experimentan cargas cíclicas. Por último, se empleará para simulación y validación de resultados el software ANSYS, que nos permitirá evaluar la condición mecánica de un componente de la máquina y detectar de manera temprana las posibles fallas y las causas subyacentes que las provocan [2], puesto que la etapa de molienda es fundamental debido a su impacto positivo en los factores del proceso productivo, como la calidad, la productividad y la reducción de los costos [3].

Formulación del problema

¿En qué medida el análisis de fatiga permitirá calcular la vida útil del martillo de un molino de percusión?

INTRODUCTION

Currently, most industries, such as textiles, food and others, have implemented the use of rotating machines for their production processes. However, these machines are subject to failure due to various factors, such as wear, fatigue, among others. Mills, in particular, also experience failures in their operation, and one of the most critical stages is the crushing and grinding of materials [1].

Over the life of a crusher, it is common for it to experience mechanical failure manifested in rotating elements, misaligned couplings, and worn hammers. These problems are usually caused by the intensity of the applied forces, which occur due to the rotational movement of the machine, which can cause the appearance of fatigue failures [1].

Fatigue failures are especially dangerous, since they do not usually show signs of imminent failure, but occur suddenly and without plastic deformations being observed in the structure, although cracks can be observed. These are instantaneous breaks that present two clearly differentiated areas: a smooth area with beach marks and another rough and shiny area with a coarser texture, which is where the final break is located when the maximum resistance is exceeded, diminished by the fatigue phenomenon. This break can be ductile or brittle [2].

That is why this thesis aims to design a steel hammer for a percussion mill to reduce plastic failures. For this, a structural static study will be carried out, then a fatigue analysis study based on the Gerber method, since this, unlike the Soderberg method, can be applied to a wide variety of mechanical components that experience cyclic loads. Finally, the Ansys software will be used, which will allow us to evaluate the mechanical condition of a component of the machine and detect early possible failures and the underlying causes that cause them [2], since the grinding stage is essential due to its positive impact on factors of the production process, such as the quality of the product obtained, productivity and cost reduction [3].

Problem formulation

To what extent will fatigue analysis allow us to calculate the useful life of the hammer of a percussion mill?

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo general

- Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga.

1.1.2 Objetivos Específico

- Diagnosticar los parámetros técnicos actuales del martillo triturador sometido a falla por fatiga.
- Diseñar y seleccionar los parámetros adecuados para el diseño del martillo triturador.
- Determinar el porcentaje de daño y la vida útil del martillo triturador mediante el método analítico de Gerber y el software ANSYS.
- Evaluar económicamente el diseño propuesto.

1.2 Justificación

El diseño y la durabilidad de los componentes de maquinaria industrial son aspectos críticos que afectan directamente la eficiencia y la rentabilidad de los procesos de producción. En los molinos de percusión, los martillos trituradores son componentes que están sometidos a cargas cíclicas y condiciones de impacto repetitivo, lo que los hace vulnerables a fallas por fatiga. Estas fallas no solo incrementan los costos de mantenimiento y reparación, sino que también pueden causar interrupciones significativas en la producción.

✓ Social

En este estudio se busca que el diseño del martillo triturador tenga una vida útil más prolongada y un menor porcentaje de daño. Puesto que un martillo triturador más resistente contribuye a un entorno de trabajo más seguro y saludable, protegiendo a los trabajadores y promoviendo el bienestar social en las industrias donde se utilizan estos equipos.

✓ Económica

El presente estudio sobre las fallas por fatiga en el martillo triturador busca identificar y mitigar las causas que afectan significativamente su vida útil. Las fallas prematuras de estos componentes provocan paradas no planificadas en la producción, lo cual genera pérdidas económicas no solo por el costo de los reemplazos, sino también por el tiempo de inactividad del molino.

✓ Ambiental

La mayor durabilidad de los martillos reduce la generación de residuos y la emisión de ruidos no deseados, minimizando el impacto acústico en el entorno, promoviendo de esta manera prácticas industriales más sostenibles.

✓ Tecnológica

El uso del criterio de Gerber y del software ANSYS permite un diseño más preciso y fiable, mejorando la calidad y desempeño de los martillos, además que sienta las bases para futuras investigaciones relacionadas con el análisis de componentes sometidos a fatiga

II. METODOLOGÍA DE DISEÑO

2.1 Tipo de investigación

La investigación es de naturaleza aplicada-cuantitativa, enfocada en el diseño de un martillo triturador para reducir fallas por fatiga. Se recolectarán y analizarán datos específicos obtenidos tanto de investigaciones existentes como de pruebas experimentales relacionadas al diseño mecánico, con el propósito de encontrar soluciones efectivas y cumplir con los objetivos propuestos.

2.2 Nivel de investigación

El objetivo de este estudio es diseñar un martillo triturador de acero que mejore su resistencia y durabilidad, con un enfoque específico en minimizar las fallas causadas por fatiga estructural durante su uso operativo.

2.3 Variables y Operacionalización

Definición conceptual

Variable Independiente: Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión.

Los martillos son el componente central de la máquina, determinando el tamaño final de las partículas del producto en proceso. Su diseño depende de varios factores, como la velocidad del rotor, el tipo de producto a triturar, la fuerza necesaria para romper el grano y las dimensiones del martillo [4].

Variable Dependiente: Criterio de Gerber.

El método de Gerber es una técnica de diseño estructural utilizada para corregir los resultados de ensayos de fatiga con una tensión media diferente de cero de una estructura o pieza mecánica [1].

Definición Operacional

Variable Independiente: Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión.

El diseño de un martillo triturador en acero de un molino de percusión se refiere al proceso de desarrollar un componente de impacto que cumpla con los requisitos de eficiencia, durabilidad y resistencia, minimizando las fallas por fatiga bajo las condiciones operativas específicas del molino.

Variable Dependiente: Criterio de Gerber.

Método de Gerber implica evaluar la seguridad de una estructura, pieza o componente sometida a cargas variables.

2.4 Metodología para el desarrollo del proyecto.

Se aplica una metodología estructurada en varias etapas.

Objetivo 1:

Inicialmente, se realizará una revisión del martillo triturador existente, identificando áreas críticas que requieran mejoras mediante el análisis de datos y la aplicación de fórmulas de ingeniería para evaluar la resistencia estructural, incluyendo el criterio de falla de Gerber. Posteriormente, se utilizará el software ANSYS para realizar simulaciones por elementos finitos, modelando virtualmente el comportamiento del martillo bajo cargas cíclicas, con el objetivo de validar los resultados obtenidos.

Objetivo 2:

Para continuar con el desarrollo del proyecto, se empleó una matriz ponderada de cruce para evaluar tres propuestas de diseño del martillo triturador, considerando siete criterios específicos. Luego, se procedió con la validación mediante un estudio detallado de las propiedades de los materiales, utilizando el enfoque propuesto por S.T. Smith y D.G. Chetwynd. Además, se aplicaron fórmulas de ingeniería para evaluar la resistencia estructural, incluyendo el criterio de falla de Gerber. De igual forma, se empleará el software ANSYS para validar los resultados obtenidos, realizando simulaciones por elementos finitos que modelen el comportamiento del martillo bajo diversas condiciones de carga.

Objetivo 3:

Para abordar este objetivo, se inició determinando el porcentaje de daño del martillo, utilizando un rango de 0 a 1 donde 0 representa el 0% de daño y 1 el 100% respectivamente. Posteriormente, se evaluó cómo influye la variación de la carga en el daño y el factor de seguridad del martillo. Además, se realizó una comparación del nivel de daño máximo por la variación de la carga en los tres materiales propuestos para el diseño del martillo.

Por otra parte, se procedió a determinar la vida útil del martillo mediante la curva S-N proporcionada por ANSYS, basándose en los resultados obtenidos del estudio de fatiga. De manera similar, se analizó el impacto de la variación de carga en los ciclos de vida del martillo.

Objetivo 4:

Para comenzar, se realizó un exhaustivo análisis económico de los costos relacionados con el martillo triturador. Posteriormente, se procedió a evaluar la viabilidad económica del proyecto mediante indicadores financieros como la TMAR, VAN, TIR y B/C. Estos indicadores fueron fundamentales para evaluar la viabilidad económica del proyecto.

2.5 Técnicas e instrumentos

Observación:

Esto facilita la identificación y recopilación de información sobre posibles problemas, áreas de mejora y otros factores relevantes del martillo triturador.

Análisis Documental:

Esta técnica permite recopilar y analizar investigaciones relevantes, como estudios previos sobre martillos trituradores, especificaciones técnicas de materiales utilizados y las dimensiones para el diseño del martillo triturador.

2.6 Diagrama de Flujo.

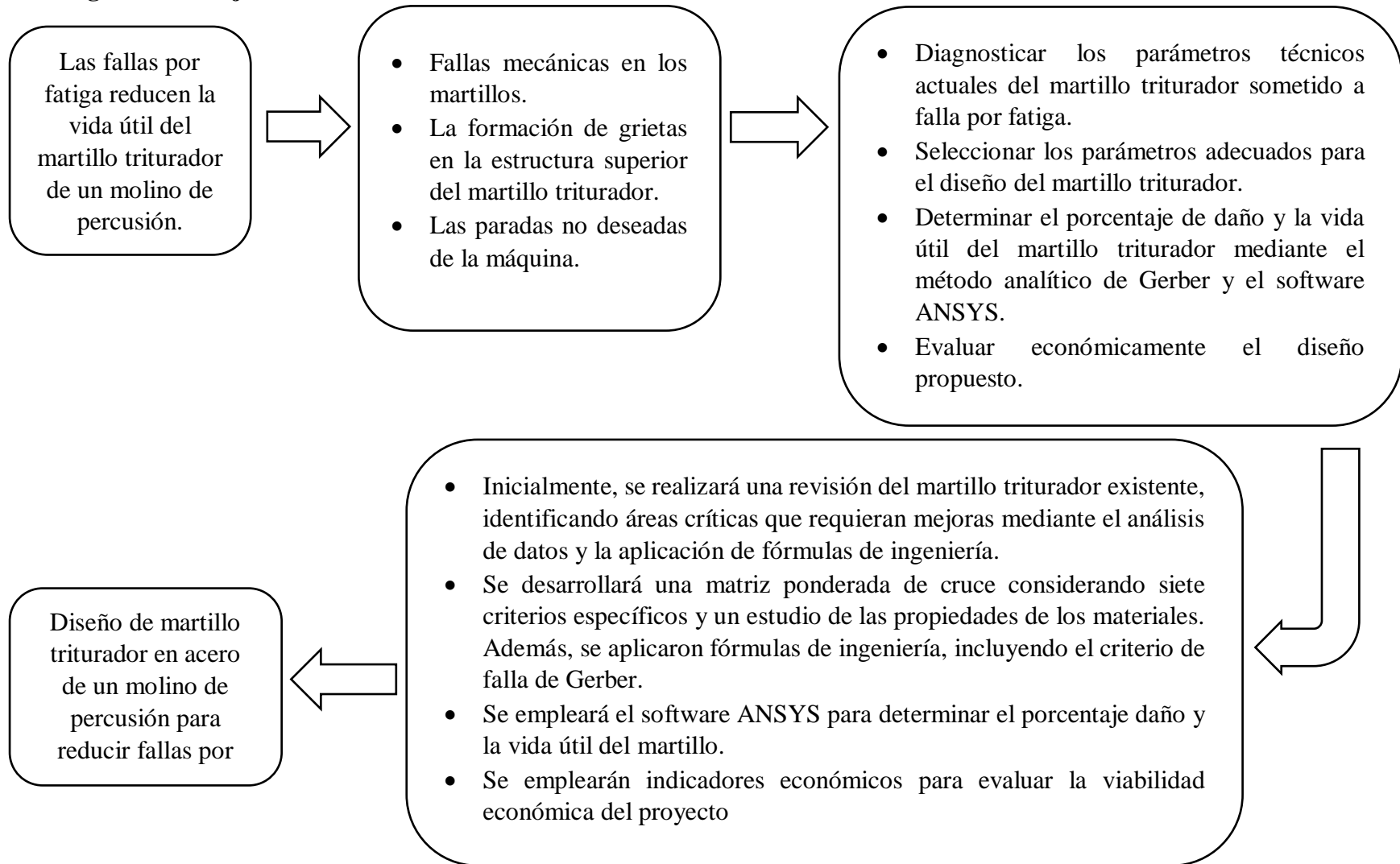


Figura 1: Diagrama de Flujo

Fuente: Elaboración propia

2.7 Operación de Variables.

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS
VARIABLE INDEPENDIENTE	Los martillos son el componente central de la máquina, determinando el tamaño final de las partículas del producto en proceso. Su diseño depende de varios factores, como la velocidad del rotor, el tipo de producto a triturar, la fuerza necesaria para romper el grano y las dimensiones del martillo [4].	El diseño de un martillo triturador en acero de un molino de percusión se refiere al proceso de desarrollar un componente de impacto que cumpla con los requisitos de eficiencia, durabilidad y resistencia, minimizando las fallas por fatiga bajo las condiciones operativas específicas del molino.	DIMENSIONAMIENTO DEL MARTILLO TRITURADOR	DIMENSIONES DEL MARTILLO	Mm
Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión.				VELOCIDAD DE GIRO	Rpm
				FUERZA DE CORTE	N

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS
VARIABLE DEPENDIENTE	El método de Gerber es una técnica de diseño estructural utilizada para corregir los resultados de ensayos de fatiga con una tensión media diferente de cero de una estructura o pieza mecánica [1].	Método de Gerber implica evaluar la seguridad de una estructura, pieza o componente sometida a cargas variables.	CRITERIO DE GERBER	VIDA ÚTIL	Ciclos
Criterio de Gerber				DAÑO	adimensional
				FACTOR DE SEGURIDAD	adimensional

Tabla 1: Operación de Variables

Fuente: Elaboración propia

2.8 Matriz de Consistencia.

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
¿En qué medida el análisis de fatiga permitirá calcular la vida útil del martillo de un molino de percusión?	GENERAL	GENERAL	VARIABLE INDEPENDIENTE	DISEÑO DE INVESTIGACIÓN
	Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga.	Si se diseña el martillo triturador, entonces se reducirá los costos de mantenimientos y las fallas por fatiga.	Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión.	Tipo aplicada - cuantitativas
	ESPECÍFICOS	ESPECÍFICOS	INDICADORES	TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS
			DIMENSIONES DEL MARTILLO VELOCIDAD DE GIRO FUERZA DE CORTE	Se empleará la recolección de datos de investigaciones relacionadas al diseño de piezas mecánicas.
	Diagnosticar los parámetros técnicos actuales del martillo triturador sometido a falla por fatiga.	Si se diagnostica los parámetros técnicos actuales de operación y la calidad del material utilizado en el proceso, entonces, se conocerá el nivel de daño y el factor de seguridad mediante un análisis de fatiga.	VARIABLE DEPENDIENTE	DISEÑO DE INVESTIGACIÓN
Seleccionar los parámetros adecuados para el diseño del martillo triturador.	Al seleccionar los parámetros adecuados para el diseño del martillo triturador, entonces, se obtendrán diferentes diseños conceptuales de los cuales se seleccionará el más adecuado.	CRITERIO DE GERBER	La población serán los diseños actuales de los martillos trituradores existentes en el mercado	

Determinar el porcentaje de daño y la vida útil del martillo triturador por el criterio analítico de falla por fatiga de Gerber y el software ANSYS.	Si se realiza el estudio de falla por fatiga por el criterio de falla por fatiga de Gerber, entonces se podrá determinar la vida útil y daño del triturador de martillo.	INDICADORES	El estudio se realizará sobre martillo triturador existente en comparación al nuevo diseño del martillo.
Evaluar económicamente el diseño propuesto	Al evaluar económicamente el diseño propuesto del martillo triturador, entonces, se espera generar beneficios económicos costo-beneficios.		

Tabla 2: Matriz de Consistencia.

Fuente: Elaboración propia

2.9 Formulación de Hipótesis.

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS
¿En qué medida el análisis de fatiga permitirá calcular la vida útil del martillo de un molino de percusión?	GENERAL	GENERAL
	Diseño de martillo triturador en acero de un molino de percusión para reducir fallas por fatiga.	Si se diseña el martillo triturador, entonces se reducirá los costos de mantenimientos y las fallas por fatiga.
	ESPECÍFICOS	ESPECÍFICOS
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Diagnosticar los parámetros técnicos actuales del martillo triturador sometido a falla por fatiga. 2. Seleccionar los parámetros adecuados para el diseño del martillo triturador. 3. Determinar el porcentaje de daño y la vida útil del martillo triturador mediante el criterio analítico de falla por fatiga de Gerber y el software ANSYS. 4. Evaluar económicamente el diseño propuesto 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Si se diagnostica los parámetros actuales de operación y la calidad del material utilizado en el proceso, entonces, se conocerá el nivel de daño y el factor de seguridad mediante un análisis de fatiga. 2. Al seleccionar los parámetros adecuados para el diseño del martillo triturador, entonces, se obtendrán diferentes diseños conceptuales de los cuales se seleccionará el más adecuado. 3. Si se realiza el estudio de falla por fatiga mediante el criterio de falla por fatiga de Gerber, entonces se podrá determinar la vida útil y daño del triturador de martillo. 4. Al evaluar económicamente el diseño propuesto del martillo triturador, entonces, se espera generar beneficios económicos costo-beneficios.

Tabla 3: Formulación de Hipótesis.

Fuente: Elaboración propia

III. MARCO TEÓRICO

3.1 Antecedentes

A. Tesis: ANÁLISIS DE FALLA POR FATIGA PARA DETERMINAR LA VIDA ÚTIL DEL EJE PRINCIPAL DE UN MOLINO DE MARTILLO TRITURADOR.

Autor: Luis Enrique Fernández Montenegro.

Año: 2022

País: Perú-USAT

Resumen: La tesis tuvo como objetivo determinar la vida útil del eje principal del molino triturador de maíz de la empresa MAIZAL DEL NORTE EL INGENIERO-CHICLAYO, a través del análisis de falla por fatiga debido a la presencia de una fisura en dicho eje. Para esto, se utilizó una combinación de dos estudios: un análisis analítico empleando el método de Gerber y un estudio de falla de fatiga utilizando SolidWorks, donde se realizó una comparación de los resultados obtenidos en ambos estudios para verificar su fiabilidad.

Resultados: Se obtuvieron los siguientes resultados. La diferencia de los valores de las tensiones estimadas, donde la tensión obtenida mediante el cálculo analítico es de 21,855 MPa, ligeramente menor que la tensión obtenida por el método de SolidWorks, que es de 27,6 MPa. La exactitud del método analítico es ligeramente inferior que la del método de SolidWorks. Utilizando el método de Gerber, se determinó que la vida total de ciclos en el eje principal del molino era de 10^6 ciclos en ambos estudios, sin aparente diferencia entre ellos. Sin embargo, en SolidWorks, la vida total era ligeramente menor que en el método analítico. Se infiere que el software SolidWorks Simulation lleva a cabo un análisis de mayor precisión, ya que muestra resultados más conservadores en comparación con el método de análisis y por último los factores obtenidos en ambos métodos son distintos, debido a los factores de corrección que se utilizaron en el estudio.

Conclusiones: Se concluye que, al utilizar los dos métodos diferentes, la teoría de Gerber y SolidWorks simulation, para determinar las fallas por fatiga del eje principal. En primer lugar, se realizó un análisis analítico para determinar las cargas y torques aplicados al eje, con estos datos, se pudieron calcular los factores de seguridad. La discrepancia entre ambos métodos en cuanto al factor de seguridad es del 1,033%, lo que lleva a la conclusión de que esta diferencia se debió a los factores de correlación que restringen la precisión del método analítico [5].

B. Tesis: 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.

Autor: Osmer Villalobos Quispe.

Año: 2019

País: Perú-USAT

Resumen: El propósito de este trabajo es estimar la vida útil del eje de transmisión de una trituradora de impacto mediante la realización de un análisis de falla por fatiga en presencia de grietas. Es por ello, que las tensiones experimentadas por el eje y la vida a fatiga se calcularon utilizando métodos analíticos y el software SolidWorks Simulation basado en el método de elementos finitos (FEM) para complementar el estudio.

Resultados: Se obtuvieron los siguientes resultados. Los valores de tensión calculados difieren porque la tensión calculada analíticamente de 8,75 Mpa es menor que la tensión derivada de SolidWorks simulation de 10,90 Mpa. El origen de la diferencia en los resultados es la precisión de los dos métodos de análisis. En cuanto a los resultados de la vida total del eje analizada mediante el criterio de Gerber, se obtuvo un total de 10^8 ciclos en ambos estudios y no hubo diferencia significativa entre ellos. No obstante, el número de ciclos obtenido por el método Analítico es superior al obtenido por SolidWorks Simulation, manteniendo un margen de diferencia considerable y el valor del factor de seguridad varía para ambos métodos obteniendo 3.85 para el método analítico y 3.89 SW Simulation respectivamente, por los factores de corrección que se utilizó al momento de realizar el análisis.

Conclusiones: Mediante los resultados obtenidos se determinó mediante el análisis de esfuerzos y los parámetros de fatiga que la vida útil del eje de accionamiento es de 64.36×10^8 ciclos. Debido a la concentración de esfuerzos se identificó la sección "C" como la zona crítica del eje y se verificó la zona con menor vida a fatiga [1].

C. Tesis: DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE GRANO DE MAÍZ PARA UN MOLINO DEL DISTRITO DE PUEBLO NUEVO.

Autor: Edy Chuquibala Diaz.

Año: 2023

País: Perú-UNI

Resumen: El presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar una máquina trituradora de grano de maíz para un molino ubicado en el distrito de Pueblo Nuevo. El diseño del dispositivo se basó en la norma VDI 2221, complementado con el método de Ulrich y Eppinger. Se buscó agregar valor a través del diseño y la solución, utilizando ecuaciones compactas y presentando diagramas que muestran la relación entre los parámetros de diseño de la Trituradora de Granos de Maíz. Los componentes principales de un molino de martillos fueron modelados en Inventor Autodesk y se realizaron simulaciones bajo las condiciones de carga requeridas para triturar 200 Kg/h de granos de maíz. Los resultados se compararon con los trabajos previos citados por otros autores.

Resultados: A partir de los análisis realizados mediante software inventor Autodesk se obtuvieron los siguientes resultados. El valor máximo del esfuerzo de Von Mises en la región del pasador es de 32.54 Mpa y un factor de seguridad mínimo de 7.68, estos valores son inferiores a los obtenidos mediante el cálculo manual. Por otro lado, en el eje pasador, se determinó que el esfuerzo máximo por momento flector, es de 175.95 Mpa, a diferencia de los 185.52 MPa obtenidos en la sección 4.3.2. Si consideramos la resistencia a la fluencia del acero SAE 1045, que es de 340 MPa, el factor de seguridad resultante es de 1.83, superando el valor recomendado por la AISC en su criterio de fluencia para elementos sometidos a flexión. Por último, para el disco soporte se obtuvo un esfuerzo máximo de 15.15 MPa.

Conclusiones: Se concluye que el diseño ha logrado cumplir con el objetivo de la investigación, ya el enfoque utilizado en la metodología de diseño buscó simplificar el diseño centrándose en la necesidad y la ingeniería que la satisface, en lugar de enfocarse en el interés del mercado. Por otro lado, se compararon los resultados con los trabajos de otros autores, donde se observó en cada uno de ellos falencias, con respecto Carrera y Vargas delimitaron su trabajo sin explorar alternativas, sin embargo, su metodología, aunque poco exploratoria, demostró eficiencia al lograr una solución óptima en poco tiempo. Por otro lado, Verdesoto no consideró el análisis conceptual del diseño. En consecuencia, el diseño de la trituradora de maíz cumple con todos los parámetros y condiciones requeridos [6].

D. Tesis: CÁLCULO Y DISEÑO DE UN MODELO DE MOLINO DE MARTILLOS PARA GRANOS SECOS.

Autor: Claudia Cecilia Montoya Chuncho.

Año: 2021

País: Ecuador-UNL

Resumen: Se llevó cabo el diseño de un molino de martillos destinado a la trituración de granos secos, con tamaños que oscilan entre 1 y 3 mm en promedio. Se desarrolló un proceso metodológico para determinar los parámetros necesarios para el dimensionamiento del molino de martillos, considerando las fuerzas externas que la máquina debía generar y los requisitos de producción. Después, se detallaron de manera meticulosa y exhaustiva los métodos científicos empleados en el proceso de cálculo, diseño y selección de los componentes electromecánicos.

Resultados: Se realizaron cálculos para determinar las fuerzas tangenciales y centrífugas que actúan sobre el martillo que son respectivamente 329,4 N y 278,4 N, así como los esfuerzos de tracción y cohesión, así mismo para los ejes porta martillos se calcularon los esfuerzos de corte puro que es 505.8 N y flexión 4 N.m, mientras que para el eje principal se calculó un esfuerzo combinado de flexión y torsión de 38 N.m. Finalmente se utilizaron métodos de cálculo y selección estandarizados proporcionados por fabricantes de elementos de transmisión, cojinetes y motores eléctricos.

Conclusiones: Se logro diseñar un molino de martillos, teniendo en cuenta los requisitos establecidos para la trituración de granos secos, tales como el tamaño del maíz (1 a 3 mm), la tasa de producción de la máquina (22 q/h), la velocidad de rotación (1500 rpm) y la potencia (7.5 kW). Se utilizaron principios de la mecánica de los sólidos y el diseño de elementos de máquinas, se realizaron cálculos, diseños y selecciones técnicas de los principales elementos del molino que soportan las cargas de trabajo. Además, se utilizó software de diseño para llevar a cabo el ensamblaje de los componentes [7].

3.2 Bases Teóricas

3.2.1 Fundamentos de la molienda

El funcionamiento de los molinos de martillos se basa en la acción generada por la rotación de un eje que tiene un conjunto de aspas en forma de martillo, todo ello ubicado dentro de una tolva. El producto a triturar se introduce por la parte superior de la tolva, y es golpeado repetidamente por las aspas-martillo en movimiento, lo que provoca una primera etapa de ruptura.

Luego, el producto se deposita sobre un tamiz ajustado alrededor del movimiento de las aspas-martillo, donde se produce una segunda etapa de ruptura por cizallamiento. En esta etapa, el producto pasa a través de los orificios del tamiz y sale de la tolva principal. El grado de refinamiento del producto se controla mediante el tamaño de las perforaciones del tamiz o malla, así como el patrón y la geometría utilizados [3].

3.2.2 Maíz amarillo duro

En el año 2022, la producción de maíz amarillo duro a nivel nacional experimentó una ligera disminución del 1,3% en comparación con el año 2021, alcanzando un total de 1 millón 254 mil toneladas. Esta reducción se atribuyó a los menores rendimientos obtenidos (-4,3%), a pesar del aumento en las áreas de cosecha (1,4%). En el primer trimestre de 2023, la producción nacional ascendió a 322,989 toneladas, lo que representa un incremento del 9,0% comparado con el mismo periodo del año anterior, este incremento se origina por una cosecha más abundante (7,6%) y un rendimiento más elevado (2,2%) [8].

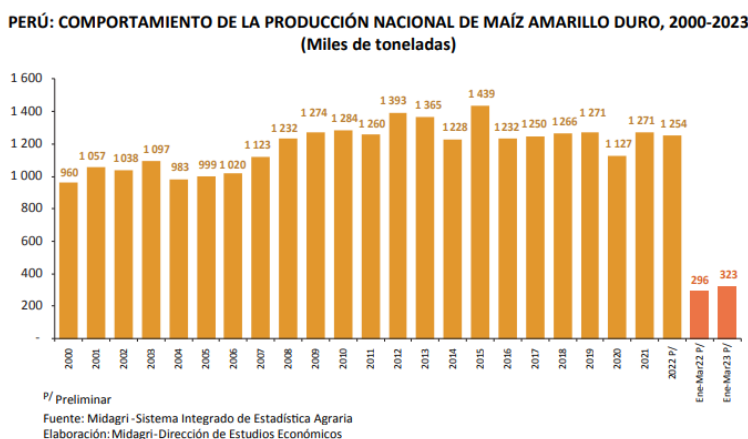


Figura 2: Comportamiento de la producción nacional de maíz amarillo duro, 2000-2023

3.2.3 Granulometría

El término "granulometría" o "análisis granulométrico" de un agregado hace referencia a cualquier proceso, ya sea manual o mecánico, que permita la separación y cuantificación de las partículas que componen el alimento según sus tamaños. Esto posibilita calcular cuánto peso aporta cada tamaño en relación al peso total. Para llevar a cabo esta separación por tamaños, se emplean mallas con aberturas de diferentes dimensiones. Estas mallas indican el tamaño máximo del agregado o alimento que puede pasar a través de cada una de ellas [9].

3.2.4 Tipos de molinos en la industria

3.2.4.1 Molino de martillos.

Los molinos de martillos operan con un eje horizontal como base que gira y en el que están suspendidos unos elementos metálicos articulados llamados martillos. Los martillos golpean el material a moler, haciéndolo pasar a través de los espacios entre las paredes cilíndricas del molino, el eje y los propios martillos. El grado de refinamiento del producto se puede controlar mediante el tamaño de las perforaciones del tamiz o malla, así como el patrón y la geometría utilizados.

Además, este tipo de molinos también se utilizan para la pulverización de materiales que no son muy resistentes a los golpes y son adecuados para materiales de resistencia media, como minerales calcáreos y otros minerales similares [3].

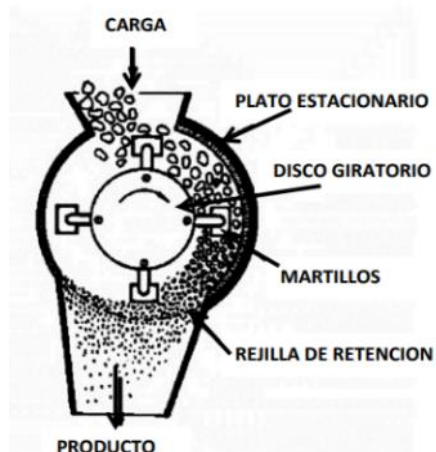


Figura 3: Molino de martillos

3.2.4.2 Molino de discos

En el molino de discos, la acción de molienda se produce a través de la presión y la fricción, así como la fuerza de corte generada entre los dos discos. Estos discos son ajustados conforme a la granulometría que se busca en el producto terminado. Pueden ser lisos, tener dientes o presentar una variedad de relieve en su superficie. Los discos giran en direcciones contrarias, o en algunos casos, uno permanece inmóvil mientras el otro se mueve [3].

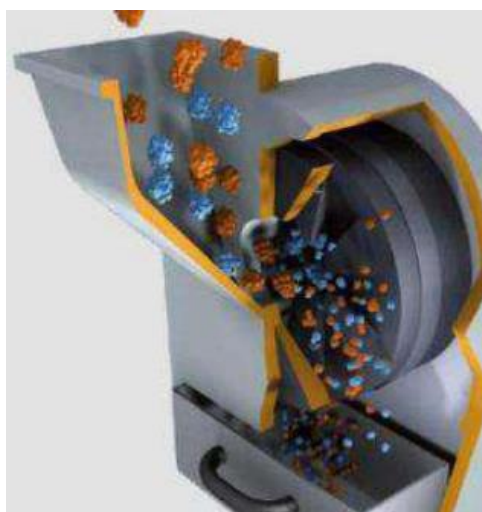


Figura 4: Molino de discos

3.2.4.3 Molino de bolas

Los molinos de bolas se componen de una estructura cilíndrica o cónica que rota de forma horizontal alrededor de un eje central. En su interior se cargan con esferas, las cuales pueden ser de acero, pedernal o porcelana, y cumplen la función de agentes de molienda. La alimentación de estos molinos debe estar en el rango de 2,4 a 4 cm para materiales especialmente frágiles, aunque generalmente el tamaño máximo es de 1,3 cm. La mayoría de los molinos de bolas operan con una relación de reducción que va desde 20:1 hasta 200:1. Estos equipos permiten la molienda, tanto en condiciones de humedad como de sequedad, de materiales duros, muy duros y abrasivos, como, por ejemplo, piritas, cuarzo y otros minerales resistentes [10].

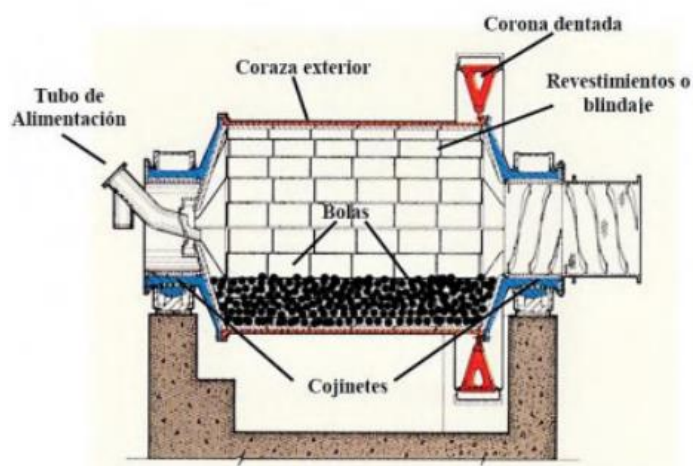


Figura 5: Molino de bolas

3.2.4.4 Molino de rodillos

Se trata de un sistema dinámico de compresión o una máquina utilizada para reducir el tamaño de partículas de diversos tipos de materias primas durante el proceso de procesamiento. Es especialmente empleado para ajustar el grosor o modificar la forma, particularmente en metales. Su estructura incluye válvulas servo, cilindros hidráulicos, rodillos y sensores. En cuanto a su operación, implica la alimentación del material sólido a través de uno o dos rodillos giratorios que se mueven en direcciones opuestas a velocidades específicas. Estos rodillos aplican una presión capaz de triturar o modificar el material introducido, resultando en partículas que quedan atrapadas entre ellos. Posteriormente, estas partículas se fragmentan y caen hacia la parte inferior del sistema [11].

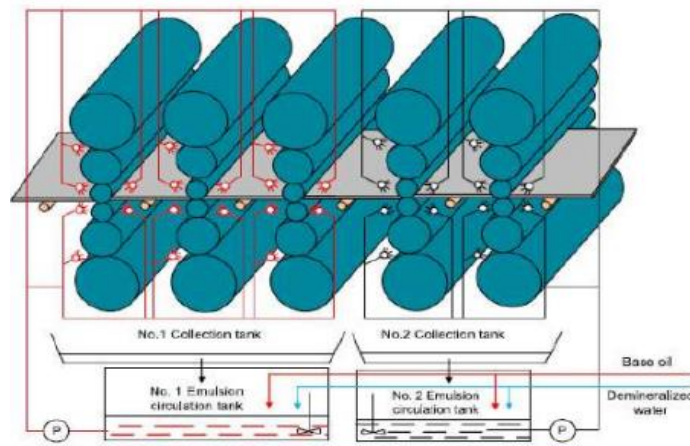


Figura 6: Estructura de un molino de rodillos

3.3 Martillos

La herramienta de impacto o percusión, conocida también como martillo, desempeña la función principal de moler o triturar el material. Los martillos tienen movilidad, lo que permite transmitir la fuerza acumulada al producto a moler. Para evitar colisiones entre los martillos, se distribuyen de forma estratégica, utilizando separadores [12].

3.3.1 Tipos de martillos según su geometría

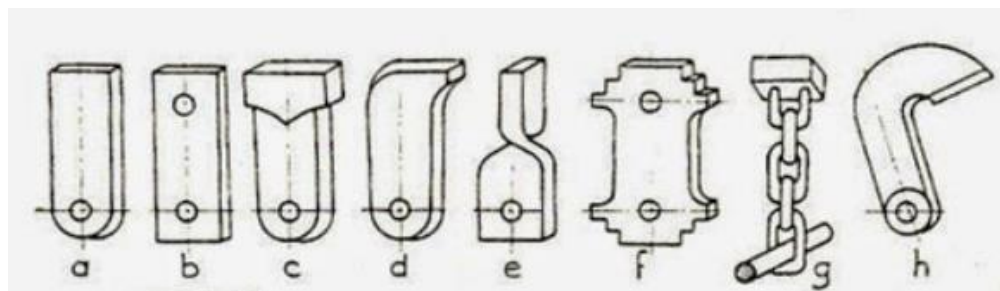


Figura 7: Tipos de martillos

- (a) Es el más comúnmente utilizado y el más sencillo.
- (b) Martillo que se puede invertir.
- (c) Martillo con una cabeza ensanchada y pesada.
- (d) Martillo diseñado para materiales resistentes y fibrosos.
- (e) Martillo diseñado para pulverizar.
- (f) Martillo que se puede invertir.

(g) Martillo compuesto por una masa metálica y una cadena, utilizado para deshacer terrones de abono.

(h) Martillo con una forma similar a una cuchilla.

3.4 Método de elementos finitos (MEF)

El método de elementos finitos implica dividir una pieza en partes más pequeñas, facilitando la resolución de problemas complejos al descomponerlos en partes más simples. En lugar de manejar una cantidad infinita de variables desconocidas, se emplea un número finito de elementos con comportamientos definidos. Debido a la subdivisión del componente, las ecuaciones matemáticas que describen el comportamiento físico se resuelven de manera aproximada mediante este método numérico. La exactitud del MEF está determinada por la cantidad y tipo de nodos y elementos en la malla. En resumen, cuanto más pequeños sean los elementos y mayor sea su número en la malla, más exactos serán los resultados del análisis [10].

3.4.1 ANSYS.

La modelización computacional está desempeñando un papel crucial en la ciencia e ingeniería. El ANSYS, un software desarrollado en 1970, apoya la ingeniería al introducir nuevos métodos para mejorar la innovación en productos y procesos de fabricación, reduciendo costos y tiempo hasta la comercialización. Su programa de elementos finitos permite simular cómo un producto específico funcionará y reaccionará en un entorno real. Por otro lado, ofrece herramientas de simulación en áreas como fluidos, estructuras y sistemas multi-físicos, siendo utilizado en una amplia gama de actividades industriales para prever con confianza el éxito de los productos en el mundo real [10].

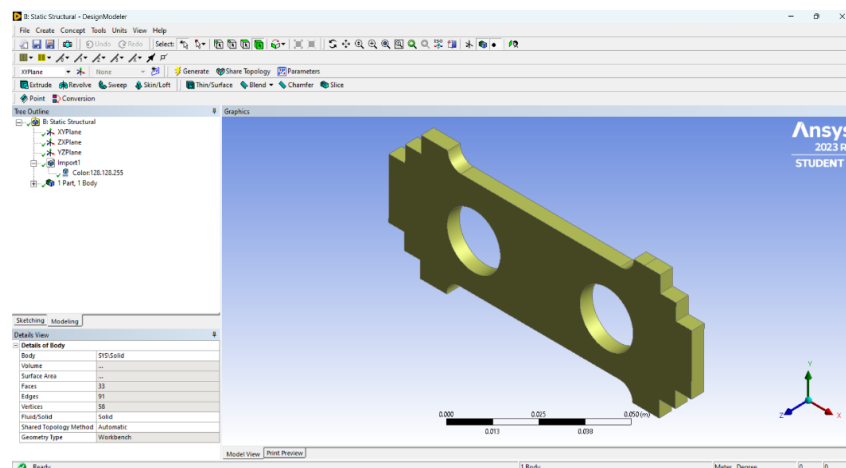


Figura 8: Interfaz de trabajo ANSYS Mechanical

3.5 Diagrama de cuerpo libre

Para simplificar la evaluación de un componente o equipo, es necesario abordar cada uno de sus componentes de manera gradual y aislarlos. Posteriormente, se procede a examinar y estudiar estos elementos mediante el uso de diagramas de cuerpo libre. Una vez que se ha evaluado cada elemento de esta manera, se procede a integrar el conocimiento adquirido para comprender el comportamiento global del sistema. Por lo tanto, el diagrama de fuerzas se convierte en una herramienta fundamental para fragmentar un problema complejo en partes manejables, permitiendo así un análisis más simple y la posterior síntesis de la información obtenida [13].

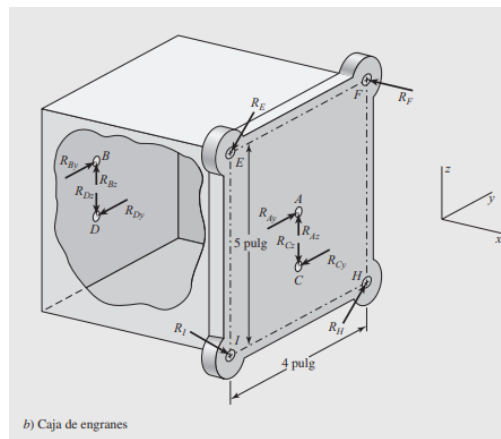


Figura 9: Diagrama de cuerpo libre

3.6 Energía potencial Gravitatoria

La energía potencial gravitatoria corresponde a la energía vinculada a la altitud en que se sitúa un objeto en relación a un punto de partida. Su cálculo implica multiplicar la masa del objeto por la distancia vertical entre este y el punto de inicio. En esencia, esta energía (E_p) se define como la energía que un objeto de una masa específica (m) adquiere debido a su posición sobre la superficie terrestre, siendo esta posición determinada por la altura (h) respecto a un nivel de referencia inicial arbitrario. [14].

$$E_{ruptura} = m_m * g * h \quad (1)$$

3.7 Velocidad tangencial

Cuando se trata del movimiento circular, que es el tipo de movimiento característico de los martillos de impacto, la velocidad de la partícula se mantiene en la dirección tangencial a la trayectoria y en el sentido del movimiento. Esta velocidad representa el mínimo necesario en el

martillo en el momento del impacto para lograr la fractura del material. La velocidad tangencial, también puede ser denominada velocidad de impacto, se localiza en el borde de los martillos y puede ser calculada en términos de la velocidad angular (ω) y el radio de giro (R_g) [10], [15].

$$\omega_c = \frac{v_c}{R_g} \quad (2)$$

Dónde:

- ✓ R_g = Radio de giro de la punta de impacto del martillo (m)
- ✓ v_c = Velocidad tangencial con carga (m/s)

3.8 Velocidad angular Desacelerado

La rotación angular se define como la rapidez con la que un componente se mueve en una trayectoria circular alrededor de un eje que es perpendicular a su dirección. También puede interpretarse como el cambio del ángulo en relación al tiempo. Dentro del alcance de este proyecto, se hace referencia a la velocidad que adquirirá el eje principal del dispositivo triturador del molino, el cual transferirá este movimiento a los martillos encargados de la trituración. [10], [15].

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + 2 * \alpha * \theta \quad (3)$$

Dónde:

- ✓ ω_c^2 = velocidad angular con carga (rad/s)
- ✓ ω_v^2 = velocidad angular en vacío (rad/s)

3.9 Radio de giro

El radio de giro se refiere a la distancia que va desde el centro del eje motor o eje principal, que es responsable de transmitir el movimiento, hasta el punto más alejado de los martillos de impacto.

3.10 Aceleración angular

representa el cambio en la velocidad angular en relación al tiempo y se expresa en radianes por segundo al cuadrado. Se puede calcular utilizando la siguiente fórmula [10].

$$\alpha = \frac{\omega_v^2 - \omega_c^2}{2 * \theta} \quad (4)$$

Donde:

- ✓ α = aceleración angular (rad/s²)

- ✓ θ = ángulo de separación entre martillos (rad)

3.11 Momento de una fuerza

Cuando una fuerza actúa sobre un objeto, crea una tendencia para que el objeto empiece a girar alrededor de un punto que no coincide con la dirección de la fuerza. Esta tendencia se conoce comúnmente como par de torsión, aunque también puede ser llamada momento de una fuerza o simplemente momento. La intensidad del momento está directamente relacionada con la magnitud de la fuerza (F) y la distancia perpendicular, llamada brazo de momento (d). Si la fuerza es más grande o el brazo de momento es más largo, el momento o el efecto de rotación será mayor. El momento (M_O) con respecto al punto O, en relación a un eje que pasa por O y es perpendicular al plano, es un vector que tiene tanto magnitud como dirección específica [15]

$$M_O = F_c * L \quad (5)$$

Donde:

- ✓ M_O = Momento (N.m).
- ✓ F = Fuerza (N).
- ✓ L = Distancia (m).

3.12 Momento de inercia

El momento de inercia representa la capacidad de un objeto para oponerse a la rapidez angular, es decir, su reluctancia a girar debido a la aplicación de un momento causado por una fuerza. Mientras que la inercia de un objeto rígido está relacionada con su masa y su resistencia a cambios en el movimiento rectilíneo, cuando el objeto gira, esta resistencia se conoce como su momento de inercia. El valor del momento de inercia depende de cómo la masa está distribuida con respecto al eje de rotación. [16], [17].

$$I_0 = \frac{1}{12} * m_m * L^2 \quad (6)$$

Donde:

- ✓ m = masa del martillo (Kg)
- ✓ L = longitud del martillo (m)

3.13 Fuerza centrífuga

Dentro de un movimiento circular acelerado, surge el concepto de fuerza centrífuga, la cual resulta de la combinación de la aceleración centrífuga de un objeto en rotación y su masa. Esta fuerza actúa perpendicularmente a la velocidad tangencial, y se puede calcular utilizando la ecuación correspondiente [10], [15].

$$F_c = \omega_c^2 * m_m * R_g \quad (7)$$

Donde:

- ✓ F_c = Fuerza centrífuga. (N)
- ✓ m_m = Masa del objeto en rotación. (N)
- ✓ ω = Velocidad angular. (rad/s)
- ✓ R_g = Distancia desde el eje de rotación. (m²)

3.14 Esfuerzos

Cuando se aplica una fuerza y/o un momento en la superficie de un objeto, se generan patrones de fuerza que se dispersan a lo largo de toda el área. Esta distribución de fuerza en un punto específico de la superficie puede tener componentes tanto normales como tangenciales, los cuales se conocen como esfuerzos. Los tipos de esfuerzos, ya sean normales o de corte, dependen de la orientación de la fuerza [18].

3.14.1 Esfuerzo cortante

Al momento de que ejercen fuerzas transversales P sobre un elemento, se generan un tipo distinto de esfuerzo. Estas fuerzas internas elementales se conocen como fuerzas de corte. La magnitud de estas fuerzas, representada por P, da lugar a un corte en la sección. Al calcular el cociente entre la fuerza de corte P y el área A de la sección transversal, se determina el esfuerzo cortante promedio en esa sección [18].

$$\tau = \frac{F}{A_d} \quad (8)$$

Donde:

- ✓ τ = Esfuerzo cortante (MPa)
- ✓ F = Fuerza (N)
- ✓ A_t = Área paralela donde se aplica la fuerza (m²)

3.14.2 Esfuerzo normal

El esfuerzo en una sección, representado por la letra griega σ (sigma), se refiere a la fuerza aplicada sobre una unidad de superficie o la distribución focalizada de fuerzas a través de una sección específica. En el caso de un elemento con una sección transversal de área A y una carga axial P , este esfuerzo se calcula dividiendo la magnitud P de la carga por el área A [18].

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (9)$$

Donde:

- ✓ σ = Esfuerzo normal (MPa)
- ✓ F =Fuerza (N)
- ✓ A_t = Área transversal (m^2)

3.14.2 Esfuerzo equivalente de Von Mises

Es una ecuación combinada que se utiliza es un criterio utilizado para evaluar la resistencia de un material sometido a esfuerzos combinados. [13].

$$\sigma_{Equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

3.15 Factores de seguridad

Cuando tratamos con cargas y esfuerzos, aparece un parámetro conocido como Factor de Seguridad. Este indicador muestra la relación entre la fuerza real que un material puede aguantar antes de sufrir una deformación permanente y la fuerza estimada a la que está expuesto. Es esencial que el Factor de Seguridad siempre exceda 1, lo que sugiere que el componente tiene una capacidad de carga superior a la que se espera en condiciones de operación normales. Sin embargo, si el factor de seguridad es menor de 1, significa que la estructura o componente no es capaz de soportar las cargas o esfuerzos a los que está sometido y es probable que falle o se deforme permanentemente [10], [13].

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (10)$$

$$n = \frac{S_y}{2 * \tau} \quad (11)$$

Donde:

- ✓ n = Factor de Seguridad.
- ✓ S_y = Resistencia a la fluencia del material. (MPa)
- ✓ τ = Esfuerzo cortante. (MPa)
- ✓ σ = Esfuerzo normal. (MPa)

3.16 Resistencia a la fatiga

La mayoría de las pruebas diseñadas para evaluar las características de los materiales en relación con el diagrama esfuerzo-deformación aplican la carga de manera gradual, permitiendo un tiempo suficiente para que la deformación se desarrolle por completo. Es por esta razón que estos ensayos son considerados bajo condiciones estáticas, que se asemejan de manera significativa a las situaciones reales a las que estarán expuestos numerosos componentes estructurales y máquinas [10].

Como se ilustra en la Grafica N°1, La zona de fatiga de bajos ciclos abarca desde $N=1$ hasta casi 10^3 ciclos. En este intervalo, la resistencia a la fatiga, representada por S_f apenas inferior a la resistencia a la tracción S_{ut} . Además, se observa que la región de fatiga de alto ciclo comprende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida límite de resistencia a la fatiga N_e , que se ubica entre 10^6 y 10^7 ciclos.

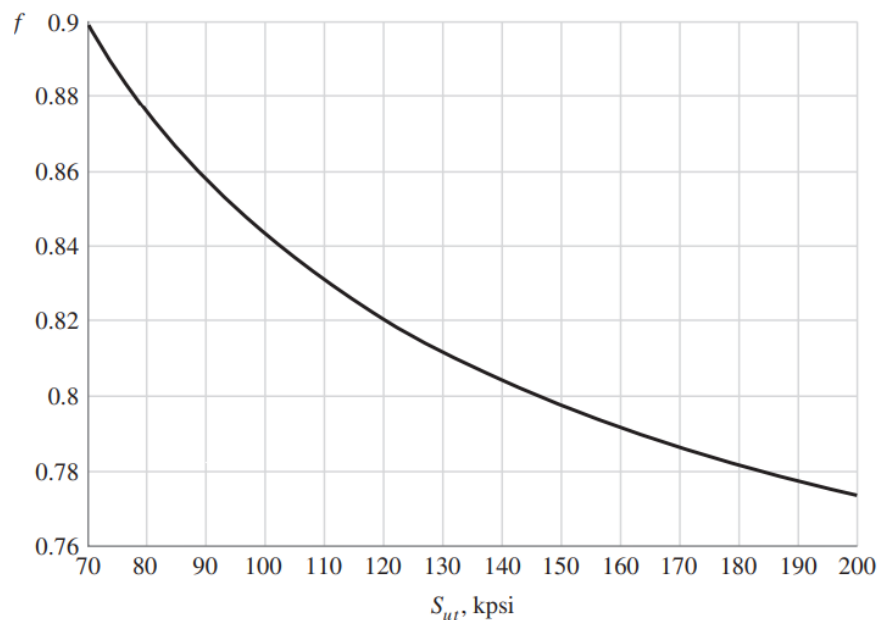


Figura 10: Fracción de resistencia a la fatiga, f

El número de ciclos a la falla se representa mediante las siguientes formulas.

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad (12)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right) \quad (13)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (14)$$

3.17 Factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga

La ecuación de Marín puede ser expresada de la siguiente manera:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (15)$$

3.17.1 Factor de superficie

La relación directa entre el coeficiente K_a y la calidad del acabado implica que, a medida que la resistencia de la pieza disminuye, la rugosidad de la superficie aumenta. Esto se debe a que las irregularidades superficiales pueden servir como puntos de inicio para la formación de grietas. Debido a esto, cambia según la calidad del acabado superficial del componente y su capacidad para soportar la tensión [13].

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad (16)$$

Donde:

La resistencia mínima a la tensión se denota como S_{ut} , y los parámetros a y b están especificados en la tabla correspondiente

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

Tabla 4: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

3.17.2 Factor de tamaño

Esta relación entre la reducción de la resistencia y el incremento del tamaño se atribuye a la mayor probabilidad de encontrar un grano defectuoso a medida que aumenta el volumen [13].

Se llevaron a cabo pruebas de tamaño en 133 conjuntos de datos y los resultados para los casos de flexión y torsión pueden expresarse como:

Cuando sea $2,79 \leq d \leq 51$ mm

$$\left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107}$$

Cuando sea $51 \leq d \leq 254$ mm

$$1,51d^{-0,157}$$

En el caso de cargas axiales, no se observa ningún efecto relacionado con el tamaño.

$$k_b = 1$$

3.17.3 Factor de carga

Cuando se llevan a cabo pruebas de fatiga que implican cargas de flexión rotatoria, cargas axiales (compresión y tracción) y torsión, los límites de resistencia a la fatiga varían respecto a los valores de la resistencia última S_{ut} [13].

Es por esto que definieron los valores promedio del factor de carga como:

Para Torsión: $k_c = 0,59$

Para Flexión: $k_c = 1$

Para Axial: $k_c = 0,85$

3.17.4 Factor de temperatura

El factor temperatura está vinculada a las características físicas de los materiales, ya que afecta la estructura de los granos que componen el material. A continuación, observe que la tabla N°2 representa 145 ensayos de 21 diferentes aceros al carbono y aleados [13].

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla 5: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Por otro lado, cuando $70\text{ }^\circ\text{F} \leq T_F \leq 1000\text{ }^\circ\text{F}$ se aplicará la fórmula:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3}) * T_F - 0.115(10^{-5}) * (T_F^2) + 0.104(10^{-8}) * (T_F^3) - 0.595(10^{-12}) * (T_F^4) \quad (17)$$

3.17.5 Factor de confiabilidad

El proceso de análisis de falla por fatiga implica una serie de cálculos estadísticos debido a la abundancia de datos necesarios. Dada la circunstancia, se introduce un factor que refleja el nivel de confianza en los datos utilizados. Este factor sigue la tendencia siguiente [1].

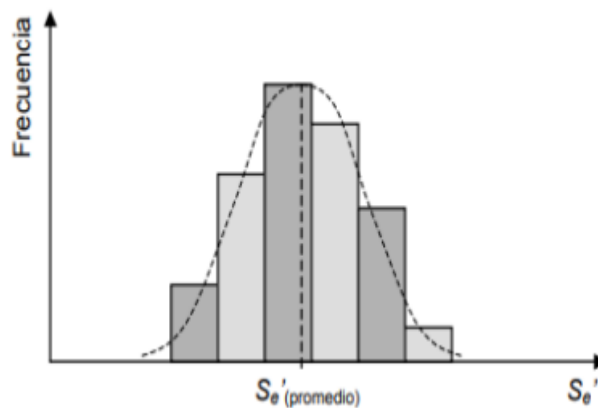


Figura 11: Dispersión de los datos experimentales del límite a la fatiga de un material

La tabla N°3, se presenta los coeficientes de confiabilidad correspondientes a algunas confiabilidades estándar indicadas [13].

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 6: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

3.17.6 Factor de efectos varios

El factor k_f ha sido diseñado para considerar la disminución en el límite de resistencia a la fatiga ocasionada por diversos efectos adicionales. Es crucial tener en mente que estos efectos deben ser considerados, Debido a que no siempre se cuentan con los valores precisos de k_f [11]. Estos valores oscilan entre 0 y 1 y están influenciados por factores tales como la exposición del material a condiciones corrosivas (presencia de agua o aire), el método de construcción (forjado, laminado, fundido, etc.), la existencia de esfuerzos residuales (generados durante la producción), así como la aplicación de recubrimientos (carburización, cromado, niquelado, etc.) [1].

3.18 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca.

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga, representado como K_t (o K_{ts}), utiliza el esfuerzo nominal o cortante para calcular el máximo esfuerzo resultante en las áreas de concentración de tensiones y muescas [13].

$$\sigma_{max} = K_f * \sigma_0 \quad (18)$$

$$\tau_{max} = K_{fs} * \tau_0 \quad (19)$$

Cuando $q=0$, K_f es igual a 1, indicando que el material no muestra sensibilidad ante muescas. Ahora bien, si $q=1$, entonces $K_f = K_t$, señala que el material tiene una sensibilidad completa a la muesca. Para esto se emplea la siguiente formula:

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (20)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad (21)$$

Por otro lado, debido a esta dispersión es recomendable optar por $K_f = K_t$ cuando surja incertidumbre sobre el valor preciso de "q". Además, es importante destacar que "q" no difiere mucho de la unidad en casos de radios de muesca considerablemente considerables [13].

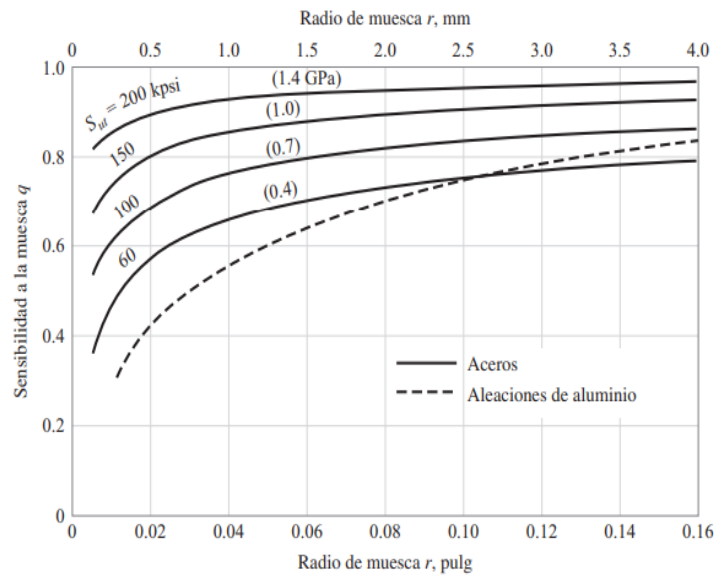


Figura 12: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas

La Figura N°11, se basa en la ecuación de Neuber, que se expresa como:

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (22)$$

donde \sqrt{a} representa a la constante de Neuber y es una constante del material y está definida de la siguiente manera, donde las ecuaciones se aplican al acero y S_{ut} está en kpsi.

En esta ecuación, la sensibilidad a la muesca, q , se caracteriza por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (23)$$

Flexión o axial:

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3}) * S_{ut} + 1,51(10^{-5}) * S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8}) * S_{ut}^3 \quad (24)$$

Torsión:

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3}) * S_{ut} + 1,35(10^{-5}) * S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8}) * S_{ut}^3 \quad (25)$$

El valor de la constante k_t se determina a partir de la forma geométrica o mediante tablas que presentan gráficos análogos a los que se muestran a continuación.

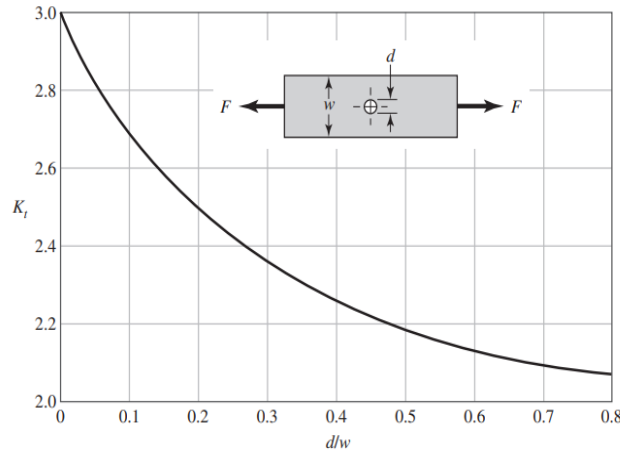


Figura 13: Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal

3.19 Fatiga

La fatiga implica el deterioro gradual de un componente debido a las cargas cíclicas que soporta. La expansión progresiva de una fisura por fatiga se refiere al aumento gradual de una fisura en una pieza estructural bajo tensiones variables. Estas tensiones eventualmente desembocan en la fractura del componente después de un cierto número de ciclos de carga. Por lo general, el nivel de carga que causa la fractura es inferior tanto a la resistencia a la tracción como al límite elástico del material [19].

Para que se origine la fractura de un componente debido al crecimiento de una fisura, esta grieta debe pasar por tres etapas que describen su conducta a través del componente: una etapa de inicio, una de extensión estable y, finalmente, una extensión acelerada que conduce a la falla del componente.

Etapas 1 (Inicio): Se distingue por mecanismos de crecimiento discontinuo y la presencia de un umbral de intensidad de esfuerzo ΔK_{th} por debajo del cual el crecimiento de la grieta de fatiga es poco significativo.

Etapa 2 (Propagación estable): Este análisis busca explicar el modo en que se desarrolla la propagación de la grieta por fatiga. Esto se debe a que la relación de la curva entre $\log\left(\frac{dN}{da}\right)$ vs $\log(d\Delta K)$ sigue una tendencia lineal. Además, este proceso de crecimiento de la grieta está dominado por un mecanismo continuo que es relativamente insensible a la carga media y a las microestructuras del material.

Etapa 3 (Propagación acelerada): Esta fase se caracteriza por el rápido y no uniforme crecimiento de la grieta. Durante esta fase, la velocidad de propagación de la grieta aumenta significativamente con el incremento de la intensidad de esfuerzo ΔK . En situaciones de deformación a pequeña escala, el factor de intensidad máximo K_{max} se aproxima o alcanza la tenacidad de fractura del material, culminando en la fractura final [19].

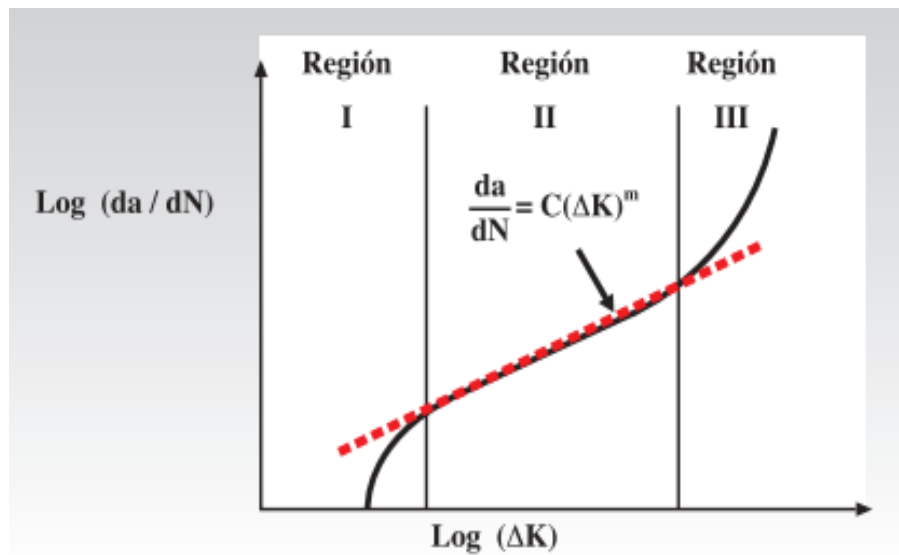


Figura 14: Representación del crecimiento de la grieta en función de la variación del factor de intensidad de esfuerzos

3.20 Métodos de fatiga-vida

En el diseño y la evaluación de la fatiga, se emplean tres enfoques principales: el método de vida basado en el esfuerzo, el método de vida basado en la deformación y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Estos métodos buscan estimar el número de ciclos hasta la falla, representado por N , para una carga específica. La fatiga se clasifica comúnmente como de bajo o alto ciclaje, dependiendo de si N está en el rango de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos, o si es igual o menor a 10^3 ciclos. [13].

3.20.1 Método del esfuerzo-vida

El método de esfuerzo-vida, enfocado en los niveles de esfuerzo, este método tiende a ser menos exacto, especialmente cuando se aplica en situaciones de ciclos bajos. No obstante, es el método más arraigado y sencillo de implementar para una amplia gama de diseños. Cuenta con una extensa base de datos de respaldo y representa adecuadamente las aplicaciones de alto ciclaje [13].

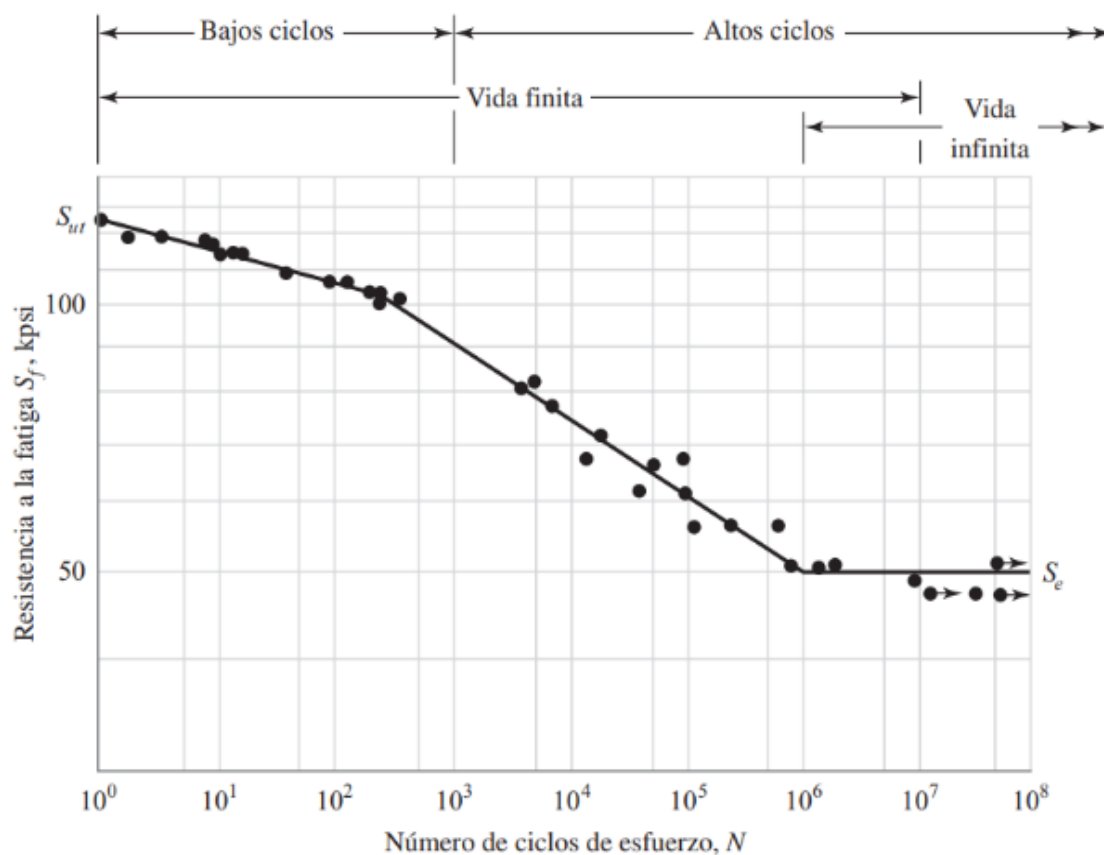


Figura 15: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos

3.20.2 Método de deformación-vida

El método de vida basado en la deformación implica un análisis detallado de áreas específicas, considerando tanto los esfuerzos como las deformaciones para estimar la duración de la vida útil. Aunque puede ser menos preciso debido a las simplificaciones necesarias, es útil para comprender la naturaleza de la fatiga [13].

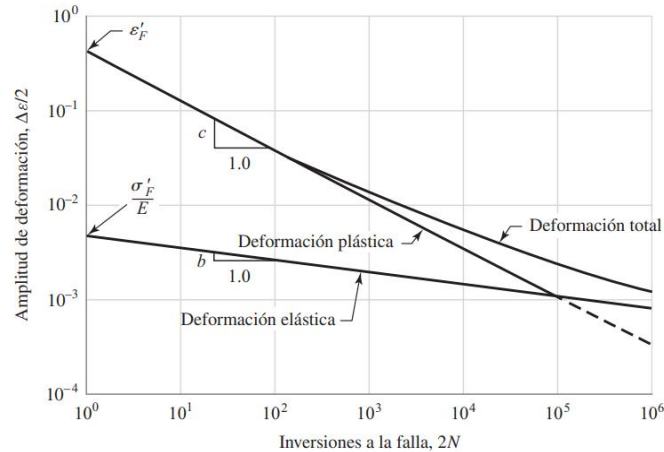


Figura 16: Gráfica log-log donde se muestra cómo se relaciona la vida a la fatiga con la amplitud de la deformación real en el caso del acero SAE 1020, laminado en caliente

3.20.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica.

En el método de mecánica de fracturas se parte del supuesto de que ya existe una grieta y que ha sido detectada. A partir de ahí, se utiliza para prever cómo la grieta se extenderá en función de la intensidad del esfuerzo. Este enfoque resulta ser factible cuando se emplea en componentes de gran envergadura, acompañado de códigos de computadora y un plan de evaluación regular [13].

3.21 Esfuerzos fluctuantes

En muchos casos, las máquinas experimentan esfuerzos fluctuantes que siguen un patrón sinusoidal, típico de las máquinas rotativas. Sin embargo, también existen otros patrones irregulares. En perfiles periódicos con un solo máximo y mínimo de fuerza, la forma exacta de la onda puede no ser crítica, pero los valores máximos y mínimos son importantes. Si la fuerza máxima es F_{max} y la fuerza mínima es F_{min} , se establece una componente constante y una componente alterna [13].

$$F_m = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (26)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (27)$$

La componente de fuerza promedio se representa como F_m , mientras que la componente de amplitud se representa como F_a .

Estas componentes se traducen en esfuerzos y se relacionan de la siguiente manera:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (28)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (29)$$

Donde:

- ✓ σ_{max} = Esfuerzo máximo
- ✓ σ_{min} = Esfuerzo mínimo
- ✓ σ_m = Componente de esfuerzo medio
- ✓ σ_a = Componente de la amplitud

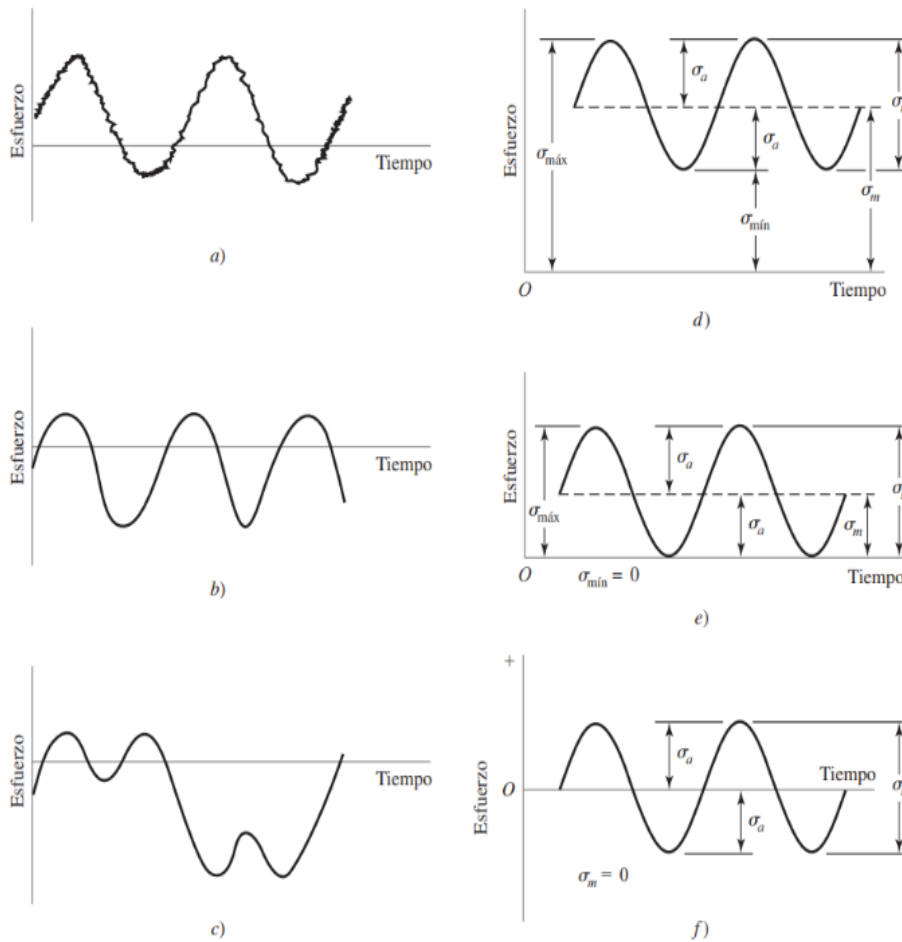


Figura 17: Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido

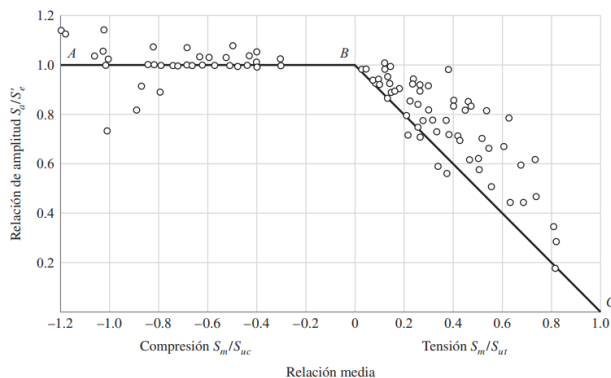


Figura 19: Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión

En la figura N°18 se ofrece otra visualización de los resultados de los ensayos. Aquí, el eje horizontal indica la relación entre la resistencia media (S_m) y la resistencia última, con tensiones representadas hacia la derecha y compresiones hacia la izquierda. El eje vertical refleja la relación entre la resistencia alternante y el límite de fatiga. Así, la línea BC representa el criterio de Goodman alterado para la falla. Es relevante observar que el esfuerzo promedio en la región de compresión tiene un efecto limitado en el límite de fatiga [13].

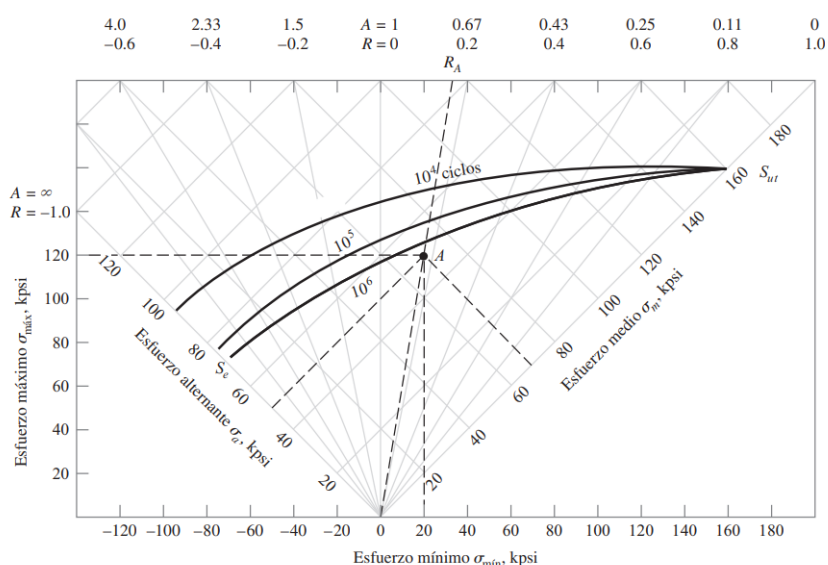


Figura 20: Diagrama de fatiga maestro de cuatro de las componentes

El gráfico mostrado en la figura N°19 destaca por su amplio alcance, al representar de manera detallada los cuatro elementos y las dos relaciones de esfuerzo. La variación del límite de durabilidad frente a la fatiga oscila desde S_e en el eje σ_a , hasta S_{ut} en el eje σ_m , para valores de R comprendidos entre -1 y 1. Para ilustrar cualquier condición de esfuerzo, se utilizan tanto los

valores máximos y mínimos como las componentes centrales y alternantes. La evaluación de la seguridad se ejecuta al situar el punto definido por las componentes de esfuerzo debajo de la línea de vida constante [13].

Finalmente, se exhibe el diagrama de fatiga, que ofrece varios criterios de fallo. En cada uno de ellos, los puntos situados por encima de la línea correspondiente indican una falla potencial.

Por ejemplo, al examinar el punto A en la recta de Goodman, se determina la resistencia S_m como el valor límite vinculado a la resistencia S_a , lo que, junto con m , representa σ_m como el límite de σ_a [13].

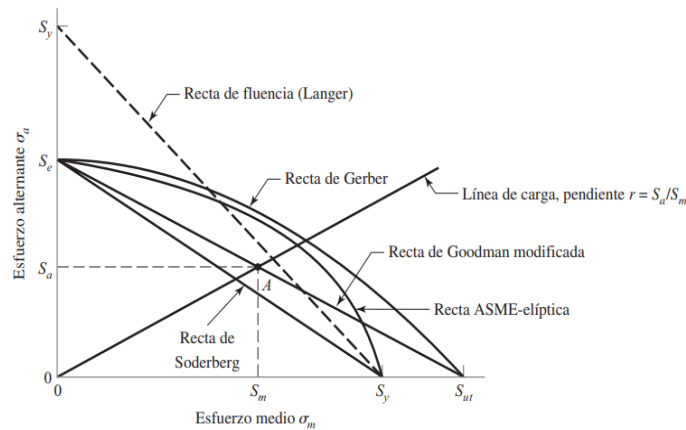


Figura 21: Diagrama de criterios de falla

3.22.1 Criterio de Gerber

El criterio de Gerber (1874) se representa mediante una parábola que deja una cantidad de puntos de fallo por debajo de ella. La mayoría de estos son resultado de factores de prueba como ligeras excentricidades en las cargas o vibraciones inesperadas. Por lo tanto, este criterio es especialmente útil para corregir los resultados de ensayos de fatiga con una tensión media diferente de cero [1], [13].

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (30)$$

Donde los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ se pueden reemplazar por S_a y S_e respectivamente, donde n es el factor de diseño o de seguridad. Entonces la ecuación se transforma.

$$n = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} \quad (31)$$

3.22.2 Criterio de Soderberg

El criterio de Soderberg (1930) representa una teoría lineal que relaciona la resistencia a la fatiga S_e con la resistencia a la fluencia S_y . Una ventaja de esta línea es que proporciona una protección inmediata contra la fluencia inicial en el ciclo, a diferencia de los criterios de Gerber y Goodman donde es necesario contemplar una segunda consideración de la línea de fluencia [1], [13].

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (32)$$

Remplazando los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ se transforma:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (33)$$

3.22.3 Criterio de Goodman

El criterio de Goodman (1890) al igual que el criterio de Soberberg es de teoría lineal, se establece entre la resistencia de fatiga S_e y resistencia a la tensión S_{ut} que representa la frontera entre la zona segura de la zona de fallo [1], [13].

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (34)$$

Remplazando los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ se transforma:

$$n = \frac{1}{\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}}} \quad (35)$$

IV. DIAGNOSTICAR LOS PARÁMETROS TÉCNICOS ACTUALES DEL MARTILLO TRITURADOR SOMETIDO A FALLA POR FATIGA.

4.1 Consideraciones Previas

4.1.1 Energía Potencial Gravitatoria

Se llevó a cabo el siguiente experimento para determinar la energía de potencial de los granos de maíz seco, también conocida como fuerza de fractura:

Se empleó una masa metálica y se dejó caer desde distintas alturas (como se detalla en el Anexo 1) sobre un grano completo de maíz que estaba ubicado sobre una superficie metálica (yunque).

El objetivo era determinar la altura precisa desde la cual la masa metálica debía caer para lograr la trituración del grano de maíz hasta alcanzar un tamaño entre 0.5 – 0.8 mm. Esto permitiría determinar la energía potencial gravitatoria asociada al proceso de trituración del maíz [7].

$$E_{ruptura} = m_m * g * h$$

Donde:

- ✓ m_m = masa del martillo metálico
- ✓ h = Altura promedio de caída de la masa
- ✓ g = gravedad

4.1.2 Capacidad de Molienda

La capacidad de molienda se refiere al indicador que determina la cantidad de material que el equipo triturador procesará en un lapso específico.

Dentro de este proyecto, se establece que la capacidad de trituración será de aproximadamente 300 kilogramos de maíz deshidratado por hora, lo que se traduce en 6 quintales de maíz seco en el mismo intervalo de tiempo [7].

Teniendo en cuenta el rendimiento estimado y considerando la dimensión de un grano de maíz, medida en:

$$m_g = 3,2 \times 10^{-4} Kg$$

Por lo tanto, se puede calcular cuántos granos se deberán triturar por minuto para alcanzar la capacidad deseada.

$$300 \frac{Kg}{h} * \frac{1 grano}{3,2 \times 10^{-4} Kg} * \frac{1 h}{60 min} = 15625 \frac{granos}{min}$$

4.1.3 Sistema de transmisión (banda-polea)

Son dos elementos circulares de diámetros diferentes, situados a una distancia entre sí, que están conectados por una correa de cuero flexible y resistente que les permite girar simultáneamente. Dependiendo del tamaño de los discos, se pueden clasificar en dos tipos.

Sistema de reducción de velocidad: Se refiere a una configuración donde la polea motriz tiene un diámetro menor que la polea conducida. Esto resulta en la disminución de la velocidad en la polea conducida [20].

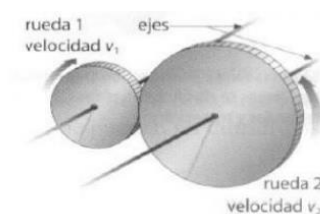


Figura 22: Sistema de reducción de velocidad

Sistema multiplicador de velocidad: Se refiere a una disposición en la que la polea motriz tiene un diámetro mayor que la polea conducida. Esto resulta en un aumento de la velocidad en la polea conducida.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d}{D}$$

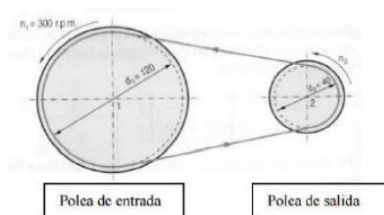


Figura 23: Sistema multiplicador de velocidad

4.1.4 Línea DPM -1/2/4

La línea DPM son máquinas modernas y eficientes está equipada con un rotor potente que incluye cuchillas y martillos diseñados para moler, picar y triturar una amplia variedad de productos, que van desde mazorcas de maíz hasta sorgo, con el fin de producir harina y alimentos concentrados para animales. Las cuchillas, fabricadas con acero de alta resistencia, permiten picar de manera rápida y precisa diversos tipos de forrajes, como caña de azúcar, maíz, sorgo y pasto. Esto facilita el cuidado diario de los animales y la preparación del silo [21].



Figura 24: Molino de martillos DPM-2

4.1.5 El kit de martillo DPM4

El kit de martillo DPM4 o el martillo DPM4 son conjuntos de 24 piezas originales de Nogueira, diseñadas con la calidad reconocida de la marca para moler y desintegrar varios tipos de productos, especialmente granos trituradores. El martillo desintegrador de trituradora DPM-4 está diseñado para soportar una gran carga de procesamiento, lo que lo hace ideal en el proceso de triturado de la trilla o la paja y la mazorca, produciendo desde el vuelco hasta la harina de maíz espesa, delgado y súper delgado, además de productos desintegradores como cáscaras de cereales, ramas, raíces, entre otros [22].

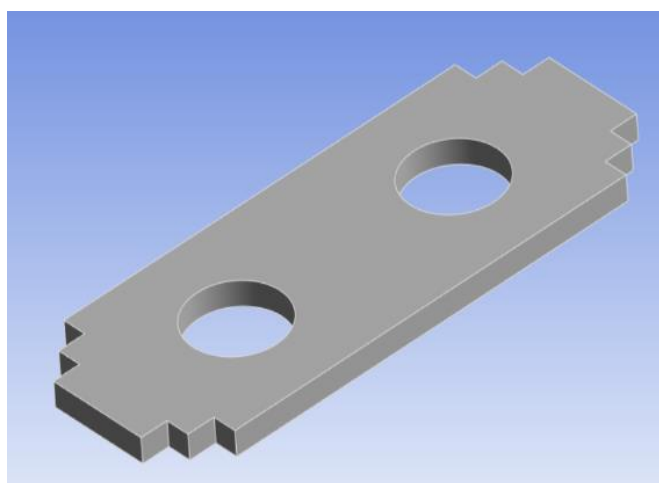


Figura 25: Martillo triturador actual

Fuente: ANSYS

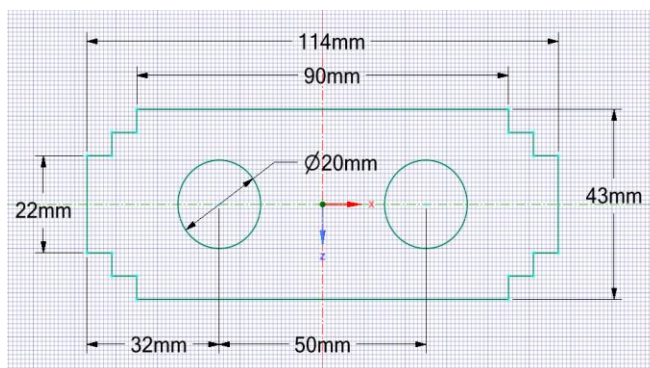


Figura 26: Dimensionamiento del martillo triturador Actual

Fuente: ANSYS

Propiedades de masa de martillo1
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --
 Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico
 Masa = 145.57 gramos
 Volumen = 18543.44 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 9884.16 milímetros cuadrados

Figura 27: Propiedades del martillo triturador actual

Fuente: SolidWorks

4.2 Especificaciones técnicas.

Marca	Nogueira	
Modelo	DPM-4	
Accionamiento	Tractor / Motor eléctrico	
Rotación	3300-3600 rpm	
Numero de ejes secundarios	4	
Capacidad de Producción	3-1mm	800-1200 kg/horas
	0.8-0.5 mm	200-300 kg/horas
Altura		
Ancho		

Tabla 7: Características principales del molino

Fuente: Elaboración propia

Marca	----
Potencia	30 HP / 22.4 KW
Hz	60
rpm	1800
Voltaje	220ΔΔ- 380 YY - 440 Δ V

Tabla 8: Características del motor del molino.

Fuente: Elaboración propia

Marca	Nogueira
Modelo	DPM - 4
Dimensiones	114 mm x 43 mm x 4,76 mm
Material	SAE 1045
Peso	0.14557 Kg
Densidad	7850 kg/m ³

Tabla 9: Características de los martillos del molino

Fuente: Elaboración propia

4.3 Análisis del Sistema de Transmisión del martillo triturador

4.3.1 Análisis del sistema de transmisión (banda-polea)

Potencia del motor: $P_m = 30 \text{ HP}$, 1800 rpm

Diámetros de poleas: $\varnothing_{motor} = 20 \text{ cm}$, $\varnothing_{molino} = 12 \text{ cm}$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d}{D}$$

$$\omega_2 = \frac{D\omega_1}{d} = \frac{20 * 1800}{12} = 3000 \text{ rpm}$$

Relación de transmisión:

$$i = \frac{3000}{1800} = 1,67$$

Torque presente en la polea

$$T = \frac{P_m}{\omega_2} = \frac{30 * 746}{314,1} = 71,25 \text{ N.m}$$

4.3.2 Energía Potencial Gravitatoria

La energía requerida para romper un grano de maíz ($E_{ruptura}$) es comparable a la energía liberada al dejar caer un objeto de 1,85 kg desde una altura de 0,5 m. Considerando que la masa aproximada de un grano de maíz es de 0,38 gramos.

$$E_{ruptura} = m_m * g * h$$

$$E_{ruptura} = 1,85 * 9,81 * 0,5$$

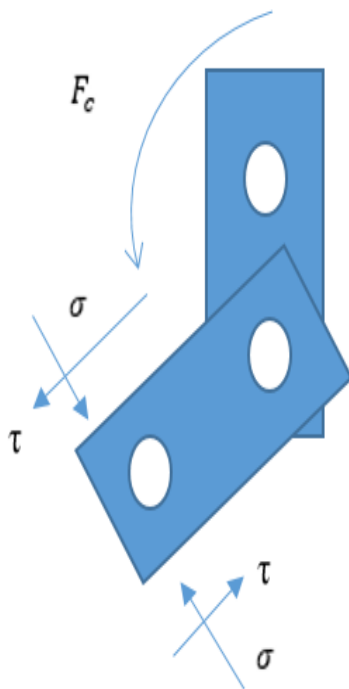
$$E_{ruptura} = 10,88 \text{ N.m}$$

4.4 Análisis de los parámetros actuales del martillo triturador

El martillo está construido con Acero AISI 1045, que posee una resistencia para soportar fuerzas de tracción de 630 MPa y una resistencia a la deformación de 530 MPa.

4.4.1 DCL del martillo triturador

El esfuerzo cortante (τ) es la fuerza tangencial que se genera principalmente debido a la fricción cuando el martillo se desplaza a través del



El esfuerzo normal (σ) es esencialmente la fuerza de impacto que el martillo ejerce sobre el grano para romperlo y triturarlo.

Figura 28: Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Elaboración propia

4.4.2 Velocidad tangenciales del martillo

4.4.2.1 Velocidad tangencial sin carga.

Se determina la velocidad tangencial en relación con el radio de giro del martillo a partir de la velocidad angular ω , que equivale a la velocidad angular en vacío ω_v

$$\omega_v = 3000 * \frac{2\pi}{60} = 314,1 \frac{rad}{s}$$

Dado un radio de giro de la maquina actual es de 22 cm, podemos determinar la velocidad angular en vacío en función a la velocidad tangencial y el radio de giro utilizando la fórmula siguiente:

$$v_t = \omega_v * R_g$$

$$v_t = 314,1 * 0,22 = 69,102 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto:

La velocidad calculada es la velocidad tangencial del martillo, que se designará como v_t (velocidad al vacío, o sin carga).

4.4.2.2 Velocidad tangencial con carga

En el proceso de molienda, cuando el grano impacta con el martillo, su velocidad disminuye. Esto da lugar a una velocidad, conocida v_c (velocidad con carga), será menor que la velocidad sin carga [23].

El valor de C_s para los martillos es: 0.2

$$v_c = -v_t * \left(\frac{C_s - 2}{C_s + 2} \right) \quad (36)$$

$$v_c = -69,102 * \left(\frac{0,2 - 2}{0,2 + 2} \right)$$

$$v_c = 56,54 \frac{m}{s}$$

4.4.3 Velocidad angular con carga

Con el dato adquirido, procedemos al cálculo de la velocidad angular con la carga final.

$$\omega_c = \frac{v_c}{R_g}$$

Por lo tanto:

$$\omega_c = \frac{56,54}{0,22} = 257 \frac{rad}{s}$$

4.4.4 Aceleración angular

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + 2 * \alpha * \theta$$

Donde:

- ✓ α = aceleración angular
- ✓ θ = ángulo de distanciamiento entre martillos

El Angulo de separación de los martillos será de 90° puesto que cada disco consta de 4 ejes porta martillos.

$$\alpha = \frac{\omega_c^2 - \omega_v^2}{2 * \theta}$$

$$\alpha = \frac{314,1^2 - 257^2}{2 * 1,5708} = 10380 \frac{rad}{s^2}$$

4.4.5 Análisis de las fuerzas presentes en el martillo

La fuerza corte genera un momento:

$$M = F_c * L$$

Momento de inercia del martillo

$$I_0 = \frac{1}{12} * m_m * L^2$$

Donde:

m = masa del martillo (Kg)

L = longitud del martillo (m)

$$I_0 = \frac{1}{12} * 0.14557 * 0.114^2$$

$$I_0 = 0,00015765 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

4.4.5.1 Fuerza de corte

$$F_c = \frac{I_0 * \alpha}{d}$$

$$F_c = \frac{0,00015765 * 10380}{0.114}$$

$$F_c = 14,35 \text{ N}$$

4.4.5.2 Fuerza centrífuga

$$F_c = \omega_c^2 * m_m * R_g$$

$$F_c = 314,1^2 * 0,14557 * 0,22$$

$$F_c = 3159,58 \text{ N}$$

La suma F_c y m_m permite calcula la fuerza en el eje vertical (F_y).

$$F_y = F_c + (m_m * g)$$

$$F_y = 3159,58 + (0,14557 * 9,81)$$

$$F_y = 3161 \text{ N}$$

4.4.5.3 Falla por rotura

Área de desgarre

$$A_d = d_1 * e * 2 \tag{37}$$

Donde:

e = espesor del martillo (m)

d1 = diámetro del martillo (m)

$$A_d = 0,032 * 0,00476 * 2$$

$$A_d = 0,00026656 \text{ m}^2$$

- Esfuerzo cortante

$$\tau_c = \frac{F_y}{A_d}$$

$$\tau_c = \frac{3161}{0,00026656}$$

$$\tau_c = 11,85 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{2 * \tau_c}$$

$$n = \frac{530}{2 * 11,85} = 22,36$$

4.4.5.4 Falla por tracción

- Esfuerzo nominal

$$\sigma = \frac{F_y}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{3161}{0,043 * 0,00476}$$

$$\sigma = 15,44 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{530}{15,44} = 34,32$$

4.5 Análisis de fatiga del martillo triturador actual.

4.5.1 Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Se tiene

$$S_{ut} = 630MPa$$

$$S_y = 530MPa$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 * 630 = 315 Mpa$$

Factor de modificación de condición superficial

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Se tiene:

$$a = 4.51MPa$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = 4,51 * 630^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8172$$

Factor de modificación de tamaño.

$$k_b = 1$$

Factor de modificación de carga

Dado que el martillo está sujeto a una carga axial, el factor de carga correspondiente es:

$$k_c = 0,85$$

Factor de Temperatura

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3}) * 122 - 0.115(10^{-5}) * (122^2) + 0.104(10^{-8}) * (122^3) - 0.595(10^{-12}) * (122^4)$$

$$k_d = 1,0123$$

Factor de Confiabilidad

Se asigna una confiabilidad del 99%.

$$k_e = 0,814$$

Factor de efectos varios

Se asigna un factor de:

$$k_f = 1$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

$$S_e = 0,8172 * 1 * 0,85 * 1,0123 * 0,814 * 1 * 315$$

$$S_e = 180,29 \text{ Mpa}$$

Concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q(k_t - 1)$$

El factor de concentración del esfuerzo teórico:

$$\frac{d}{\omega} = \frac{0.020}{0.043} = 0,46$$

$$\frac{d}{h} = \frac{0.020}{0.00476} = 4,2$$

Determinamos $k_t = 2.22$

Para obtener el valor de "q", que representa la sensibilidad de la muesca, se recurre a la ecuación definida por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Flexión o axial:

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3}) * 91 + 1,51(10^{-5}) * 91^2 - 2,67(10^{-8}) * 91^3$$

$$\sqrt{a} = 0,070 \text{ in} = 1,778 \text{ mm}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{1,778}{\sqrt{10}}} = 0,64$$

$$K_f = 1 + 0,64(2.22 - 1)$$

$$K_f = 1,7808$$

Esfuerzo equivalente de Von mises.

$$\sigma_{Equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad (38)$$

$$\sigma_{Equivalente} = \sqrt{15,44^2 + 3 * 11,85^2}$$

$$\sigma_{Equivalente} = 25,68 \text{ Mpa}$$

4.5.2 Esfuerzo alternante y esfuerzo medio

Los factores se determinan a través de las ecuaciones.

$$\sigma_{max} = K_f * \sigma$$

$$\sigma_{max} = 1,7808 * 25,68 = 45,73 \text{ MPa}$$

Por medio de la gráfica esfuerzo repetitivo, se puede deducir que:

$$\sigma_m = \frac{45,73 - 0}{2} = 22,86 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{45,73 - 0}{2} \right| = 22,86 \text{ MPa}$$

4.5.3 Número de ciclos a la falla.

Calcularemos el valor de la fracción de resistencia a la fatiga, representada por f . En el caso de un material como el AISI 1045, se establece que $f = 0.857$.

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e}$$

$$a = \frac{(0,857 * 630)^2}{180,29} = 1616,85 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,857 * 630}{180,29}\right) = -0,15878$$

El número de ciclos hasta la falla se describe como:

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

$$N = \left(\frac{22,86}{1616,85}\right)^{\frac{1}{-0,15878}}$$

$$N = 44,54 \times 10^{10}$$

4.5.4 Factor de seguridad.

4.5.4.1 Factor de seguridad de Gerber.

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

$$n = \frac{1}{\left(\frac{22,86}{180,29}\right) + \left(\frac{22,86}{630}\right)}$$

$$n = 6,13$$

4.6 Análisis de simulación en ANSYS del martillo actual

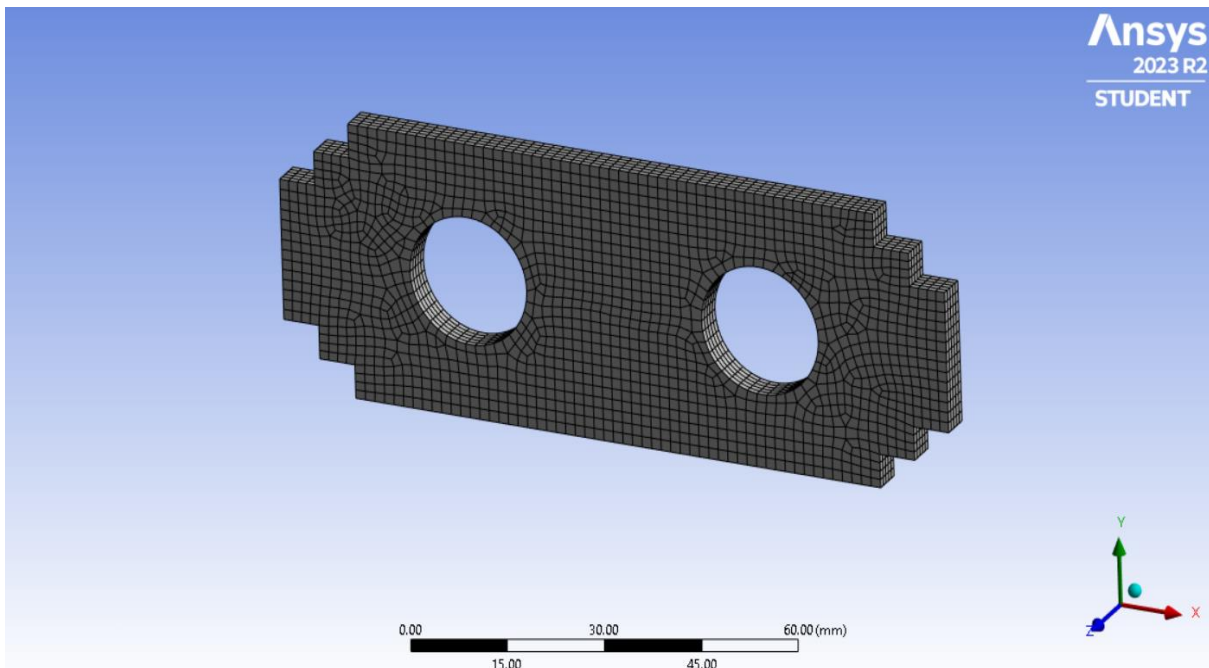


Figura 29: Mallado de martillo triturador actual

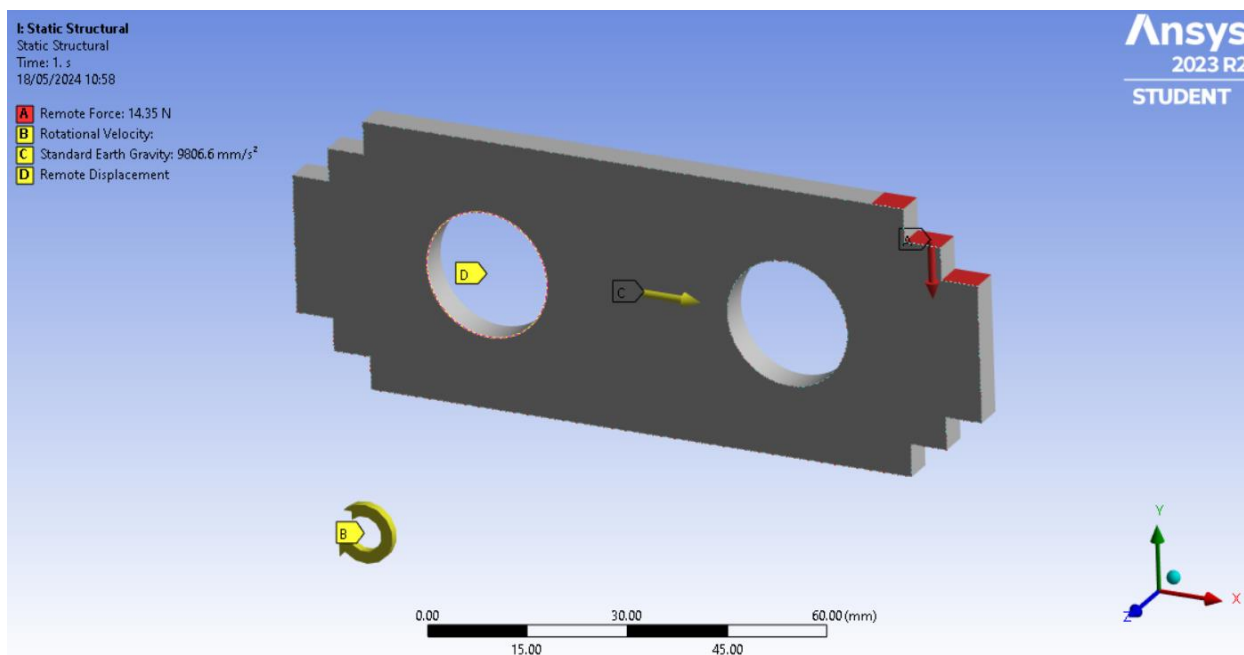


Figura 30: Fuerzas y condiciones de desplazamiento del martillo triturador actual

En las figuras 29° y 30°, se puede observar el tipo de mallado, así como también las fuerzas y condiciones a las que esta expuesta en martillo triturador durante el proceso de trituración.

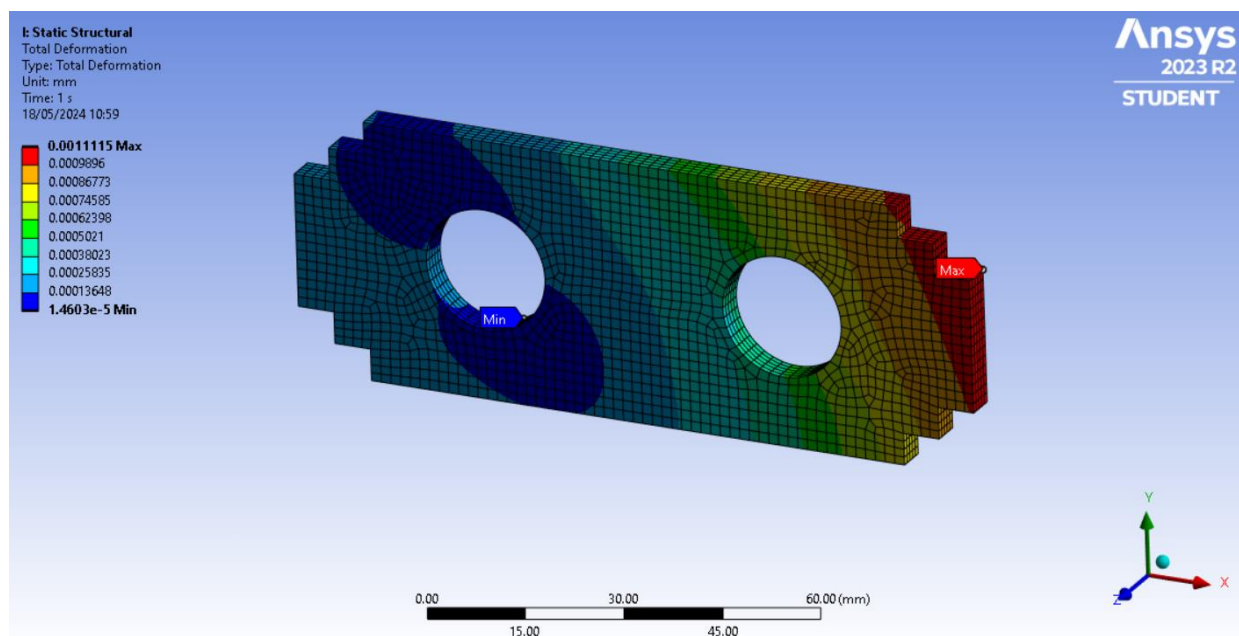


Figura 31: Deformación total del martillo triturador actual

Los valores presentados a continuación en la figura N° 32, reflejan el movimiento causado por el impacto y no una deformación real del martillo. Esto se debe a que no está fijado en un eje secundario, sino que gira alrededor del mismo.

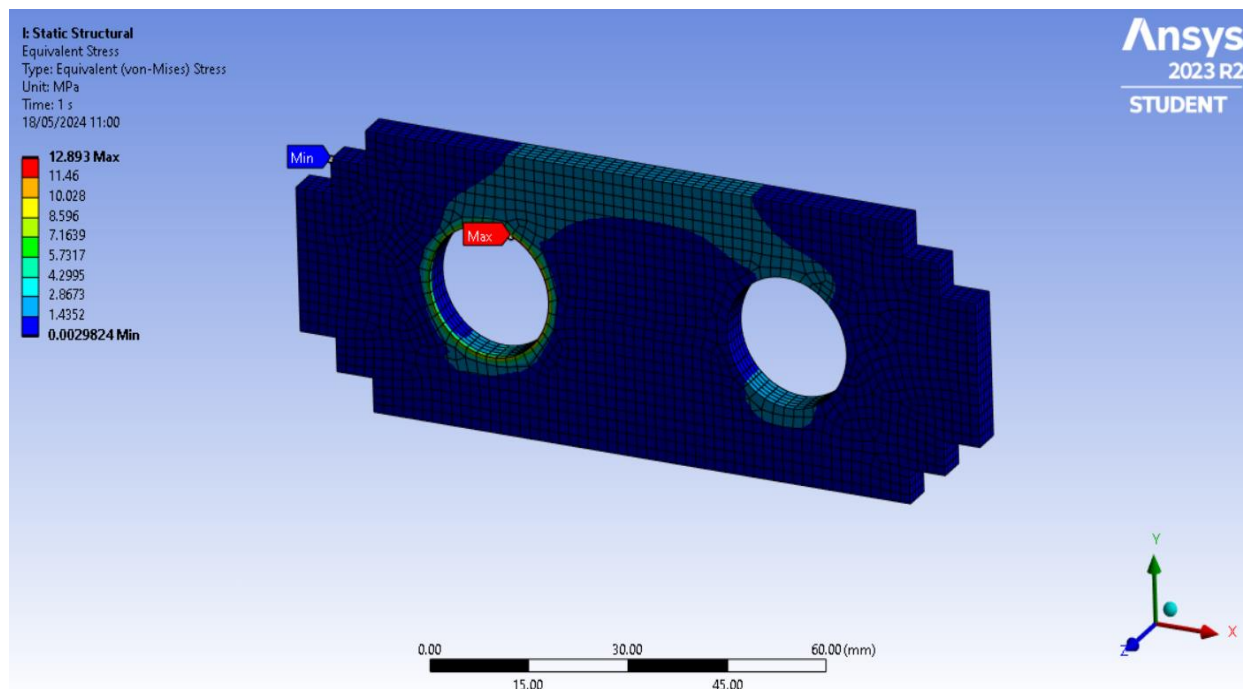


Figura 32: Esfuerzos de von-Mises del martillo triturador actual

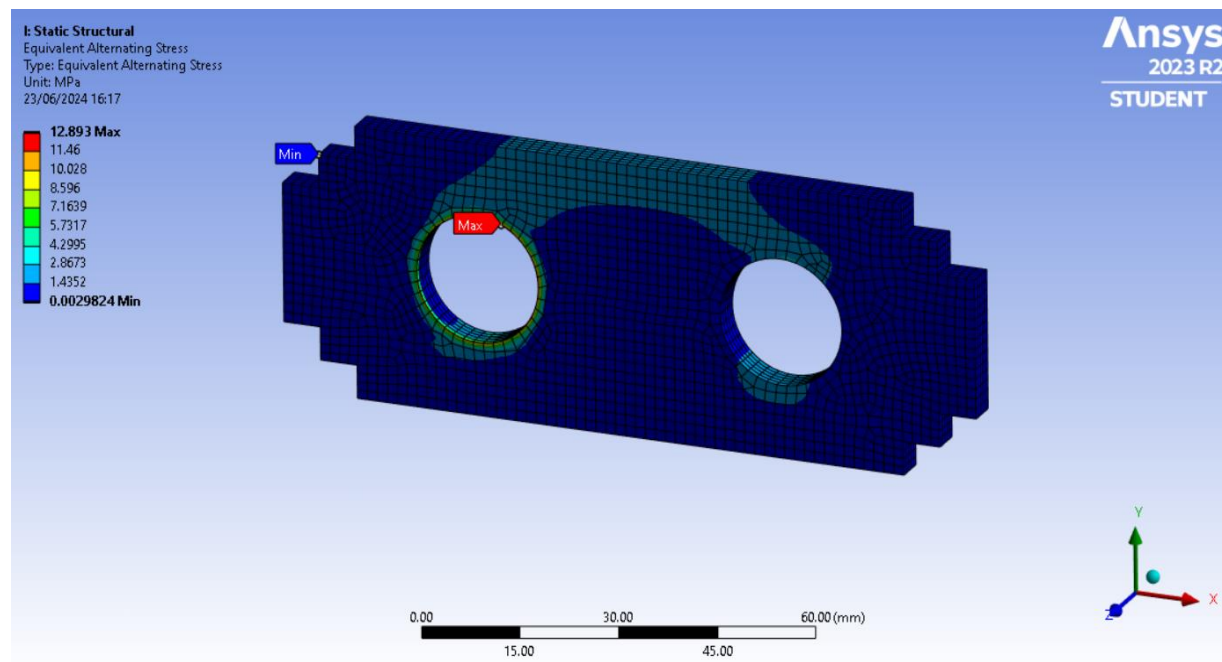


Figura 33: Tensión alterna equivalente.

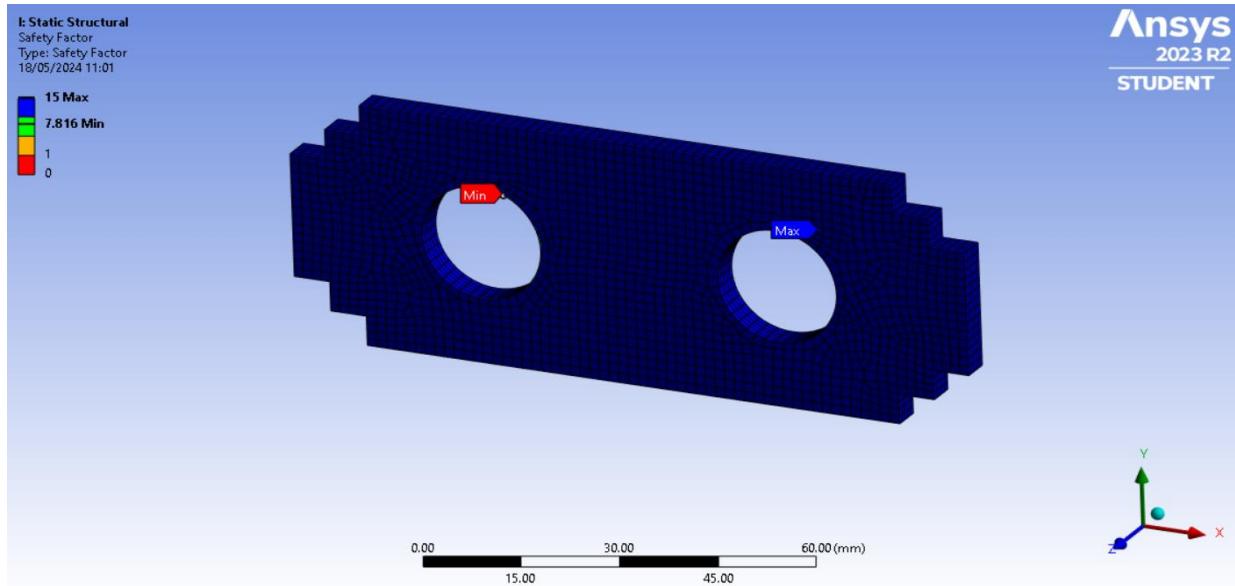


Figura 34: Factor de seguridad por el criterio de Gerber del martillo triturador actual

El factor de seguridad obtenido mediante el criterio de Gerber asegura que el material no experimentará una falla por fractura, y se ha determinado que su vida útil bajo cargas cíclicas es infinita. Esto se puede apreciar en las figuras N°34 y N°35, donde se muestra que el martillo triturador tiene una vida útil máxima superior a 10^6 ciclos.

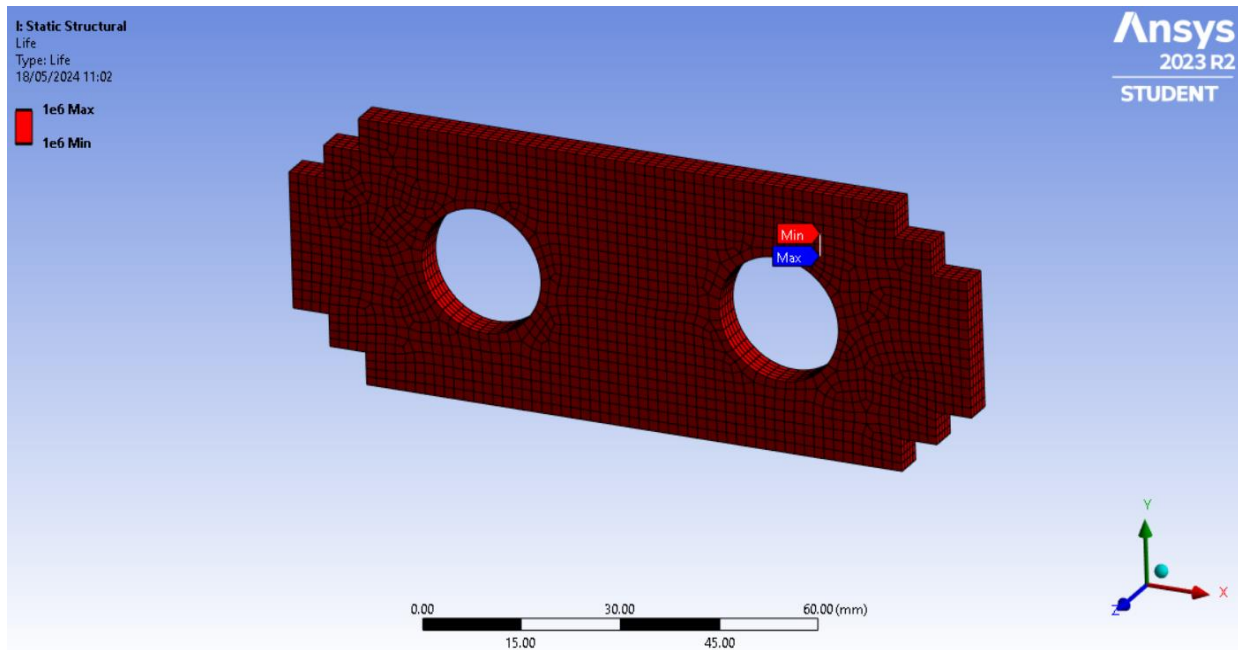


Figura 35: Ciclos de vida del martillo triturador actual

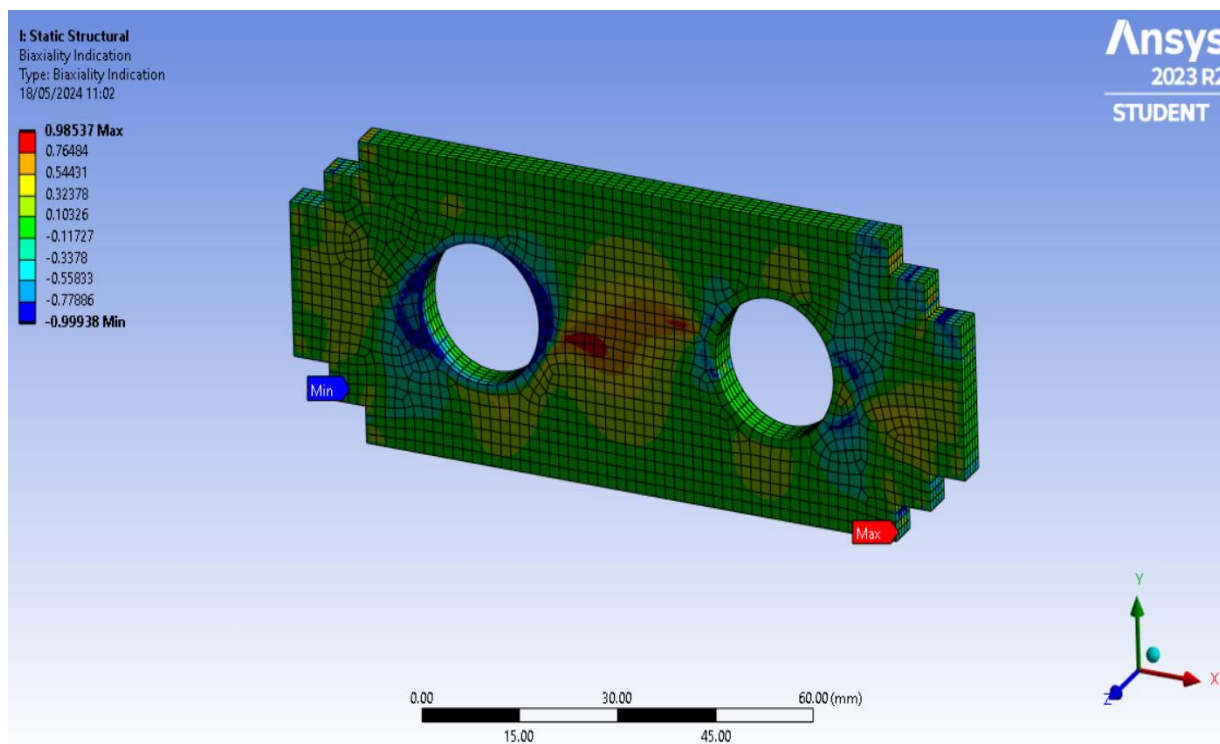


Figura 36: Indicador de Biaxialidad del martillo triturador actual

Por otro, para el indicador de biaxialidad los valores se acercan o igualan a uno, señalan un estado de biaxialidad puro y se aprecian en la mayor parte del cuerpo del martillo. En cambio, cuando los valores llegan a menos uno, indican un estado de cortante puro, siendo más comunes en la cabeza y los agujeros del martillo.

4.7 Comparación de resultados

Resultados	Análisis Analítico	Análisis por ANSYS
Factor de seguridad (Gerber)	6,13	7,81
Vida Útil	$44,54 \times 10^{10}$	1×10^6

Tabla 10: Comparación de resultados del martillo triturador actual

Fuente: Elaboración propia

La variación de los resultados obtenidos entre ambos métodos se puede deber a diversos factores como se mencionará a continuación:

- ✓ Podría deberse al factor de corrección de concentración de esfuerzos que el ANSYS toma por defecto y que varía con la obtenida de manera analítica en 0,78%.
- ✓ Debido a la geometría que posee el martillo, ya que para este proyecto se tomó una barra rectangular perfecta simple con agujero transversal sin escalonamiento del shigley para el análisis de la pieza, ya que el diseño del martillo es poco común.
- ✓ El tipo de elementos finitos y la calidad de la malla pueden influir en los resultados obtenidos por ANSYS. Para este proyecto se utilizó la herramienta refinement donde se pudo configurar un refinamiento de malla de grado 3.
- ✓ Los métodos numéricos utilizados por ANSYS pueden tener una precisión numérica diferente a la de los métodos analíticos, lo que puede influir en los resultados.
- ✓ Las condiciones de borde específicas y las restricciones aplicadas en el análisis por elementos finitos pueden diferir del enfoque analítico.

V. DISEÑAR Y SELECCIONAR LOS PARÁMETROS ADECUADOS PARA EL DISEÑO DEL MARTILLO TRITURADOR.

5.1 Matriz Ponderada de Cruce

Con el propósito de obtener un martillo triturador resistente a fallas por fatiga y que cumpla con los requerimientos necesarios para funcionamiento bajo cargas cíclicas. A continuación, se presenta la siguiente tabla donde se evaluará las 3 alternativas para su nuevo diseño.

Las alternativas a considerar son 3:

5.1.1 Alternativa 1:

Geometría de la cabeza del martillo: Rectangular

Material: AISI 304

Geometría Rectangular: Puede proporcionar una superficie de impacto amplia, lo que puede ser eficaz para algunos tipos de materiales específicos que se desea triturar.

AISI 304: Es un acero inoxidable austenítico, lo que significa que es altamente resistente a la corrosión y muy versátil, pues tiene buenas propiedades de resistencia. Sin embargo, no es un material tan duro como algunos como los aceros, lo que podría afectar su durabilidad en aplicaciones de trituración.

5.1.2 Alternativa 2

Geometría de la cabeza del martillo: Escalonada

Material: AISI 4340

Geometría Escalonada: Esta geometría puede proporcionar un impacto más concentrado en un área específica, lo que puede ser útil para materiales duros o resistentes.

AISI 4340: Es un acero de aleación que se caracteriza por su gran combinación tenacidad, ductilidad y alta resistencia a la fatiga en piezas sometidas a cargas cíclicas lo que lo hace adecuado para aplicaciones de carga pesada y alta resistencia. No obstante, el acero AISI 4340, pueden ser más caros que los aceros inoxidables como el AISI 304.

5.1.3 Alternativa 3

Geometría de la cabeza del martillo: Cuadrada

Material: AISI 1050

Geometría Cuadrada: Puede proporcionar un equilibrio entre área de impacto y concentración, lo que puede ser versátil para diferentes tipos de materiales.

AISI 1050: Es un acero al carbono de alta calidad con buena dureza y resistencia. Es adecuado para aplicaciones de carga moderada a alta. Sin embargo, no es tan resistente a la corrosión como los aceros inoxidable, por lo que puede requerir algún tipo de protección como un tratamiento superficial térmico contra la corrosión

5.2 Criterios a Ponderar

- Resistencia
- Seguridad
- Funcionalidad
- Fabricación
- Costos
- Tamaño
- Peso

A continuación, calificamos en base al método del criterio analítico completo.

- 2: La importancia del criterio de fila supera la del criterio de columna.
- 1: Ambos criterios tienen la misma relevancia.
- 0.5: El criterio de fila es menos relevante que el criterio de columna.

Criterios	R	S	F	Mn	C	T	P	Total	Peso Ponderado Definido
Resistencia		2	2	2	2	2	2	12	0,23
Seguridad	0,5		2	2	2	2	2	10,5	0,20
Funcionalidad	0,5	0,5		2	2	2	2	9	0,17
Manufactura	0,5	0,5	0,5		2	2	2	7,5	0,14
Costos	0,5	0,5	0,5	1		2	2	6,5	0,12
Tamaño	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5		1	3,5	0,07
Peso	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1		3,5	0,07
Total								52,5	1,00

Tabla 11: Matriz ponderada de cruce

Fuente: Elaboración propia

Calificamos todas las opciones bajo el enfoque de cada criterio.

5.2.1 Evaluación de cada criterio

5.2.1.1 Resistencia

Resistencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		0,5	2	2,5	0,33
Alternativa 2	2		2	4	0,54
Alternativa 3	0,5	0,5		1	0,13
Total				7,5	1,00

Tabla 12: Evaluación según la resistencia

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.2 Seguridad

Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		0,5	0,5	1	0,13
Alternativa 2	2		2	4	0,54
Alternativa 3	2	0,5		2,5	0,33
Total				7,5	1,00

Tabla 13: Evaluación según la seguridad

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.3 Funcionalidad

Funcionalidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		0,5	0,5	1	0,13
Alternativa 2	2		2	4	0,54
Alternativa 3	2	0,5		2,5	0,33
Total				7,5	1,00

Tabla 14: Evaluación según la Funcionalidad

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.3 Manufactura

Manufactura	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		2	1	3	0,43
Alternativa 2	0,5		0,5	1	0,14
Alternativa 3	1	2		3	0,43
Total				7	1,00

Tabla 15: Evaluación según la Funcionalidad

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.3 Costos

Costos	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		2	0,5	2,5	0,33
Alternativa 2	0,5		0,5	1	0,13
Alternativa 3	2	2		4	0,54
Total				7,5	1,00

Tabla 16: Evaluación según Costos

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.3 Tamaño

Tamaño	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		2	1	3	0,43
Alternativa 2	0,5		0,5	1	0,14
Alternativa 3	1	2		3	0,43
Total				7	1,00

Tabla 17: Evaluación según el Tamaño

Fuente: Elaboración propia

5.2.1.3 Peso

Peso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Total	Peso Relativo
Alternativa 1		2	2	4	0,54
Alternativa 2	0,5		0,5	1	0,13
Alternativa 3	0,5	2		2,5	0,33
Total				7,5	1,00

Tabla 18: Evaluación según el Peso

Fuente: Elaboración propia

Ahora, vamos a combinar las puntuaciones de las opciones para cada criterio, es decir, utilizaremos la columna de peso relativo en cada calificación.

	R	S	F	Mn	C	T	P
Alternativa 1	0,33	0,13	0,13	0,43	0,33	0,43	0,54
Alternativa 2	0,54	0,54	0,54	0,14	0,13	0,14	0,13
Alternativa 3	0,13	0,33	0,33	0,43	0,54	0,43	0,33

Tabla 19: Peso relativo para cada criterio

Fuente: Elaboración propia

Por último, totalizamos para hallar la alternativa que elegiremos para nuestro diseño.

	R	S	F	Mn	C	T	P	Total	Total, Porcentual
Alternativa 1	0,076	0,026	0,022	0,060	0,040	0,030	0,038	0,290	29%
Alternativa 2	0,124	0,108	0,092	0,020	0,016	0,010	0,010	0,380	38%
Alternativa 3	0,030	0,066	0,056	0,060	0,065	0,030	0,023	0,330	33%

Tabla 20: Evaluación total porcentual para cada alternativa

Fuente: Elaboración propia

5.3 Estudio de las propiedades de los materiales.

Propuesto por S.T. Smith and D.G. Chetwynd:

Es una herramienta para comparar las propiedades de los materiales, que nos brinda las pautas para elegir la opción que mejor se ajuste al diseño y sus requerimientos de la pieza que se está diseñando [23].

Criterios de selección del material:

- ✓ Para reducir el riesgo de fluencia, elegir alto: Y
- ✓ Para evitar deformaciones por propio peso, elegir alto: E/ρ
- ✓ Para frecuencias naturales altas, elegir alto: E/ρ
- ✓ Para expansiones pequeñas, elegir alto: k/α

1. Acero AISI 304				
Módulo de Young (E)	200	Gpa	Límite de fluencia	0.800
Límite de fluencia (Y)	240	MPa	E/p	0.510
Densidad (ρ)	7850	Kg/cm ³	K/α	0.044
Expansión Térmica (α)	0.000017	/K	p	1.963
Conductividad Térmica (K)	16	W / m. K		

Tabla 21: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 304

Fuente: Elaboración propia

2. Acero AISI 4340				
Módulo de Young (E)	210	Gpa	Límite de fluencia	2.783
Límite de fluencia (Y)	835	MPa	E/p	0.535
Densidad (ρ)	7850	Kg/cm ³	K/ α	0.210
Expansión Térmica (α)	0.000012	/K	p	1.963
Conductividad Térmica (K)	54	W / m. K		

Tabla 22: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 4340

Fuente: Elaboración propia

3. Acero AISI 1050				
Módulo de Young (E)	210	Gpa	Límite de fluencia	2.233
Límite de fluencia (Y)	670	MPa	E/p	0.535
Densidad (ρ)	7850	Kg/cm ³	K/ α	0.202
Expansión Térmica (α)	0.000012	/K	p	1.963
Conductividad Térmica (K)	52	W / m. K		

Tabla 23: Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1050

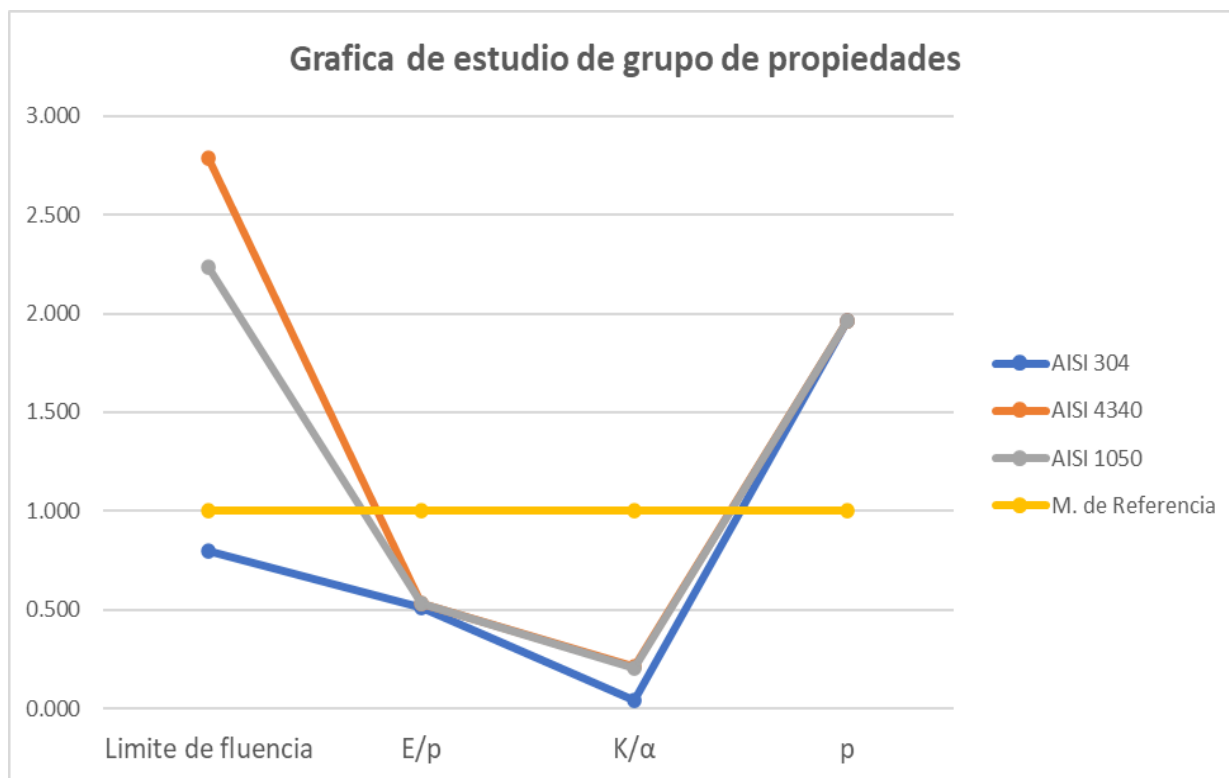
Fuente: Elaboración propia

Tabla de resumen				
Material	Límite de fluencia	E/p	K/ α	P
AISI 304	0.800	0.510	0.044	1.963
AISI 4340	2.867	0.535	0.210	1.963
AISI 1050	2.233	0.535	0.202	1.963
M. de referencia	1	1	1	1

Tabla 24: Comparación de las propiedades de los materiales considerados para el diseño del martillo triturador

Fuente: Elaboración propia

La gráfica N° 1, proporciona una comparación de las características de los materiales considerados para el diseño del martillo triturador. Destaca que el AISI 4340 muestra el límite de fluencia más alto, indicando una mayor resistencia al desgaste en comparación con los otros materiales. Este estudio respalda la elección de AISI 4340 como una opción potencialmente óptima para asegurar la durabilidad y el rendimiento del martillo triturador.



Grafica 1: Estudio de grupo de propiedades

Fuente: Elaboración propia

5.4 Discusión de las propuestas

La Alternativa 1 (Geometría Rectangular, Material AISI 304). Sobresale principalmente en resistencia, manufactura y costos, obteniendo puntuaciones significativas en estos criterios. No obstante, muestra un rendimiento relativamente bajo en seguridad y funcionalidad. Por otro, esta alternativa presenta un límite de fluencia relativamente bajo en comparación con el AISI 4340 y el AISI 1050. Esto significa que tiene una menor capacidad para resistir cargas repetidas y, por lo tanto, una mayor probabilidad de sufrir fatiga prematura en comparación con el AISI 4340.

La Alternativa 2 (Geometría Escalonada, Material AISI 4340). Destaca de las otras alternativas, en aspectos críticos como Resistencia, Seguridad y Funcionalidad, lo que sugiere que podría ser la opción más segura y funcional para el diseño del martillo triturador. Sin embargo, tiene los puntajes más bajos en manufactura y costos, lo que indica que podría requerir ajustes adicionales en el diseño y ser más costosa de producir. A pesar de ello, el AISI 4340 muestra un límite de fluencia significativamente más alto, lo que indica una mayor resistencia a la fatiga y durabilidad para resistir cargas repetidas, en comparación con los otros materiales.

La Alternativa 3 (Geometría Cuadrada, Material AISI 1050) ofrece ventajas en términos de costos y manufactura. Tiene una puntuación competitiva en términos de seguridad y funcionalidad. No obstante, se tiene un rendimiento inferior en cuanto a la resistencia en comparación con las otras alternativas. Esta opción a pesar de tener un límite de fluencia más alto que el AISI 304, aún se queda por debajo del AISI 4340. Además, su densidad es similar al AISI 4340, lo que no ofrece una ventaja significativa en términos de rendimiento.

Finalmente, se eligió la alternativa 2 que tiene una puntuación porcentual de 38 %. Lo que nos garantiza que cumple con todos criterios evaluados y los factores de alta importancia en el diseño de un martillo triturador en comparación con las otras alternativas propuestas.

5.5 Cálculos teóricos de nuevo martillo triturador

5.5.1 Energía Potencial Gravitatoria

La energía requerida para romper un grano de maíz ($E_{ruptura}$) es comparable a la energía liberada al dejar caer un objeto de 1,85 kg desde una altura de 0,5 m. Considerando que la masa aproximada de un grano de maíz es de 0,38 gramos.

$$E_{ruptura} = m_m * g * h$$

$$E_{ruptura} = 1,85 * 9,81 * 0,5$$

$$E_{ruptura} = 10,88 \text{ Nm}$$

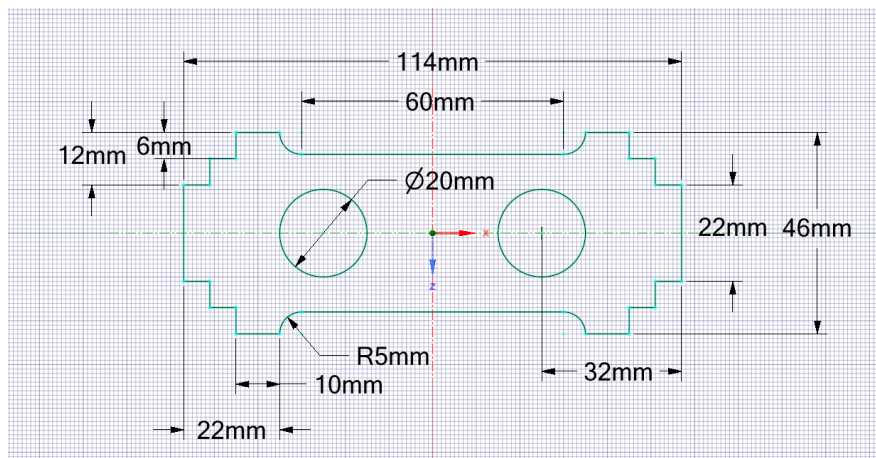


Figura 37: Dimensionamiento del nuevo diseño del martillo triturador

Fuente: ANSYS

Propiedades de masa de Nuevo diseño de martillo
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 132.08 gramos

Volumen = 16825.71 milímetros cúbicos

Área de superficie = 9035.68 milímetros cuadrados

Figura 38: Propiedades del nuevo diseño del martillo triturador

Fuente: SolidWorks

5.5.2 Velocidades tangenciales del martillo

5.5.2.1 Velocidad tangencial sin carga.

Se determina la velocidad tangencial en relación con el radio de giro del martillo a partir de la velocidad angular ω , que equivale a la velocidad angular en vacío ω_v

$$\omega_v = 3000 * \frac{2\pi}{60} = 314,1 \frac{rad}{s}$$

Dado un radio de giro de la maquina actual es de 22 cm, podemos determinar la velocidad angular en vacío en función a la velocidad tangencial y el radio de giro utilizando la fórmula siguiente:

$$v_t = \omega_v * R_g$$

$$v_t = 314,1 * 0,22 = 69,102 \frac{m}{s}$$

5.5.2.2 Velocidad tangencial con carga

En el proceso de trituración, cuando el grano impacta con el martillo, su velocidad disminuye.

Esto da lugar a una velocidad, conocida v_c (velocidad con carga), será menor que la velocidad sin carga.

El valor de C_s para los martillos es: 0.2

$$v_c = -v_t * \left(\frac{C_s - 2}{C_s + 2} \right)$$

$$v_c = -69,102 * \left(\frac{0,2 - 2}{0,2 + 2} \right)$$

$$v_c = 56,54 \frac{m}{s}$$

5.5.3 Velocidad angular con carga

Con el dato adquirido, procedemos al cálculo de la velocidad angular con la carga final.

$$\omega_c = \frac{v_c}{R_g}$$

Por lo tanto:

$$\omega_c = \frac{56,54}{0,22} = 257 \frac{rad}{s}$$

5.5.4 Aceleración angular

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + 2 * \alpha * \theta$$

Donde:

- ✓ α = aceleración angular
- ✓ θ = ángulo de distanciamiento entre martillos

El Angulo de separación de los martillos será de 90° puesto que cada disco consta de 4 ejes porta martillos.

$$\alpha = \frac{\omega_c^2 - \omega_v^2}{2 * \theta}$$

$$\alpha = \frac{314,1^2 - 257^2}{2 * 1,5708} = 10380 \frac{rad}{s^2}$$

5.5.5 Análisis de las fuerzas presentes en el martillo

La fuerza corte genera un momento:

$$M = F_c * L$$

Momento de inercia del martillo

$$I_0 = \frac{1}{12} * m_m * L^2$$

Donde:

m = masa del martillo (Kg)

L = longitud del martillo (m)

$$I_0 = \frac{1}{12} * 0,13208 * 0.114^2$$

$$I_0 = 0,00014304 \text{ Kg} * m^2$$

5.5.5.1 Fuerza de corte

$$F_c = \frac{I_0 * \alpha}{d}$$

$$F_c = \frac{0,00014304 * 10380}{0.114}$$

$$F_c = 13,02 \text{ N}$$

5.5.5.2 Fuerza centrífuga

$$F_c = \omega_c^2 * m_m * R_g$$

$$F_c = 314,1^2 * 0,13208 * 0,22$$

$$F_c = 2866,78 \text{ N}$$

La suma F_c y m_m permite calcula la fuerza en el eje vertical (F_y).

$$F_y = F_c + (m_m * g)$$

$$F_y = 2866,78 + (0,13208 * 9,81)$$

$$F_y = 2868,08 \text{ N}$$

5.5.5.3 Falla por rotura

- Área de desgarre

$$A_d = d_1 * e * 2$$

Donde:

e = espesor del martillo (m)

d1 = diámetro del martillo (m)

$$A_d = 0,032 * 0,005 * 2$$

$$A_d = 0,00032 \text{ m}^2$$

- Esfuerzo cortante

$$\tau_c = \frac{F_y}{A_d}$$

$$\tau_c = \frac{2868,08}{0,00032}$$

$$\tau_c = 8,96 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{2 * \tau_c}$$

$$n = \frac{835}{2 * 8,96} = 46,59$$

5.5.5.4 Falla por tracción

- Esfuerzo nominal

$$\sigma = \frac{F_y}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{2868,08}{0,046 * 0,005}$$

$$\sigma = 12,46 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{835}{12,46} = 67$$

5.5.6 Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Se tiene

$$S_{ut} = 980 \text{ MPa}$$

$$S_y = 835 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 * 980 = 490 \text{ Mpa}$$

Factor de modificación de condición superficial

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Se tiene:

$$a = 4,51 \text{ MPa}$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = 4,51 * 980^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7269$$

Factor de modificación de tamaño.

$$k_b = 1$$

Factor de modificación de carga

Dado que el martillo está sujeto a una carga axial, el factor de carga correspondiente es:

$$k_c = 0,85$$

Factor de Temperatura

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3}) * 122 - 0.115(10^{-5}) * (122^2) + 0.104(10^{-8}) * (122^3) - 0.595(10^{-12}) * (122^4)$$

$$k_d = 1,0123$$

Factor de Confiabilidad

Se asigna una confiabilidad del 99%.

$$k_e = 0,814$$

Factor de efectos varios

Se asigna un factor de:

$$k_f = 1$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

$$S_e = 0,7269 * 1 * 0,85 * 1,0123 * 0,814 * 1 * 490$$

$$S_e = 249,47 \text{ Mpa}$$

Concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q(k_t - 1)$$

El factor de concentración del esfuerzo teórico:

Barra en tensión o compresión simple

$$\frac{d}{\omega} = \frac{0.020}{0.043} = 0,46$$

Determinamos $k_t = 2.22$

Barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple

$$\frac{r}{d} = \frac{0.005}{0.036} = 0,14$$

Determinamos $k_t = 1,3$

Para obtener el valor de "q", que representa la sensibilidad de la muesca, se recurre a la ecuación definida por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Flexión o axial:

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3}) * 161 + 1,51(10^{-5}) * 161^2 - 2,67(10^{-8}) * 161^3$$

$$\sqrt{a} = 0,030 \text{ in} = 0,762 \text{ mm}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,762}{\sqrt{10}}} = 0,8$$

Barra en tensión o compresión simple

$$K_f = 1 + 0,8(2,22 - 1)$$

$$K_f = 1,976$$

Barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple

$$K_f = 1 + 0,8(1,3 - 1)$$

$$K_f = 1,24$$

Se toma la concentración de esfuerzos de la barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple, puesto que K_f es mayor.

Esfuerzo equivalente de Von mises.

$$\sigma_{Equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_{Equivalente} = \sqrt{12,46^2 + 3 * 8,96^2}$$

$$\sigma_{Equivalente} = 19,9 \text{ Mpa}$$

5.5.7 Esfuerzo alternante y esfuerzo medio

Los factores se determinan a través de las ecuaciones.

$$\sigma_{max} = K_f * \sigma$$

$$\sigma_{max} = 1,976 * 19,9 = 39,3 MPa$$

Por medio de la gráfica esfuerzo invertido, se puede deducir que:

$$\sigma_m = \frac{39,3 - 0}{2} = 19,65 MPa$$

$$\sigma_a = \left| \frac{39,3 - 0}{2} \right| = 19,65 MPa$$

5.5.8 Número de ciclos a la falla.

Calcularemos el valor de la fracción de resistencia a la fatiga, representada por f . En el caso de un material como el AISI 4340, se establece que $f = 0.815$.

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e}$$

$$a = \frac{(0,815 * 980)^2}{249,47} = 2257,1 MPa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,815 * 980}{249,47}\right) = -0,16845$$

El número de ciclos hasta la falla se describe como:

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

$$N = \left(\frac{19,65}{2257,1}\right)^{\frac{1}{-0,16845}}$$

$$N = 16,9 \times 10^{11}$$

5.5.9 Factor de seguridad.

5.5.9.1 Factor de seguridad de Gerber.

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

$$n = \frac{1}{\left(\frac{19,65}{249,47}\right) + \left(\frac{19,65}{980}\right)}$$

$$n = 10,12$$

5.5.10 Análisis de simulación en ANSYS del nuevo martillo

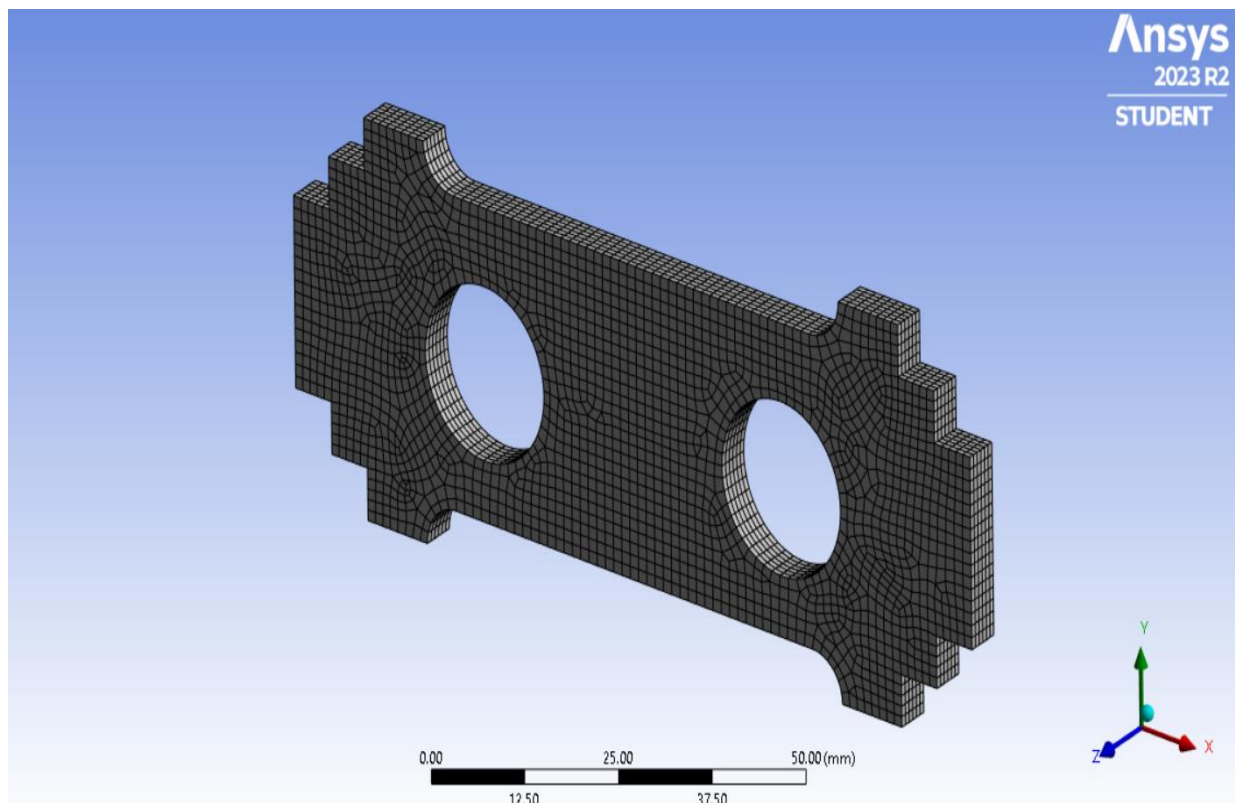


Figura 39: Mallado del nuevo diseño del martillo triturador

El mallado es una fase esencial en el método de elementos finitos, ya que consiste en dividir el objeto en partes finitas, permitiendo así resolver de manera eficaz y precisa el problema planteado. En la figura N°39, se muestra el tipo de mallado utilizado para el martillo, que se definió mediante dos métodos de mallado: “Sweep Method”. Este enfoque implica elegir una superficie del objeto

para crear una malla que se ajuste a su forma creando elementos de excelente calidad que se extienden a lo largo de todo el volumen mediante un proceso de barrido sistemático y “Body Sizing”. Esta técnica posibilita mejorar la calidad de la malla al variar las dimensiones. Para esta malla se establece el tamaño de los elementos en 1.4 mm; de esta manera obtenemos que el número de elementos de la malla es 11736 y el número de nodos de 56079.

En las figura N°40, Se muestra las condiciones y cargas actuantes presentes en el martillo, las cuales se mencionarán a continuación:

La aceleración de la gravedad representada con la letra A.

La fuerza remota representada por la letra B, es la fuerza al momento de impactar el martillo con grano de maíz.

Desplazamiento remoto identificado con la letra C, se utiliza porque el martillo no está fijado al eje secundario, sino que gira libremente alrededor de este.

Velocidad rotacional identificada con la letra D, hace referencia al giro del eje principal del molino que es de 3000 rpm.

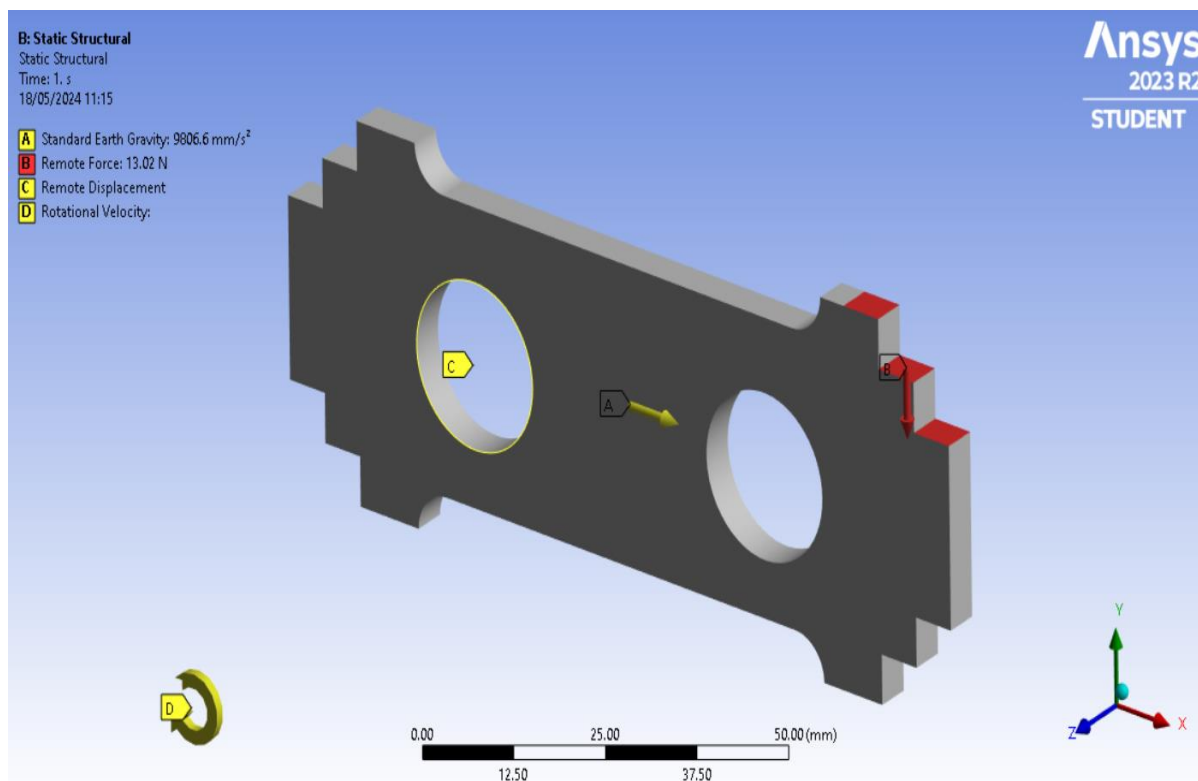


Figura 40: Fuerzas y condiciones de desplazamiento del nuevo diseño del martillo triturador

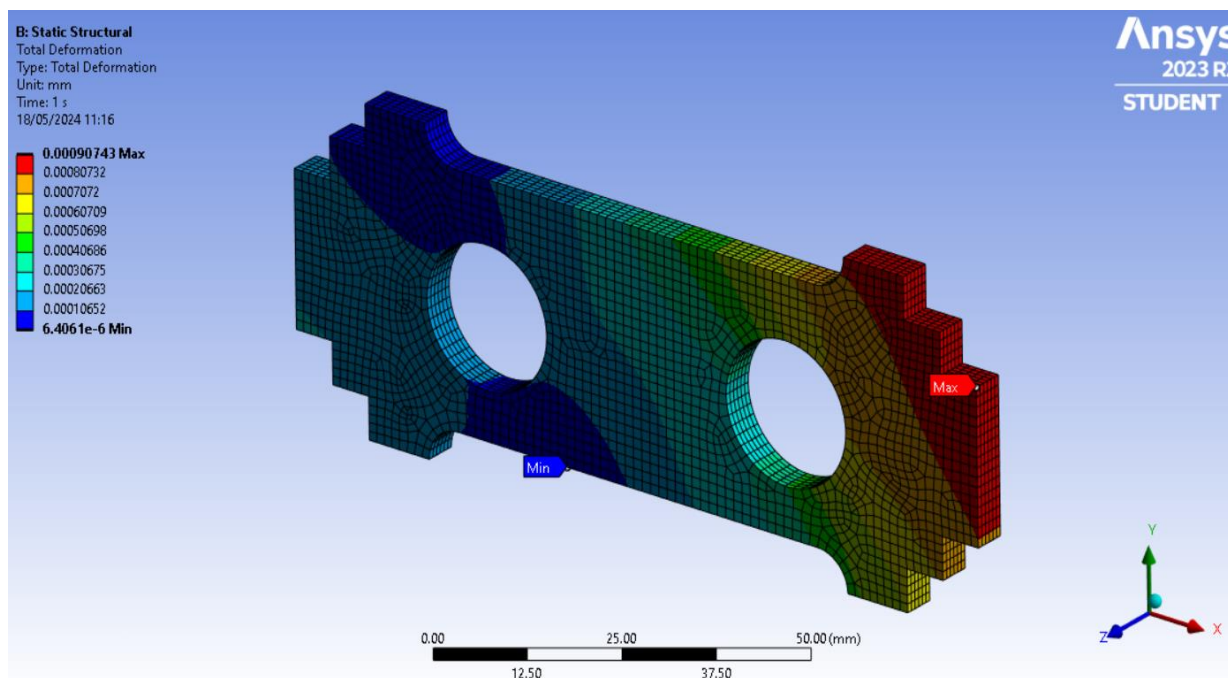


Figura 41: Deformación total del nuevo diseño del martillo triturador

En la figura N° 41, se muestra las deformaciones en escala real que sufre el martillo triturador durante el proceso trituración. Por otro lado, en la figura N°42, se observa las regiones más vulnerables donde hay una mayor concentración de esfuerzos.

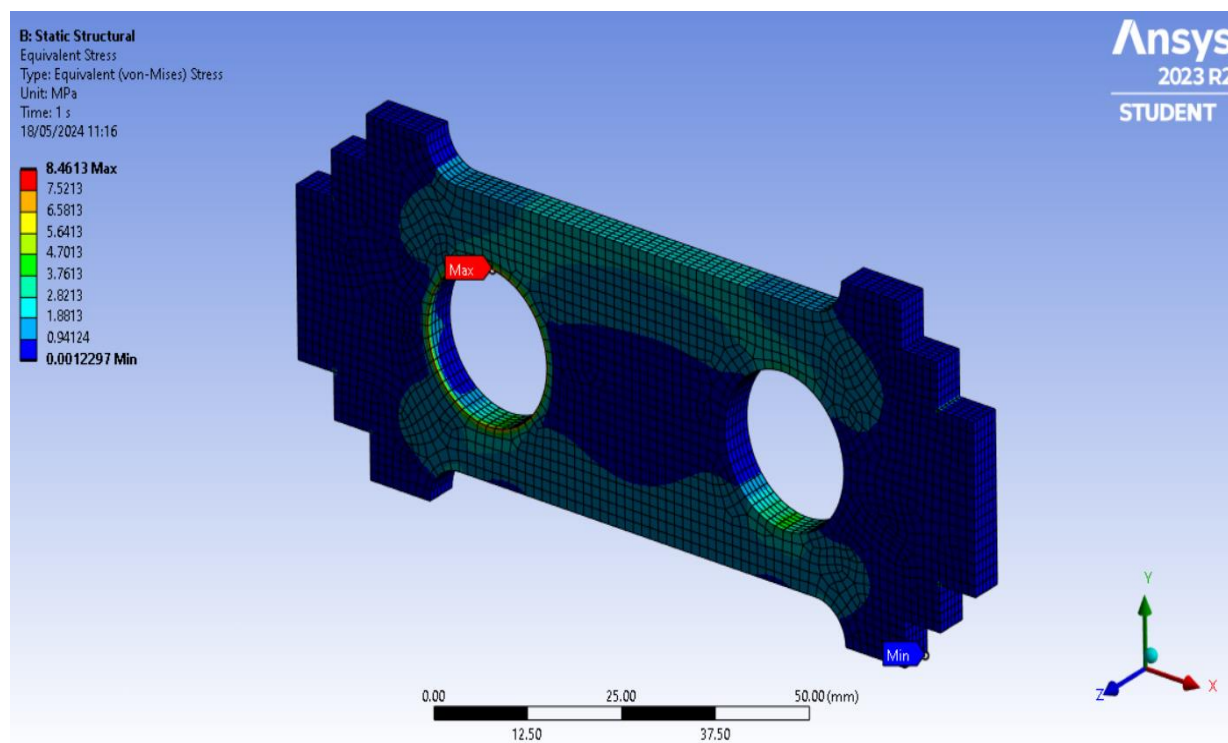


Figura 42: Esfuerzos de von-Mises del nuevo diseño del martillo triturador

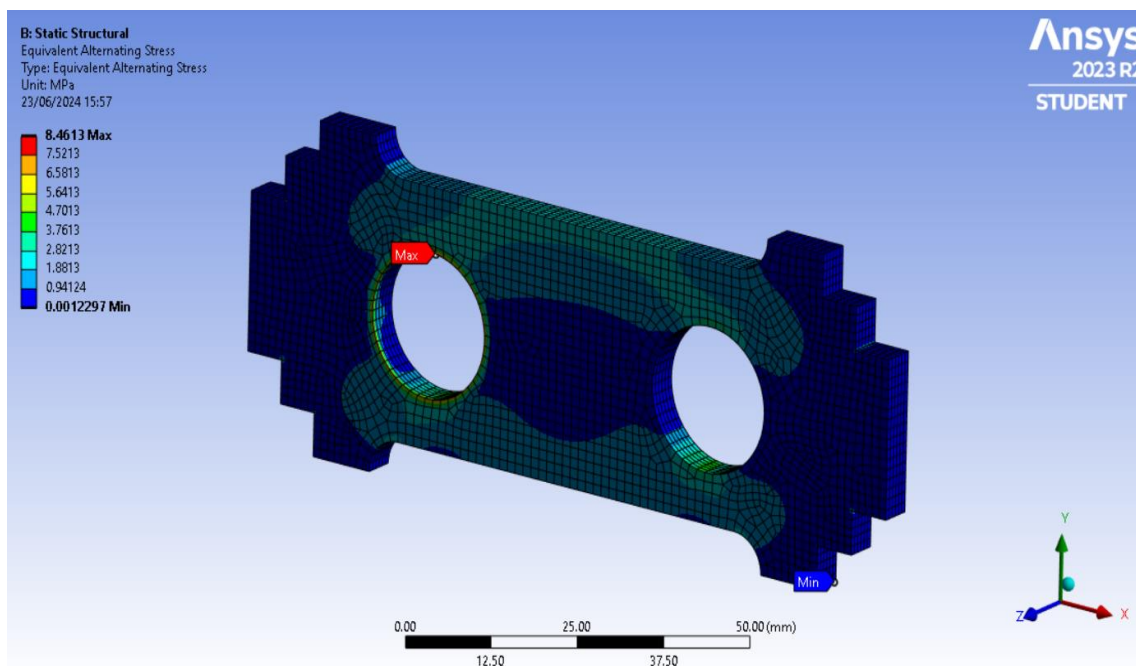


Figura 43: Tensión alterna equivalente.

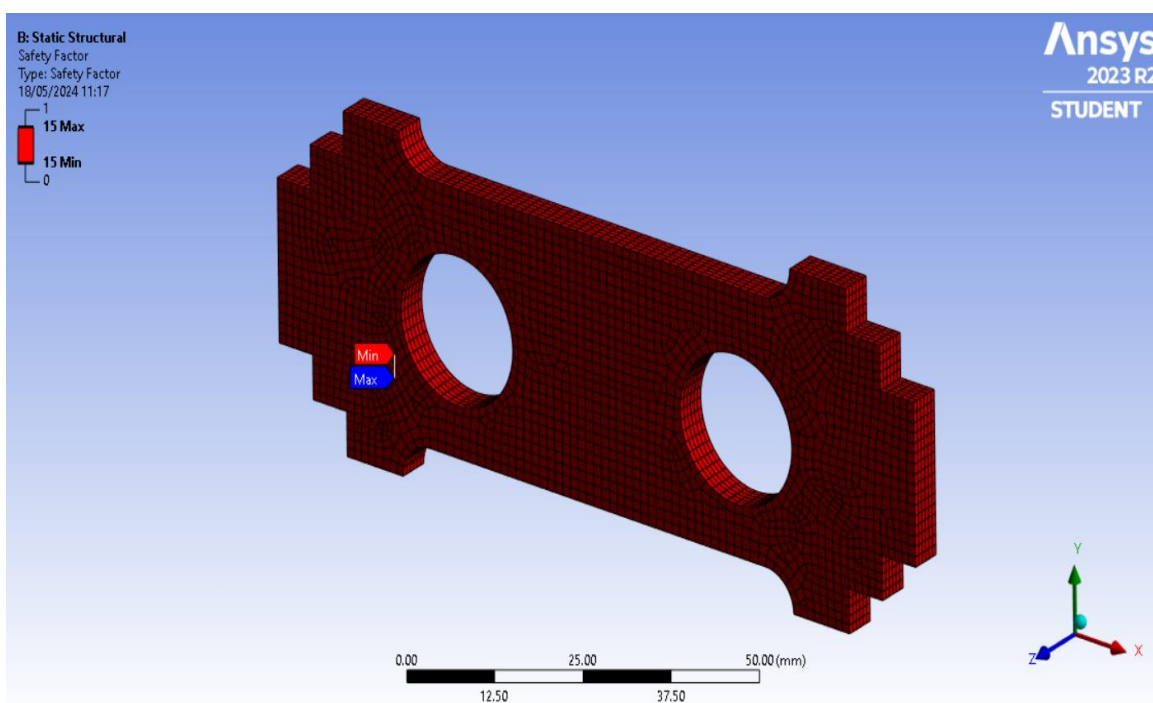


Figura 44: Factor de seguridad por el criterio de Gerber del nuevo diseño del martillo triturador

La figura N° 44 , se justifica un factor de seguridad alto puesto se siguió las recomendaciones de la norma ASME e ISO 19902 para garantizar la seguridad en el diseño de componentes sometidos a cargas cíclicas, impactos, vibraciones y fricción, empleando factores de seguridad elevados según las condiciones críticas de operación.

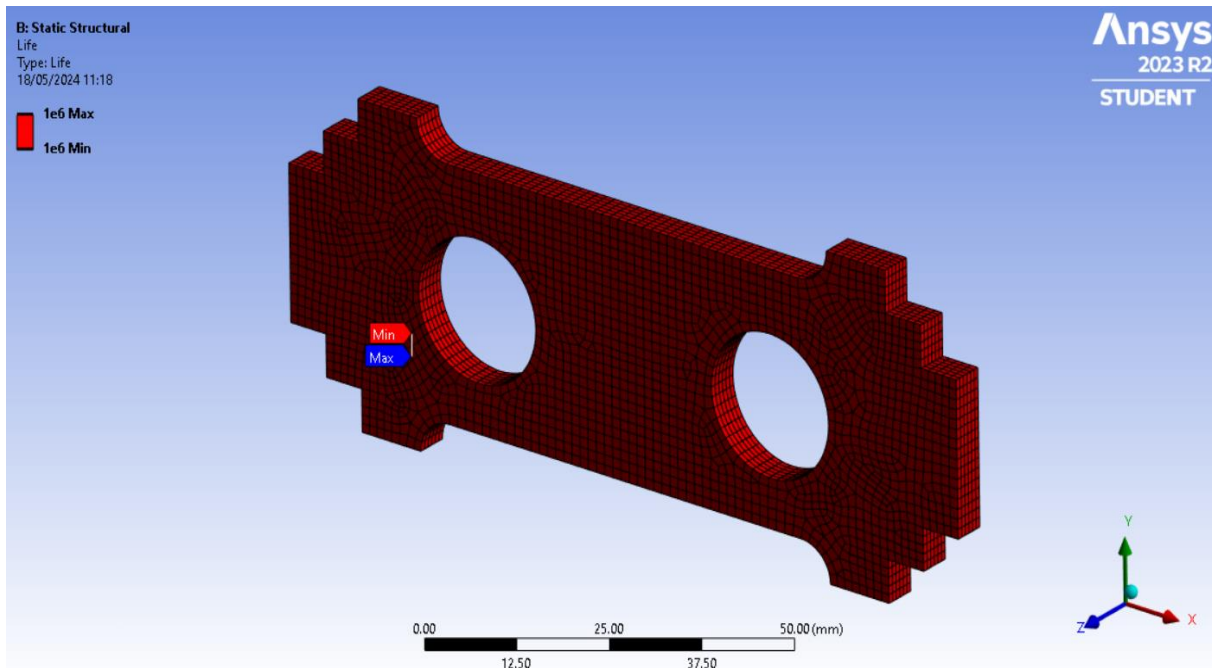


Figura 45: Ciclos de vida del nuevo diseño del martillo triturador

En la Figura N°44 y N° 45, se puede observar una vida infinita para el martillo y factor de seguridad confiable, esto indica una alta resistencia y durabilidad del martillo frente a su uso repetido, lo que sugiere un rendimiento confiable y una prolongada capacidad de trabajo antes de requerir mantenimiento o reemplazo.

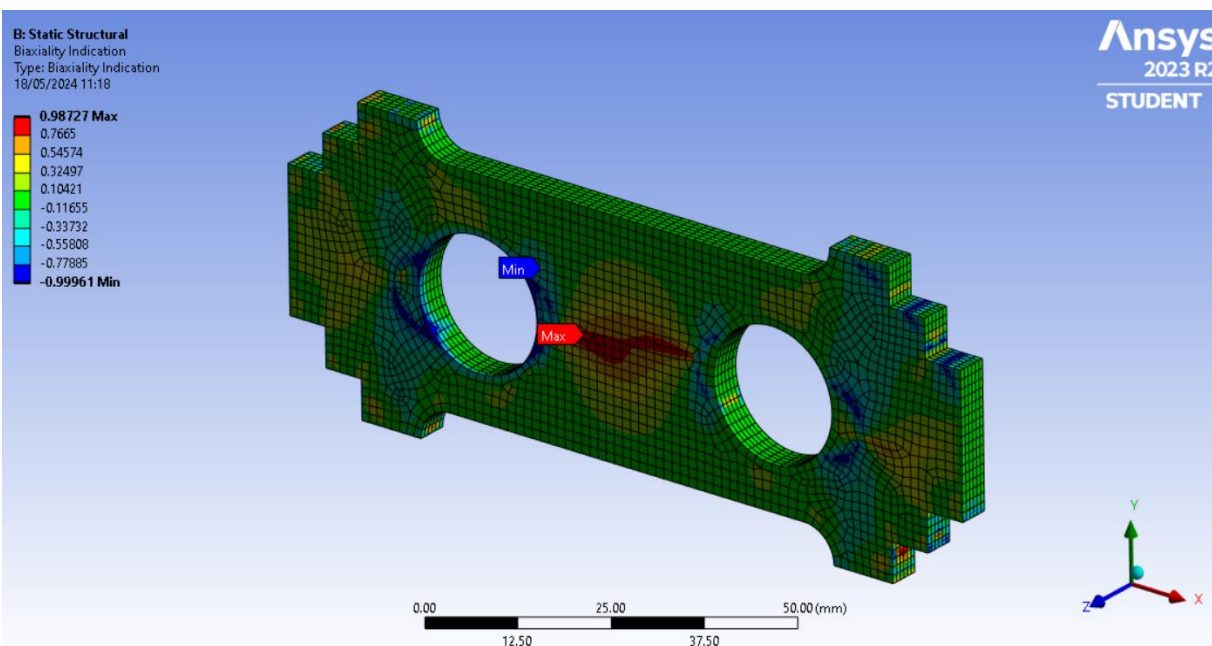


Figura 46: Indicador de Biaxialidad del nuevo diseño del martillo triturador

VI. DETERMINAR EL PORCENTAJE DE DAÑO Y LA VIDA ÚTIL DEL MARTILLO TRITURADOR MEDIANTE EL MÉTODO ANALÍTICO DE GERBER Y EL SOFTWARE ANSYS

6.1 Determinar el porcentaje de daño del martillo triturador

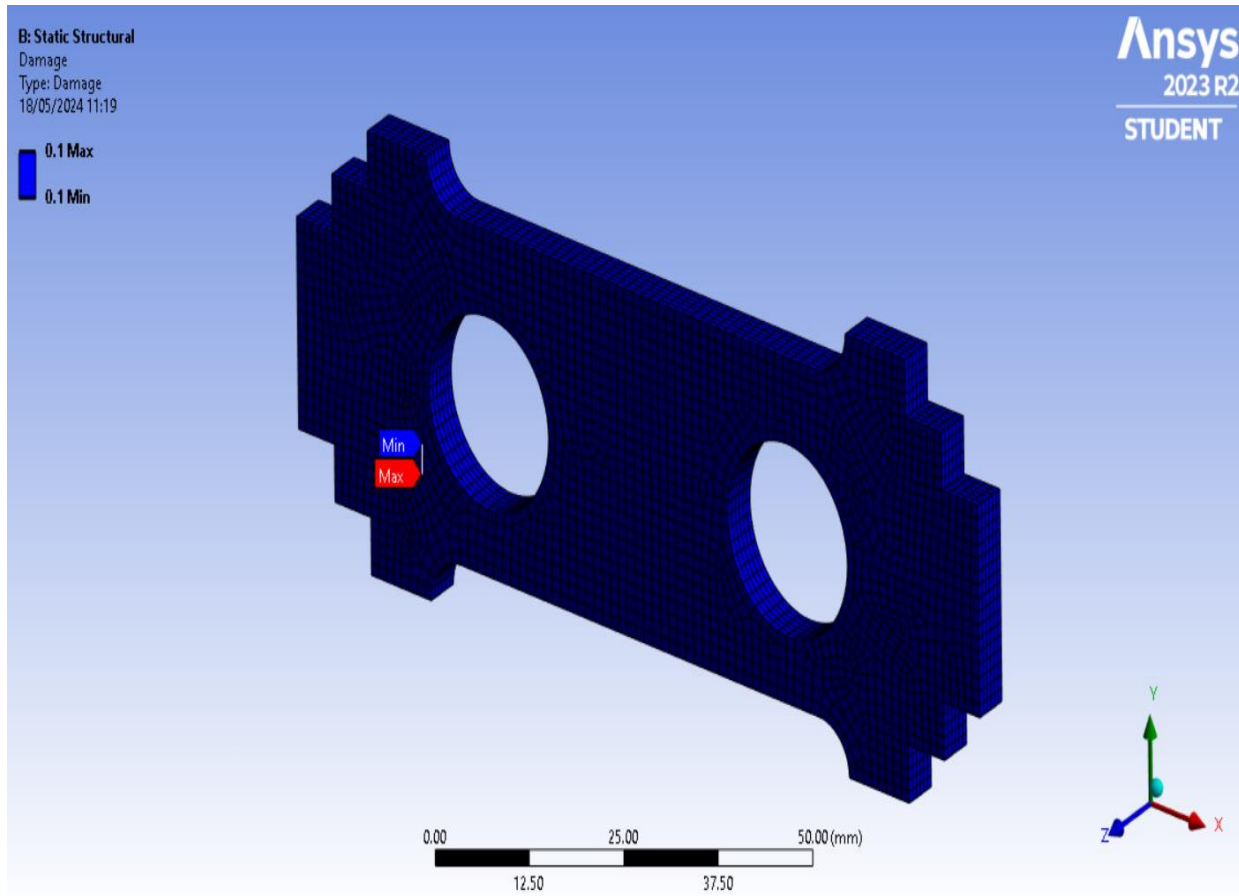


Figura 47: Indicador de daño para una carga de 13,02 N

En la Figura N°47, se ilustra que el indicador de daño obtenido para el martillo triturador es de 0,1, esto indica un nivel de deterioro bajo, lo que sugiere un desgaste mínimo en el martillo para una carga de 13,02 N. Por lo tanto, refleja un estado de funcionamiento eficiente y una vida útil prolongada del martillo. Por otro lado, en la Figura N°44, se muestra una variación significativa del indicador de daño, estos valores nos indican que el martillo ha experimentado desde un desgaste crítico en su estructura que se encuentra fuera el rango establecido para el factor de daño.

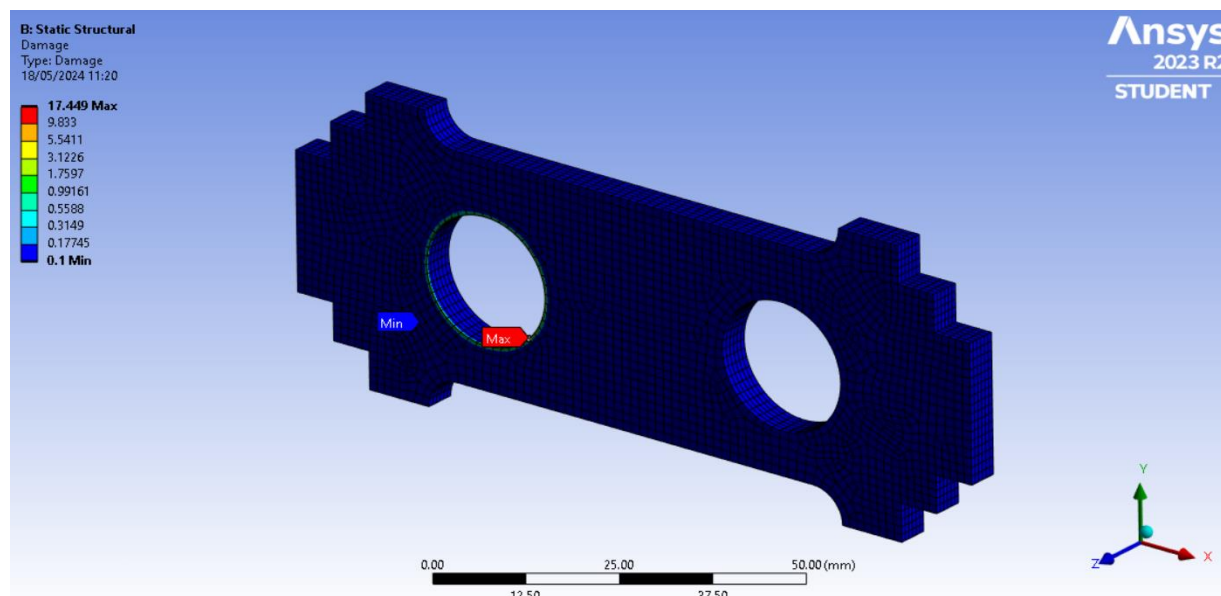


Figura 48: Indicador de daño para una carga de 300 N

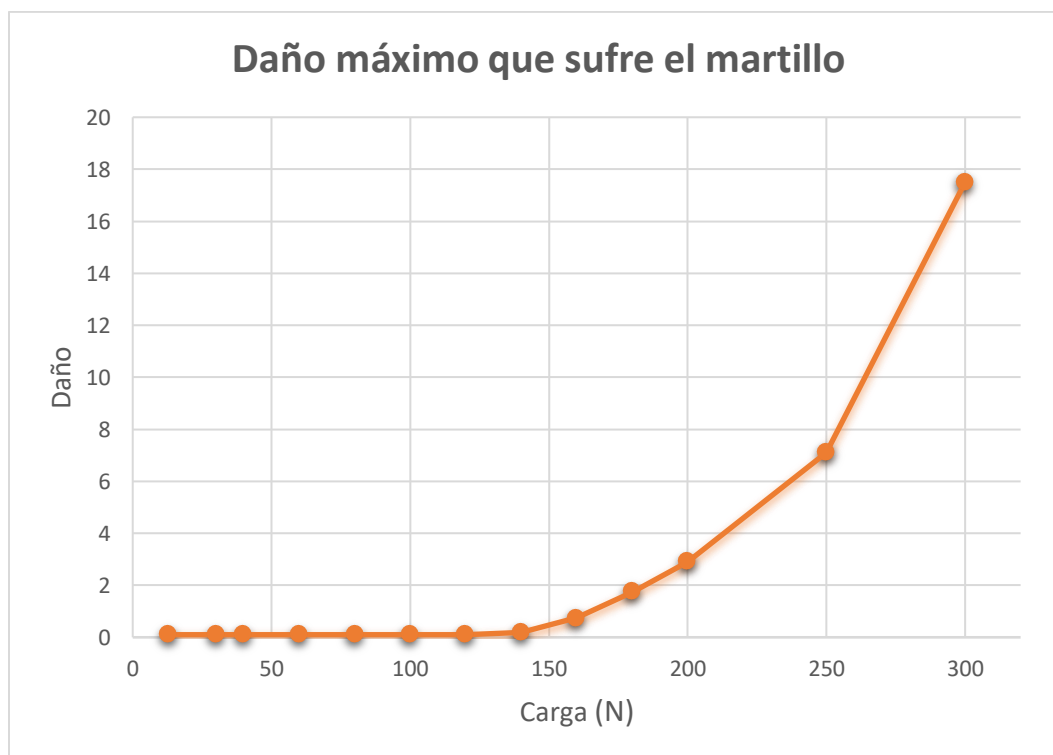
En las figuras N°47 y 48, se muestra el registro de daño del martillo bajo cargas de 13,02 N y 300 N, respectivamente, donde el daño depende de los ciclos de vida y las cargas aplicadas. Para una carga de 13,02 N, el porcentaje de daño es del 10%, lo que sugiere que el componente no fallará por fatiga. En contraste, para una carga de 300 N, el daño es del 1749,9% y el daño máximo alcanza 17,499, indicando que la pieza fallará por fatiga.

Daño que sufre el martillo con respecto a la variación de la carga			
Carga (N)	Daño máximo que sufre el martillo	Porcentaje de Daño	Factor de seguridad
13,02	0,1	10%	15
20	0,1	10%	8,875
40	0,1	10%	3,627
60	0,1	10%	2,279
80	0,1	10%	1,661
100	0,1	10%	1,306
120	0,1	10%	1,077
140	0,187	18,7%	0,916
160	0,753	75,3%	0,798
180	1,744	174,4%	0,705
200	2,898	289,8%	0,632
250	7,104	710,4%	0,502
300	17,499	1749,9%	0,417

Tabla 25: Daño que sufre el martillo con respecto a la variación de la carga

Fuente: Elaboración propia

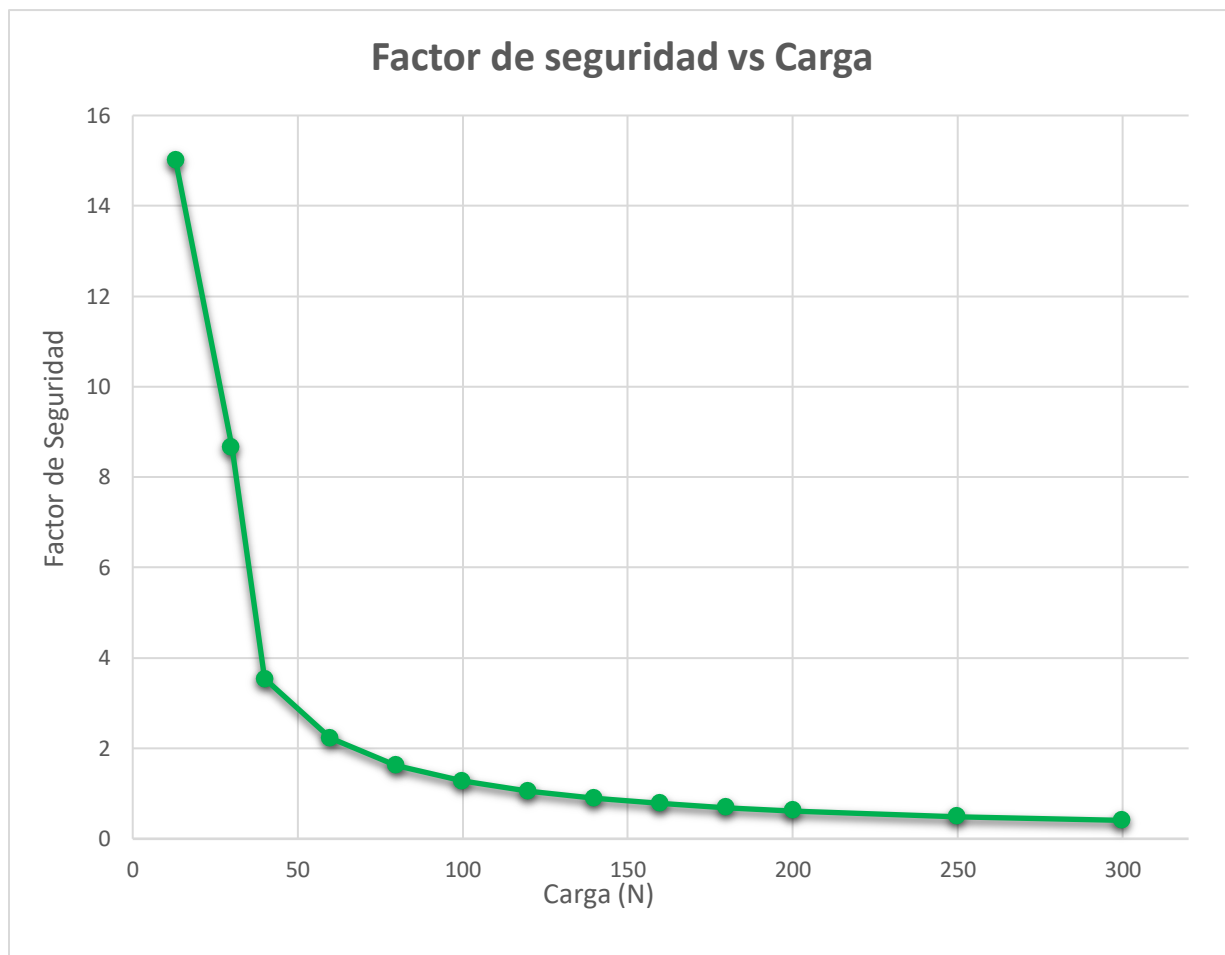
En la tabla N°25, se muestra el factor de seguridad y daño máximo por fatiga del martillo, el cual está determinado como la vida de diseño dividida por la vida disponible, considerando 1×10^6 de ciclos de vida bajo una carga de 13,02 N. Cuando los valores superan 1, indican una falla antes de alcanzar la vida útil proyectada. El daño máximo obtenido es de 0,1, por lo tanto, el porcentaje de daño calculado es de un 10% lo cual está dentro del rango, lo que nos garantiza que la pieza alcanzara su vida útil proyectada.



Gráfica 2: Daño que sufre el martillo con respecto a la variación de la carga

Fuente: Elaboración propia

Esta gráfica N°2, ilustra la correlación directa entre la carga aplicada y el daño máximo sufrido por el martillo. En situaciones de cargas más bajas (aproximadamente entre 13,02 N y 120 N), se observa que el martillo experimenta un daño mínimo constante de alrededor de 0.1. Sin embargo, a partir de 140 N en adelante, se nota un notable aumento en el daño máximo. Por ejemplo, a 200 N, se registra un daño máximo de aproximadamente 0,187 y a 300 N, este incrementa significativamente a alrededor de 17,499. Por lo tanto, a cargas más altas, el martillo experimenta un aumento exponencial en el daño máximo, lo que indica una mayor probabilidad de sufrir fallas o daños severos a niveles de carga más altos.



Grafica 3: Variación del factor de seguridad con respecto a la variación de la carga

Fuente: Elaboración propia

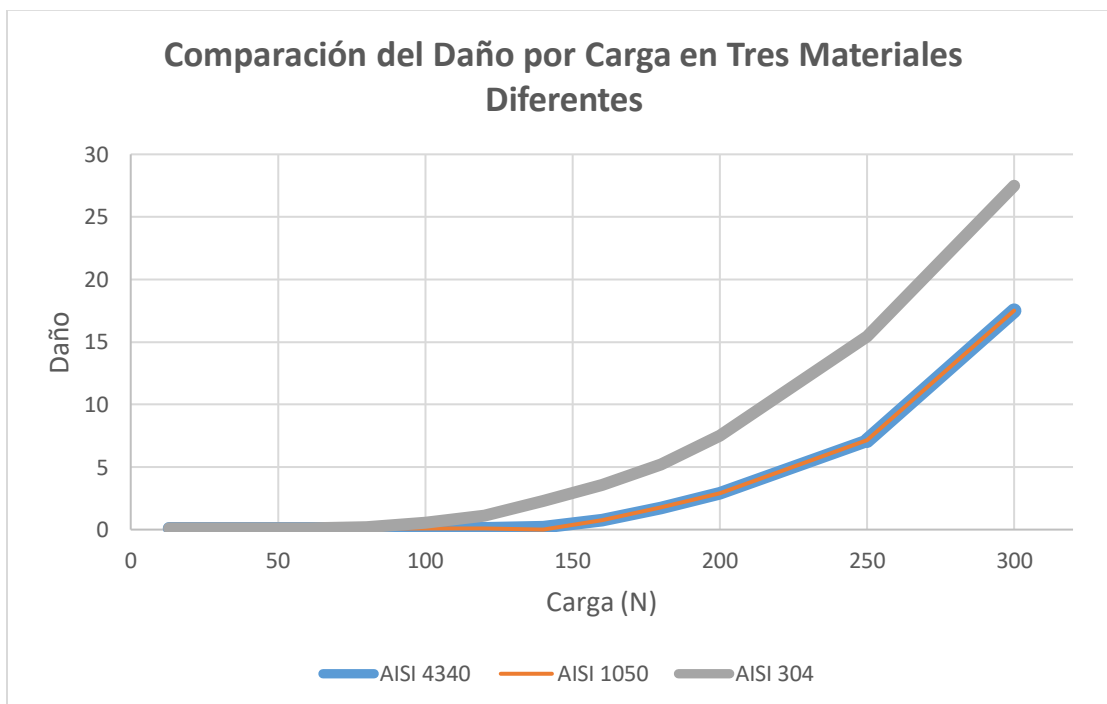
Esta gráfica N°3, resalta la relación entre la carga aplicada y el factor de seguridad de la pieza. En el caso del martillo, se observa que, a niveles de carga más bajos, el factor de seguridad es considerablemente alto, lo que sugiere un diseño sólido y resistente con un amplio margen de tolerancia. Sin embargo, a medida que la carga aumenta, se evidencia una notable disminución en el factor de seguridad. Esta disminución es especialmente evidente cuando la carga alcanza los 300 N, momento en el cual el factor de seguridad se reduce drásticamente a aproximadamente 0.407. Este marcado descenso en el factor de seguridad indica una menor capacidad de tolerancia frente a cargas más elevadas.

A continuación, en la siguiente tabla N°26, compara el nivel de daño máximo en tres materiales diferentes:

Daño máximo por fatiga del martillo					
AISI 4340		AISI 1050		AISI 304	
Carga (N)	Daño máximo que sufre el martillo	Carga (N)	Daño máximo que sufre el martillo	Carga (N)	Daño máximo que sufre el martillo
13,02	0,1	13,02	0,1	13,02	0,1
20	0,1	20	0,1	20	0,1
40	0,1	40	0,1	40	0,1
60	0,1	60	0,1	60	0,1
80	0,1	80	0,1	80	0,178
100	0,1	100	0,1	100	0,544
120	0,1	120	0,1	120	1,134
140	0,187	140	0,194	140	2,305
160	0,753	160	0,774	160	3,543
180	1,744	180	1,773	180	5,185
200	2,898	200	2,925	200	7,531
250	7,104	250	7,146	250	15,453
300	17,499	300	17,508	300	27,488

Tabla 26: Daño máximo por fatiga del martillo

Fuente: Elaboración propia



Grafica 4: Comparación del daño por carga en tres materiales diferentes

Fuente: Elaboración propia

En la gráfica N°4, se observa un aumento gradual en el daño para todos los materiales a medida que aumenta la carga aplicada. Sin embargo, se puede notar que el AISI 304 tiende a mostrar un aumento más pronunciado en el daño a medida que la carga aumenta en comparación con los otros dos materiales.

6.2 La vida útil del martillo triturador mediante el método analítico de Gerber y el software ANSYS.

Resultados	Análisis Analítico	Análisis por ANSYS
Vida útil (Gerber)	$16,9 \times 10^{11}$	1×10^6

Tabla 27: Comparación de resultados del nuevo diseño del martillo triturador

Fuente: Elaboración propia

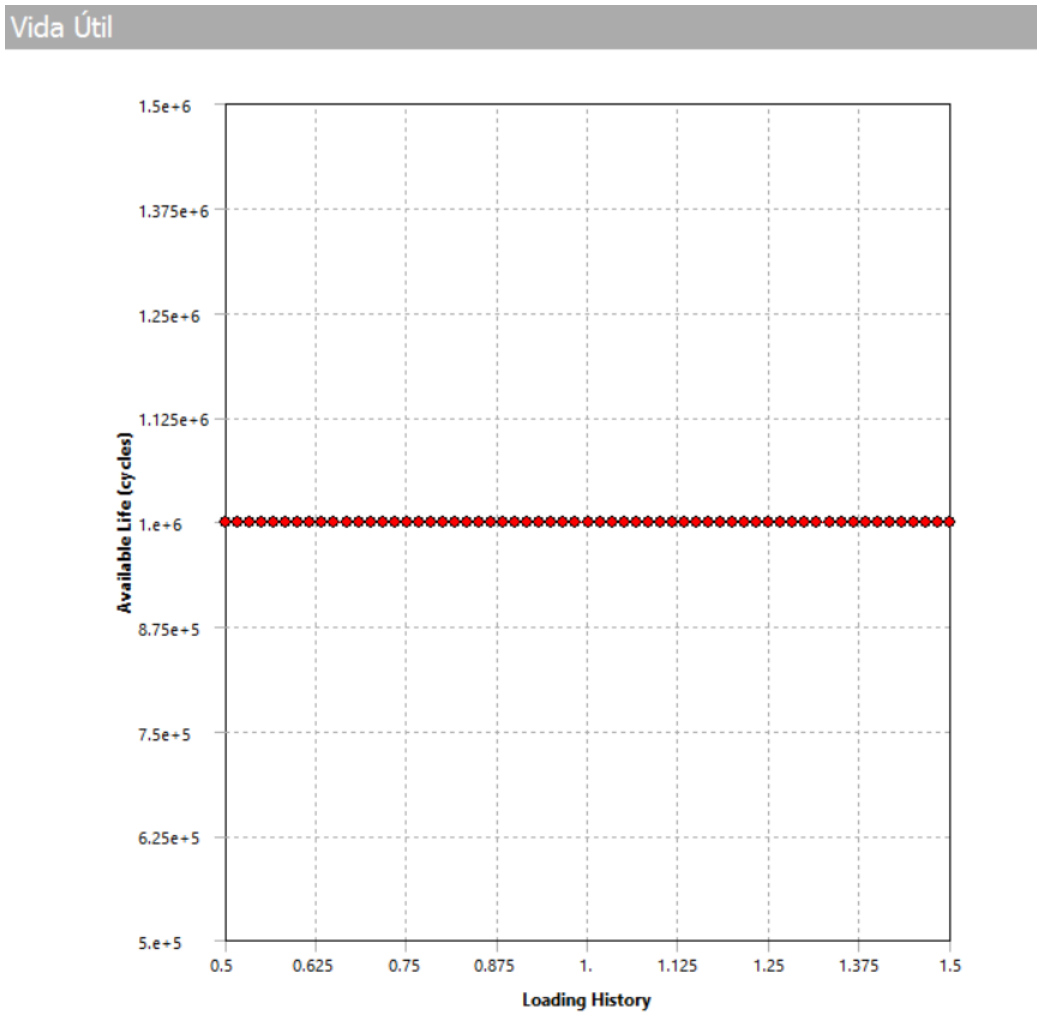


Figura 49: Ciclos de vida disponible a fatiga para una carga de 13,02 N

Fuente: Elaboración propia

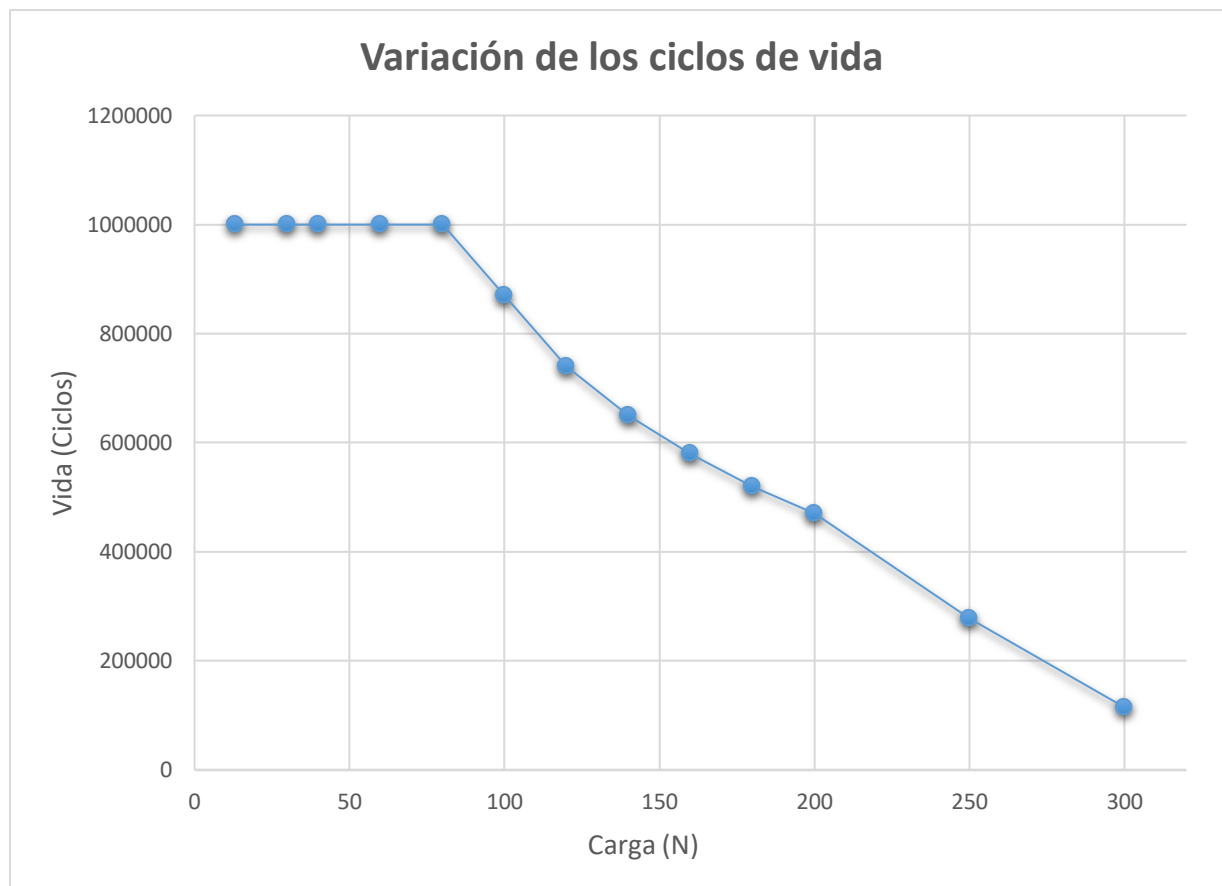
En la figura N°49, se puede observar los ciclos disponibles a fatiga con respecto al historial de cargas, donde la carga va ir aumentando con una variación entre 50% a 150%, esto con el propósito de observar cómo se reduce la vida a fatiga de pieza. Por ende, los resultados obtenidos de la gráfica muestran que para 150 % de carga que se insertó se mantiene una vida infinita. No obstante, si continuamos aumentando la carga porcentualmente llega a un punto donde la vida ya no es vida infinita, como consecuencia los ciclos disponibles empiezan a decaer y la pieza falla por fatiga.

A continuación, en la tabla N°28, se muestra una trabaja con la variación de la carga y como influye esta en los ciclos de vida del martillo triturador.

Variación de los ciclos de vida a fatiga de la pieza con respecto a la carga		
Carga (N)	Ciclos de vida	Variación porcentual de carga máxima que soporta la pieza
13,02	1×10^6	150%
30	1×10^6	150%
40	1×10^6	150%
60	1×10^6	150%
80	1×10^6	150%
100	$8,7 \times 10^5$	129%
120	$7,4 \times 10^5$	113%
140	$6,5 \times 10^5$	92%
160	$5,8 \times 10^5$	86%
180	$5,2 \times 10^5$	79%
200	$4,7 \times 10^5$	68%
250	$2,78 \times 10^5$	57%
300	$1,15 \times 10^5$	52%

Tabla 28: Variación de los ciclos de vida a fatiga de la pieza con respecto a la carga

Fuente: Elaboración propia



Gráfica 5: Variación de los ciclos de vida

Fuente: Elaboración propia

Esta gráfica N°5, ilustra la relación inversa entre la carga aplicada y la vida útil del componente, donde se observa que a cargas más bajas (alrededor de 13,02 N), se registran altos valores de ciclos de vida, alrededor de 1×10^6 para todos los casos iniciales. Sin embargo, a medida que la carga aplicada aumenta, los ciclos de vida comienzan a disminuir significativamente, lo que indica que, a cargas más altas, el componente experimenta una disminución en su capacidad para resistir los ciclos de carga repetidos antes de experimentar una falla.

VII. EVALUAR ECONÓMICAMENTE EL DISEÑO PROPUESTO.

7.1 Análisis económico del Martillo triturador

- Costo Directo: Comprende costo de material, mano de obra y Maquinado.

7.1.1 Costo de material

Se obtuvo información sobre los precios del material a través de distribuidoras nacionales especializadas en productos para la industria metalmecánica.

Precio del Acero AISI 4340 según distribuidoras nacionales.

Precio por kilogramo: S/. 41,46 soles.

Material necesario para la fabricación del martillo triturador.

La siguiente tabla N°29, presenta los costos del material para el nuevo diseño del martillo triturador.

Descripción	Cantidad	Peso por unidad	Peso Total	Precio Unitario	Precio Total
Martillo triturador	40	0,13208 kg	5,2832 kg	S/. 5,476	S/. 219,04

Tabla 29: Costo del Acero AISI 4340

Fuente: Elaboración propia

7.1.2 Costo de Maquinado.

En el siguiente cuadro N°30, se detalla el costo total de maquinado estimado.

Maquina	Tiempo Empleado (Hora)	Costo/Hora (PEN)	Subtotal (PEN)
Cortadora de plasma	2	32,00	64,00
Torno	7	40,00	280,00
Fresadora	10	52,00	520,00
Taladro de columna	2,6	26,00	67,6
Máquina de acabado	2	30,00	60,00
Total			S/. 991,60

Tabla 30: Costo de maquinado del nuevo diseño del martillo triturador

Fuente: Elaboración propia

7.1.3 Costo de Mano de obra.

N°	Categoría	Horas	Costo/Hora (PEN)	Subtotal (PEN)
1	Mecánico de producción	19,6	45,00	882,00
2	Mecánico de corte y acabado	4	40,00	160,00
Total				S/. 1042,00

Tabla 31: Costo de mano de obra

Fuente: Elaboración propia

7.1.4 Costo de Ingeniería.

N°	Descripción	Horas	Costo/Hora (PEN)	Subtotal (PEN)
1	Diseño	4	150,00	600,00
2	Investigación Web	20	10,00	200,00
Total				S/. 800,00

Tabla 32: Costo de Ingeniería

Fuente: Elaboración propia

- Costo Indirecto: Gestión de fabricación, Transporte de material.

7.1.5 Gestión de fabricación

N°	Descripción	Horas	Costo/Hora (PEN)	Subtotal (PEN)
1	Gestión de fabricación	4	50	200,00
Total				S/. 200,00

Tabla 33: Gestión de fabricación

Fuente: Elaboración propia

7.1.6 Transporte de material

N°	Descripción	Horas	Costo/Hora (PEN)	Subtotal (PEN)
1	Transporte de material	1	40	40,00
Total				S/. 40,00

Tabla 34: Transporte de Material

Fuente: Elaboración propia

7.1.5 Costo Total.

N°	Costo Total	Subtotal
1	Costo de material	S/. 219,04
2	Costo de Maquinado	S/. 991,60
3	Costo de Mano de obra	S/. 1042,00
4	Costo de Ingeniería	S/. 800,00
5	Gestión de fabricación	S/. 200,00
6	Transporte de material	S/. 40,00
Total		S/. 3292,64

Tabla 35: Costo de total del nuevo diseño del martillo triturador

Fuente: Elaboración propia

7.2 Ingresos y Egresos

7.2.1 Ingresos

La capacidad de molienda del molino actualmente es de 300kg/h; estos datos pueden variar según la granulometría que se desee obtener.

El valor estimado de molienda es de 0.06 céntimos de un nuevo sol por kilogramo de maíz, por ende:

$$300 \frac{kg}{h} * 8 \frac{h}{dias} * 0,05 = 120 \frac{S/}{dias}$$

Ingresos al mes:

$$6 \text{ días} * 144 \frac{\text{S/}}{\text{días}} = \text{S/}.720,00$$

$$\text{IM} = \text{S/}.720,00 \times 4 = \text{S/}.2880,00$$

7.2.2 Egresos

Consumo mensual de energía.

La potencia del motor que consume el molino en el eje es 30 HP proporcional a 22380 KW operando a plena carga.

Entonces:

$$8 \frac{\text{h}}{\text{días}} \times 22380 \text{ KW} \times 0,44 \frac{\text{S/}}{\text{KWh}} \times 24 \text{ días} = \text{S/}.1890,66$$

FLUJO DE CAJA							
DETALLES	NÚMERO DE PERIODOS EN MESES						
	0	1	2	3	4	5	6
INGRESOS							
GANANCIAS	0	2880	2880	2880	2880	2880	2880
INGRESOS TOTALES	0	2880	2880	2880	2880	2880	2880
EGRESOS							
INVERSION	3292,6 4	0	0	0	0	0	0
MANTENIMIENTO	0	30	30	30	30	30	30
GASTOS	0	1890,6 6	1890,6 6	1890,6 6	1890,6 6	1890,6 6	1890,6 6
DEPRECIACION	0	50	50	50	50	50	50
EGRESOS TOTALES	3292,6 4	1970,6 6	1970,6 6	1970,6 6	1970,6 6	1970,6 6	1970,6 6
FLUJO NETO DE CAJA	- 3292,6 4	909,34	909,34	909,34	909,34	909,34	909,34

Tabla 36: Flujo de caja

Fuente: Elaboración propia

7.3 Evaluación económica.

La evaluación económica adquiere una relevancia significativa, puesto que nos permite determinar si resulta conveniente invertir en la fabricación de un martillo triturador para un molino percusión.

Este proceso de evaluación se llevará a cabo mediante la utilización de indicadores financieros tales como la TMAR (Tasa Mínima Atractiva de Rendimiento), el VAN (Valor Actual Neto), la TIR (Tasa Interna de Retorno) y Relación costo/beneficio (B/C).

Criterio	Aceptación	Rechazo
VAN	> 0	< 0
TIR	> TMAR	> TMAR
PR	< 6 meses	> 6 meses
B/C	> 1	< 1

Tabla 37: Evaluación económica mediante la utilización de indicadores financieros

Fuente: Elaboración propia

7.3.1 Tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR)

El TMAR, como su nombre sugiere, representa el rendimiento mínimo que el proyecto debe alcanzar, considerando variables como la tasa de interés pasiva, la tasa de inflación anual y el índice del riesgo país [4].

Por ende, se estima en:

La tasa de inflación anual	2,33%
La tasa de interés pasiva	3,04%
La tasa de riesgo país	1,51%
TMAR	6,88%

Tabla 38: Tasa mínima atractiva de rendimiento

Fuente: Elaboración propia

7.3.2 Valor actual neto (VAN).

El Valor Actual Neto (VAN) es una herramienta financiera que proporciona una evaluación del valor presente de una inversión [4].

$$VAN = -Inv + \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{(1+i)^j} \quad (39)$$

Datos:

TMAR: 10,70%

Costo del Componente: S/. 3292,64

Ganancia al mes: S/. 2880,00

Periodo de retorno: 6 meses.

VAN	S/. 2146,87
-----	-------------

Basándonos en los criterios mencionados anteriormente, el proyecto se considera viable si el Valor Actual Neto (VAN) es mayor que cero. En este caso, se cumple puesto que el VAN calculado es mayor a 0, por ende, el proyecto es considerado factible, lo que implica una ganancia de al menos S/. 2146,87.

7.3.3 Tasa interna de retorno (TIR).

El TIR de una inversión se define como la tasa de interés que hace que el valor actual neto (VAN) sea igual a cero. Este indicador proporciona una estimación del máximo porcentaje de ganancia que se espera obtener si el proyecto se lleva a cabo en las condiciones más óptimas [4].

TIR	16,7%
-----	-------

De acuerdo con los resultados obtenidos, se determina que la inversión es adecuada, ya que la Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento (TMAR) del 6,88% es menor que la Tasa Interna de Retorno (TIR) del 16,7%. El 16,7% representa el máximo porcentaje de ganancia esperado en las condiciones más favorables [4].

7.3.4 Periodo real de retorno de la inversión (PR)

El PR indica el tiempo necesario para recuperar completamente la inversión inicial en términos de valor presente. Específicamente, nos proporciona una estimación de cuándo se amortizará la inversión inicial del proyecto [4].

SALDO ACUMULADO (S/.)	-3292,64	850,80	796,04	744,80	696,85	651,99	610,02
SALDO ACUMULADO ACTUALIZADO (S/.)	-3292,64	-2241,84	-1645,80	-901,00	-204,15	447,84	1057,87

Tabla 39: Saldo acumulado actualizado

Fuente: Elaboración propia

PR	4,27
----	------

Cálculo de días:

$$4,27 \text{ meses} - 4 \text{ meses} = 0,27$$

$$0,27 \times 30 \text{ días} = 8,1 = 8 \text{ días}$$

Por lo tanto, el período de recuperación real de la inversión es 4 meses y 8 días, por ello, por ende el proyecto es viable dado que el PR es menor a 6 meses.

7.3.5 Relación costo/beneficio (B/C).

Esta relación representa la rentabilidad en términos del valor presente neto generado por el proyecto por cada nuevo sol invertido. Esta relación se establece entre los ingresos a valor actual y los egresos a valor actual [4].

INGRESOS (VAN)	S/ 13778,64
EGRESOS (VAN)	S/ 9428,13

B/C	1,461
-----	-------

Dado que la relación beneficio/costo es mayor que uno, se deduce que el proyecto es aceptable y presenta una viabilidad financiera adecuada.

Los indicadores financieros calculados se resumen de manera detallada en la tabla N° 38.

Técnica de evaluación	Criterio	Resultado
VAN (S/.)	2146,87 > 0	Aceptable
TIR > TMAR (%)	16,7 > 6,88	Aceptable
PR < 6 (meses)	4 < 6 meses	Aceptable
B/C > 1	1,461 > 1	Aceptable

Tabla 40: Resumen de indicadores financieros

Fuente: Elaboración propia

VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se confrontaron los valores teóricos obtenidos mediante el método analítico con los resultados generados por la simulación utilizando el método de elementos finitos. Se presentó una tabla que muestra los valores finales de ambos métodos y se analizaron las posibles razones de las diferencias, si las hubiera.

En las Tablas N°39, se presentaron los resultados finales obtenidos del martillo triturador, los cuales fueron calculados teóricamente y obtenidos a través de la simulación en ANSYS, respectivamente.

Martillo Triturador		
Indicador	Método analítico	ANSYS
Factor de Seguridad	10,12	15
Vida Útil	$16,9 \times 10^{11}$	1×10^6

Tabla 41: Resultados finales del nuevo diseño del martillo trituradores

Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en las Tablas N°39, existió una discrepancia entre el factor de seguridad calculado y el derivado de la simulación. El primero fue de 10,12 mientras que el segundo fue de 15. Esta variación se debió a que la simulación incorporó la fuerza remota causada por el impacto con el grano de maíz, a diferencia del cálculo teórico que no consideró este factor, debido a que esta fuerza es relativamente pequeña en comparación con la resistencia del material y no induce un esfuerzo significativo en la pieza.

Asimismo, los resultados presentados para la vida útil del martillo triturador fueron evaluados bajo el criterio de Gerber. Ambos métodos difirieron en los resultados obtenidos, debido a que ANSYS realizó un estudio más detallado y, por lo tanto, mostró resultados más exactos en comparación con el método analítico. Sin embargo, ambos métodos indicaron una vida infinita, lo que garantizó que el martillo alcanzaría su vida útil proyectada.

Por otra parte, fue importante considerar otros factores que influyeron directamente en la diferencia de resultados entre ambos métodos. Uno de estos factores fue el factor de corrección de concentración de esfuerzos, el cual varió significativamente entre los dos métodos analizados. En el método analítico, este factor fue de 1,976, mientras que en ANSYS fue de 1. Además, la complejidad geométrica del martillo también jugó un papel crucial. Para este proyecto, se optó por

utilizar una aproximación simplificada, empleando una barra rectangular perfecta con agujero transversal sin escalonamiento, según el método propuesto por Shirley, para el desarrollo del análisis del martillo triturador.

Por último, el indicador de daño obtenido mediante el software ANSYS para el martillo triturador sugirió un nivel de deterioro bajo, lo que indicó un desgaste mínimo y un funcionamiento eficiente del equipo bajo una carga de 13,02 N.

XI. CONCLUSIONES

- ✓ En el diagnóstico actual del martillo de impacto, se ha determinado que el martillo triturador es el componente principal del proceso de trituración. Se ha identificado una tendencia del martillo a sufrir desgaste debido al rozamiento y las vibraciones, factores que podrían provocar fatiga en la pieza a lo largo del tiempo. Se ha observado que el martillo triturador puede soportar una carga de 120 N, con un factor de seguridad de 7,81 y un daño máximo acumulado de 0,137.
- ✓ Se determinaron los parámetros esenciales para llevar a cabo el diseño del martillo triturador. Este procedimiento incluyó la elaboración de una matriz ponderada de cruce y un análisis detallado de las propiedades de los materiales. Esto facilitó la evaluación, comparación y selección de la mejor alternativa para el martillo triturador. Los resultados obtenidos fueron: un factor de seguridad de 15, una vida útil de 1×10^6 ciclos y un daño máximo de 0.1. Tomando como referencia la norma ASME e ISO 19902 para garantizar la seguridad en el diseño de componentes sometidos a cargas cíclicas.
- ✓ Mediante el criterio de fatiga de Gerber, se determinó que el martillo triturador no fallará debido a fatiga, ya que los esfuerzos fluctuantes no superan el límite de resistencia a la fatiga. Se obtuvo una vida útil infinita del martillo triturador y un porcentaje de daño máximo del 10%. Esto refleja un estado de funcionamiento eficiente y una vida útil prolongada del martillo.
- ✓ Con el análisis realizado a través de los indicadores económicos VAN, TIR, PR y B/C, se concluye que el proyecto es viable, cumpliendo con todos los criterios establecidos y arrojando resultados positivos: un VAN de S/ 2,146.87, una TIR del 16,7%, un PR de 4,27 y un B/C de 1.461.

X. RECOMENDACIONES

- ✓ Recomiendo realizar un análisis de vibraciones en el diseño del martillo triturador en acero, especialmente en el contexto de un molino de percusión. Las vibraciones excesivas pueden ser especialmente perjudiciales en este tipo de equipo, ya que podrían señalar problemas con los martillos trituradores, como desequilibrios, desalineaciones o desgaste irregular. Abordar estas cuestiones a través de un análisis de vibraciones detallado es esencial para identificar y solucionar los problemas antes de que causen daños mayores, garantizando así la eficiencia y durabilidad del martillo triturador.
- ✓ Por otro lado, se recomienda utilizar el análisis de elementos discretos (DEM) para abordar la adherencia de la harina de maíz en el sistema de trituración del molino, lo que podría provocar problemas de calentamiento y obstrucción. Este análisis nos ayudará a comprender cómo interactúan las partículas de harina con las superficies del molino, identificando puntos críticos de adherencia. Al simular el movimiento y la colisión de las partículas, podremos evaluar el impacto de diferentes condiciones de operación y explorar posibles modificaciones en el diseño del molino para minimizar la adherencia, mejorando así la eficiencia y el rendimiento del proceso de trituración.
- ✓ Se sugiere realizar estudios adicionales enfocados en el análisis de nuevos tipos de mallado en las simulaciones, con el fin de optimizar la precisión y eficiencia del modelo.

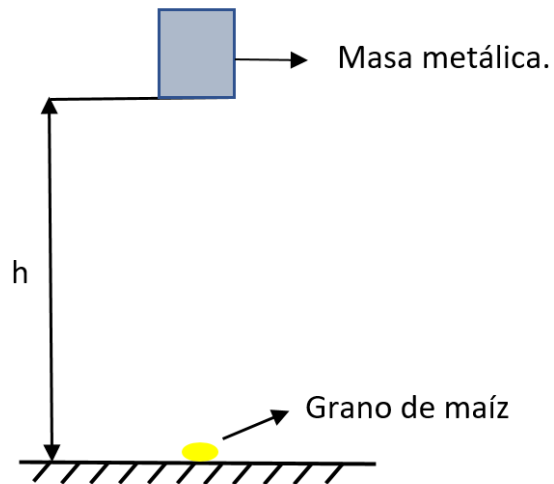
XI. REFERENCIAS.

- [1] O. Villalobos Quispe, «Estimacion de la vida util del eje de accionamiento de una trituradora de impacto de eje horizontal a través del análisis de falla por fatiga (Tesis Pregrado),» Chiclayo, 2019.
- [2] P. F. García Lazo, «Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos,» Piura, 2009.
- [3] M. A. Machaca Luna, «Evaluación y mantenimiento de un molino de martillos para minerales oxidados,» Arequipa, 2019.
- [4] D. C. Bermeo M, «Diseño y construcción de un molino de martillos triturador de granos para granjas avícolas,» Latacunga, 2014.
- [5] L. E. Fernandez Montenegro, «Análisis de falla por fatiga para determinar la vida útil del eje principal de un molino de martillo triturador,» Chiclayo, 2022.
- [6] E. Chuquibala Diaz, «Diseño de una máquina trituradora de grano de maíz para un molino del distrito de Pueblo Nuevo,» Trujillo, 2023.
- [7] C. C. Montoya Chunchu, «Cálculo y diseño de un modelo de molino de martillos para granos secos,» Loja, 2021.
- [8] MINISTERIO DE DESARROLLO AGRARIO Y RIEGO, «Maíz amarillo duro,» Lima, 2023.
- [9] C. S. Zambrano Zambrano y P. R. Zambrano Zambrano, «Efecto de la humedad en dos variedades de maíz sobre los costos de molienda,» Calceta, 2020.
- [10] A. A. Martínez Agámez, «Diseño del mecanismo triturador de un molino de martillos para el procesamiento de vidrio reciclado usando MEF,» Pamplona, 2021.
- [11] A. H. Jimenez Gandulias, «Análisis del sistema de martillos de un molino seco en la producción de harina de pescado,» Piura, 2021.
- [12] J. C. Miranda Ríos, «Dropbox,» [En línea]. Available: <https://www.dropbox.com/s/wfsw6c6gj0we0f0/Trituradora%20Impacto%20I.pdf?e=1&dl=>. [Último acceso: 10 10 2023].
- [13] R. G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Novena ed., Mc Graw Hill companies, 2012, p. 1068.

- [14] F. Sanchez, «Calameo,» [En línea]. Available: <https://www.calameo.com/read/006351037392d69432b6c>. [Último acceso: 21 02 2024].
- [15] R. C. HIBBELER, Ingeniería Mecánica Estática, decimosegunda ed., Mexico: Pearson Education, 2010, p. 672.
- [16] R. C. HIBBELER, Ingeniería Mecánica Dinámica, Decimosegunda ed., Mexico: Pearson Education, 2010, p. 752.
- [17] «Tecnológico de Costa Rica,» [En línea]. Available: https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10162/Sesion_19_20.pdf?sequence=1&isAllowed=y. [Último acceso: 4 Abril 2024].
- [18] F. P. Beer, E. Russell Johnston Jr, J. T. DeWolf y D. F. Mazurek, Mecánica de materiales, sexta ed., The McGraw-Hill Education, 2012, p. 736.
- [19] H. E. Jaramillo, N. Alba de Sánchez, J. P. Canizales y Á. J. Toro, Introducción a la Mecánica de Fracturas y Análisis de Fallas, Colombia, 2008, p. 237.
- [20] J. D. Delgado Delgado, «Rediseño electromecánico de un molino de martillos utilizando doble eje y sistema de control automático para aumentar la eficiencia en la trituración de maíz de la empresa molino´s San Antonio de Padua S.A.C,» Chiclayo, 2019.
- [21] Nogueira, «Desintegradora, Picadora y Moledora,» División Pecuaria Estacionaria, p. 1, 2023.
- [22] «Nogueira,» [En línea]. Available: <https://www.lojanogueira.com.br/produto/6049009/kit-de-martelos-dpm-4>. [Último acceso: 11 10 2023].
- [23] S. T. Smith y D. G. Chetwynd, . Foundations of ultra-precision mechanism design, vol. II, CRC Press, 2003.
- [24] «Matmatch,» [En línea]. Available: <https://matmatch.com/materials/mitf443-aisi-403-annealed>. [Último acceso: 10 Mayo 2024].
- [25] SUPERINTENDENCIA DE BANCA, SEGUROS Y AFP, [En línea]. Available: <https://www.sbs.gob.pe/app/pp/EstadisticasSAEEPortal/Paginas/TIPasivaMercado.aspx?tip=B>. [Último acceso: 12 Mayo 2024].
- [26] «Statista,» [En línea]. Available: <https://es.statista.com/estadisticas/1190212/tasa-de-inflacion-peru/>. [Último acceso: 2024 Mayo 13].
- [27] «SUNAT,» [En línea]. Available: <https://www.sunat.gob.pe/legislacion/oficios/2006/oficios/i1962006.htm>. [Último acceso: 2024 Mayo 8].
- [28] W. McCabe, J. C. Smith y P. Harriott, Operaciones unitarias en Ingeniería Química, Séptima ed., Julian C.: McGraw-Hill, 1998.

XI. ANEXOS

Anexo 1: Ensayo de Ruptura de Maíz (Fuente: Elaboración Propia).



h (m)	Granulometría (mm)
0.10	6-8 mm
0.20	6-3 mm
0.30	3-1 mm
0.40	1-0,08 mm
0.50	0,08-0,05 mm

Anexo 2: Barra de tensión o compresión simple (Fuente: Shiley).

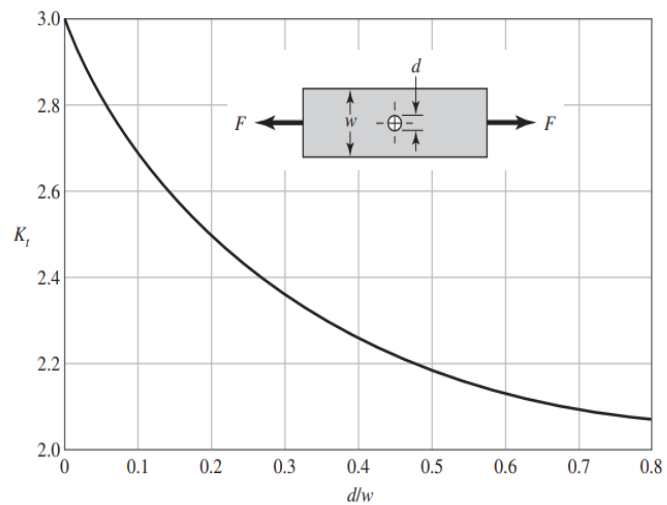


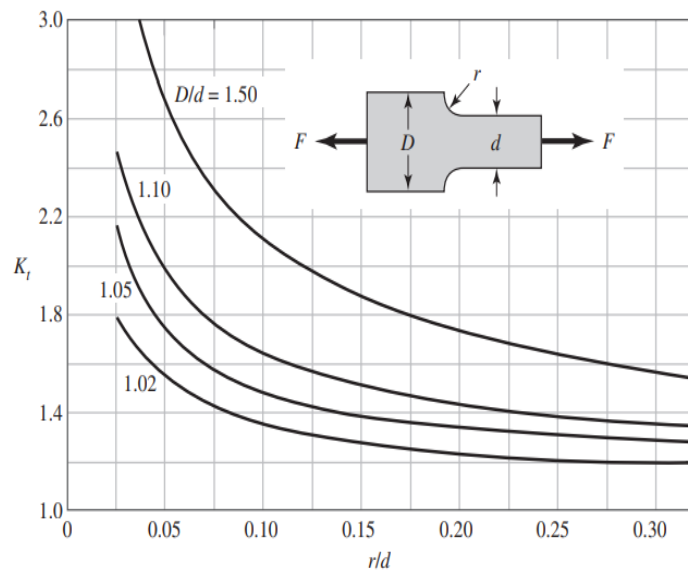
Figura A-15-1

Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor.

Anexo 3: Barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple (Fuente: Shiley).

Figura A-15-5

Barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple.
 $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.



Anexo 4: Imagen del motor del molino de percusión.



Anexo 5: Sistema de trituración del molino de percusión.



Anexo 6: Martillo triturador.



Anexo 7: Propiedades del AISI 4340 (Fuente: Matmatch).

Mechanical

Property	Temperature	Value	Comment
Elastic modulus	23.0 °C	200 - 210 GPa	Typical for Steels
Elongation	23.0 °C	12 %	
Hardness, Brinell	23.0 °C	269 [-]	
Poisson's ratio	23.0 °C	0.29 [-]	Typical for Steels
Tensile strength	23.0 °C	980 MPa	
Yield strength	23.0 °C	835 MPa	

Thermal

Property	Temperature	Value
Coefficient of thermal expansion	23.0 °C	1.2E-5 1/K
Specific heat capacity	23.0 °C	450 J/(kg·K)
Thermal conductivity	23.0 °C	44.5 W/(m·K)

Electrical

Property	Temperature	Value
Electrical resistivity	23.0 °C	2.48E-7 Ω·m

Chemical properties

Property	Value
Carbon	0.38 - 0.43 %
Chromium	0.7 - 0.9 %
Iron	Balance
Manganese	0.6 - 0.8 %
Molybdenum	0.2 - 0.3 %
Nickel	1.65 - 2 %
Phosphorus	0.04 %
Silicon	0.15 - 0.35 %
Sulfur	0.04 %

Anexo 8: Propiedades del AISI 1050 (Fuente: Matmatch).

Mechanical

Property	Temperature	Value	Comment
Elastic modulus	23.0 °C	210 GPa	
Elongation	23.0 °C	12 %	
Poisson's ratio	23.0 °C	0.29 [-]	Typical for Medium Carbon Steel
Shear modulus	23.0 °C	75 - 80 GPa	Typical for Carbon Steel
Tensile strength	23.0 °C	790 MPa	
Yield strength	23.0 °C	670 MPa	

Thermal

Property	Temperature	Value	Comment
Coefficient of thermal expansion	23.0 °C	1.2E-5 1/K	
Max service temperature		500 °C	Typical for Carbon Steel
Melting point		1380 - 1514 °C	Typical for Medium Carbon Steel
Specific heat capacity	23.0 °C	450 J/(kg·K)	
Thermal conductivity	23.0 °C	21 - 52 W/(m·K)	Typical for Medium Carbon Steel

Electrical

Property	Temperature	Value	Comment
Electrical resistivity	23.0 °C	1.43E-7 - 1.74E-7 Ω·m	Typical for Carbon Steel

Chemical properties

Property	Value
Carbon	0.48 - 0.55 %
Iron	98.5 - 98.9 %
Manganese	0.6 - 0.9 %
Phosphorus	0 - 0.04 %
Sulfur	0 - 0.05 %

Anexo 9: Propiedades del AISI 304 (Fuente: Matmatch).

Mechanical

Property	Temperature	Value	Comment
Elastic modulus	23.0 °C	200 GPa	
Elongation	23.0 °C	42 %	
Poisson's ratio	23.0 °C	0.3 [-]	Typical for Austenitic Stainless Steel
Shear modulus	23.0 °C	77 GPa	Typical for Austenitic Stainless Steel
Tensile strength	23.0 °C	590 MPa	
Yield strength	23.0 °C	240 MPa	

Thermal

Property	Temperature	Value
Coefficient of thermal expansion	23.0 °C	1.7E-5 1/K
Melting point		1400 °C
Specific heat capacity	23.0 °C	500 J/(kg·K)
Thermal conductivity	23.0 °C	16 W/(m·K)

Electrical

Property	Temperature	Value	Comment
Electrical resistivity	23.0 °C	8.5E-7 Ω·m	Typical for Austenitic Stainless Steel

Chemical properties

Property	Value
Carbon	0 - 0.08 %
Chromium	17.5 - 20 %
Iron	66.5 - 74.5 %
Manganese	0 - 2 %
Nickel	8 - 10.5 %
Nitrogen	0 - 0.1 %
Phosphorus	0 - 0.05 %
Silicon	0 - 1 %
Sulfur	0 - 0.03 %

Anexo 10: Propiedades del AISI 1045 (Fuente: Matmatch).

Mechanical

Property	Temperature	Value
Elastic modulus	23.0 °C	201 GPa
Tensile strength	23.0 °C	530 - 685 MPa

Thermal

Property	Temperature	Value
Coefficient of thermal expansion	23.0 °C	1.17E-5 1/K
Specific heat capacity	23.0 °C	486 J/(kg·K)
Thermal conductivity	23.0 °C	50.9 W/(m·K)

Electrical

Property	Temperature	Value
Electrical resistivity	23.0 °C	1.62E-7 Ω·m

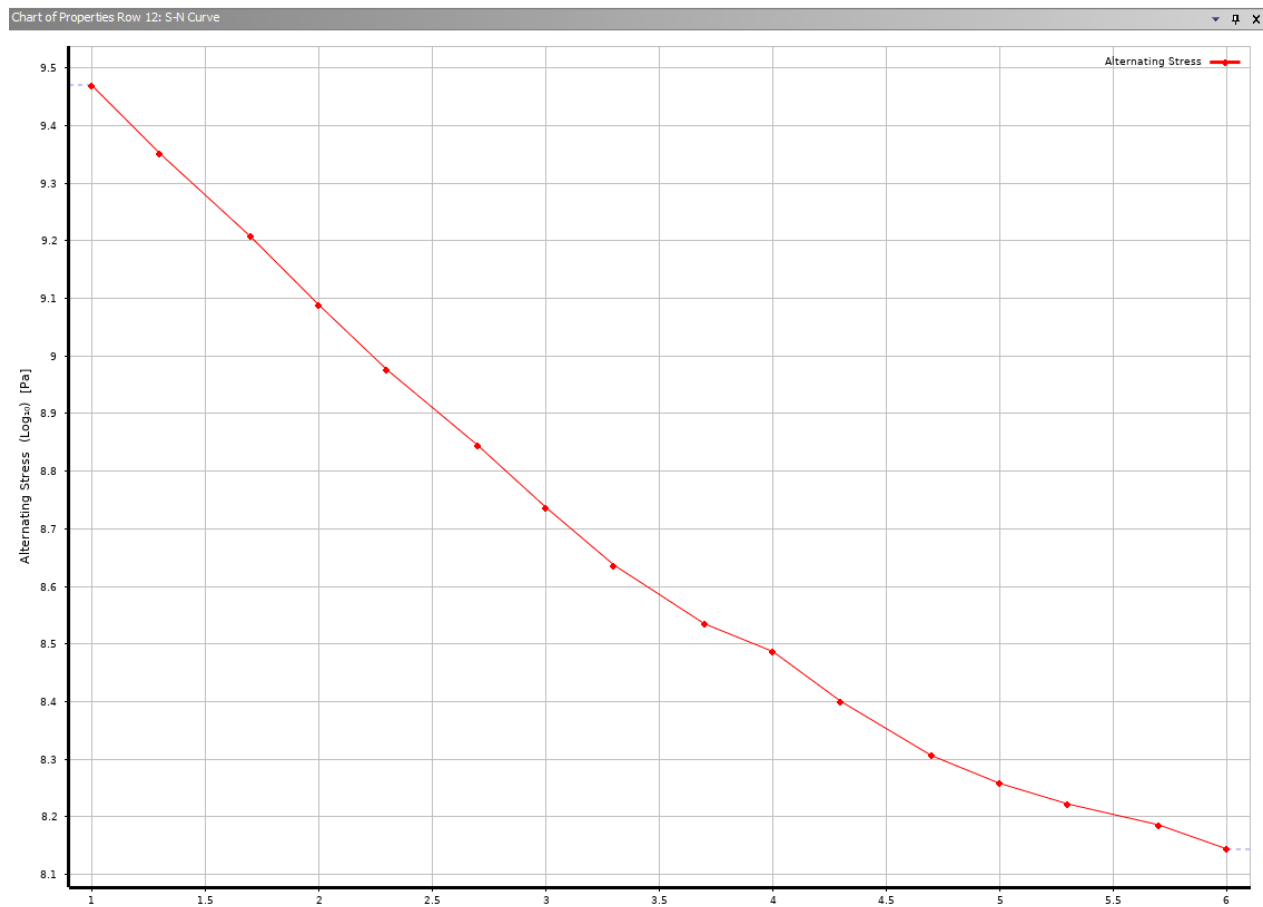
Chemical properties

Property	Value
Carbon	0.43 - 0.5 %
Copper	0.45 %
Iron	Balance
Manganese	0.6 - 0.9 %
Phosphorus	0.04 %
Sulfur	0.05 %

Anexo 11: Tabla de propiedades del AISI 4340 (Fuente: ANSYS).

	A	B
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	10	2.9519E+09
3	20	2.2458E+09
4	50	1.6129E+09
5	100	1.2271E+09
6	200	9.4624E+08
7	500	7.0043E+08
8	1000	5.4623E+08
9	2000	4.3337E+08
10	5000	3.4281E+08
11	10000	3.0687E+08
12	20000	2.5116E+08
13	50000	2.0238E+08
14	1E+05	1.8108E+08
15	2E+05	1.6675E+08
16	5E+05	1.5346E+08
17	1E+06	1.3934E+08
*		

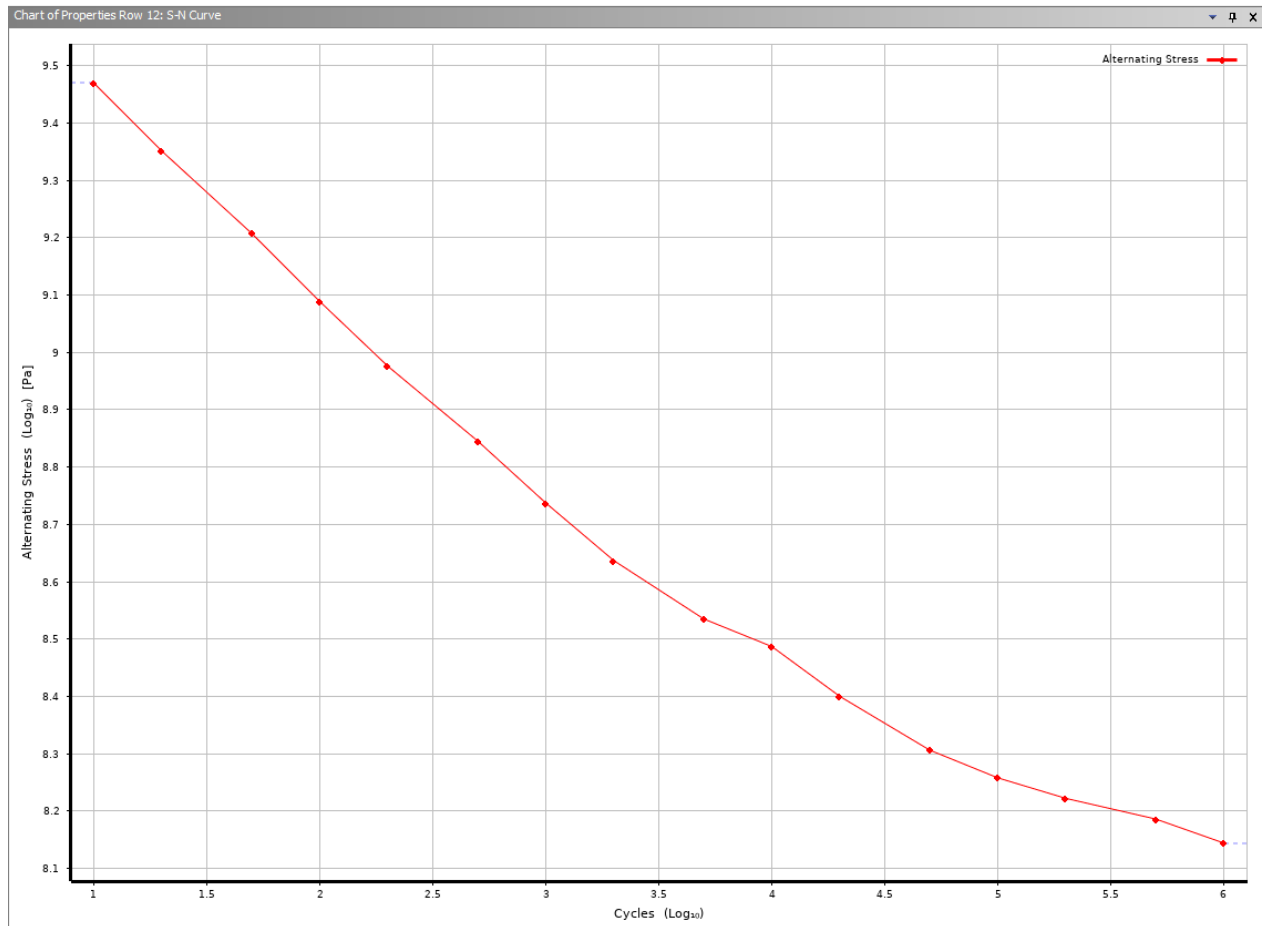
Anexo 12: Curva S-N del AISI 4340 (Fuente: ANSYS).



Anexo 13: Tabla de propiedades del AISI 1050 (Fuente: ANSYS).

	A	B
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	10	2.9519E+09
3	20	2.2458E+09
4	50	1.6129E+09
5	100	1.2271E+09
6	200	9.4624E+08
7	500	7.0043E+08
8	1000	5.4623E+08
9	2000	4.3337E+08
10	5000	3.4281E+08
11	10000	3.0687E+08
12	20000	2.5116E+08
13	50000	2.0238E+08
14	1E+05	1.8108E+08
15	2E+05	1.6675E+08
16	5E+05	1.5346E+08
17	1E+06	1.3934E+08
*		

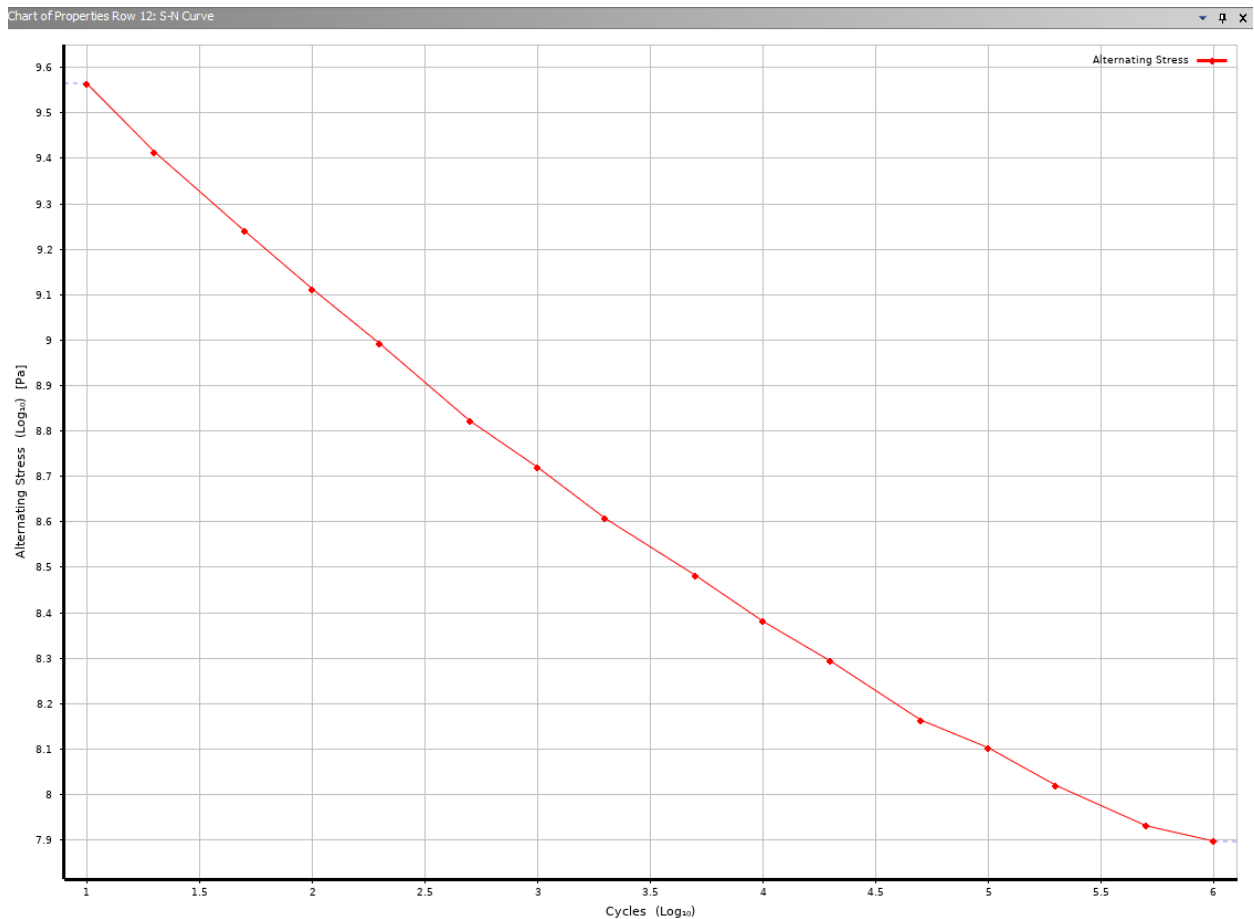
Anexo 14: Curva S-N del AISI 1050 (Fuente: ANSYS).



Anexo 15: Tabla de propiedades del AISI 304 (Fuente: ANSYS).

	A	B
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	10	3.6706E+09
3	20	2.5948E+09
4	50	1.7403E+09
5	100	1.297E+09
6	200	9.8121E+08
7	500	6.6454E+08
8	1000	5.2502E+08
9	2000	4.0478E+08
10	5000	3.0382E+08
11	10000	2.4048E+08
12	20000	1.9643E+08
13	50000	1.4594E+08
14	1E+05	1.2667E+08
15	2E+05	1.0464E+08
16	5E+05	8.5362E+07
17	1E+06	7.8937E+07
*		

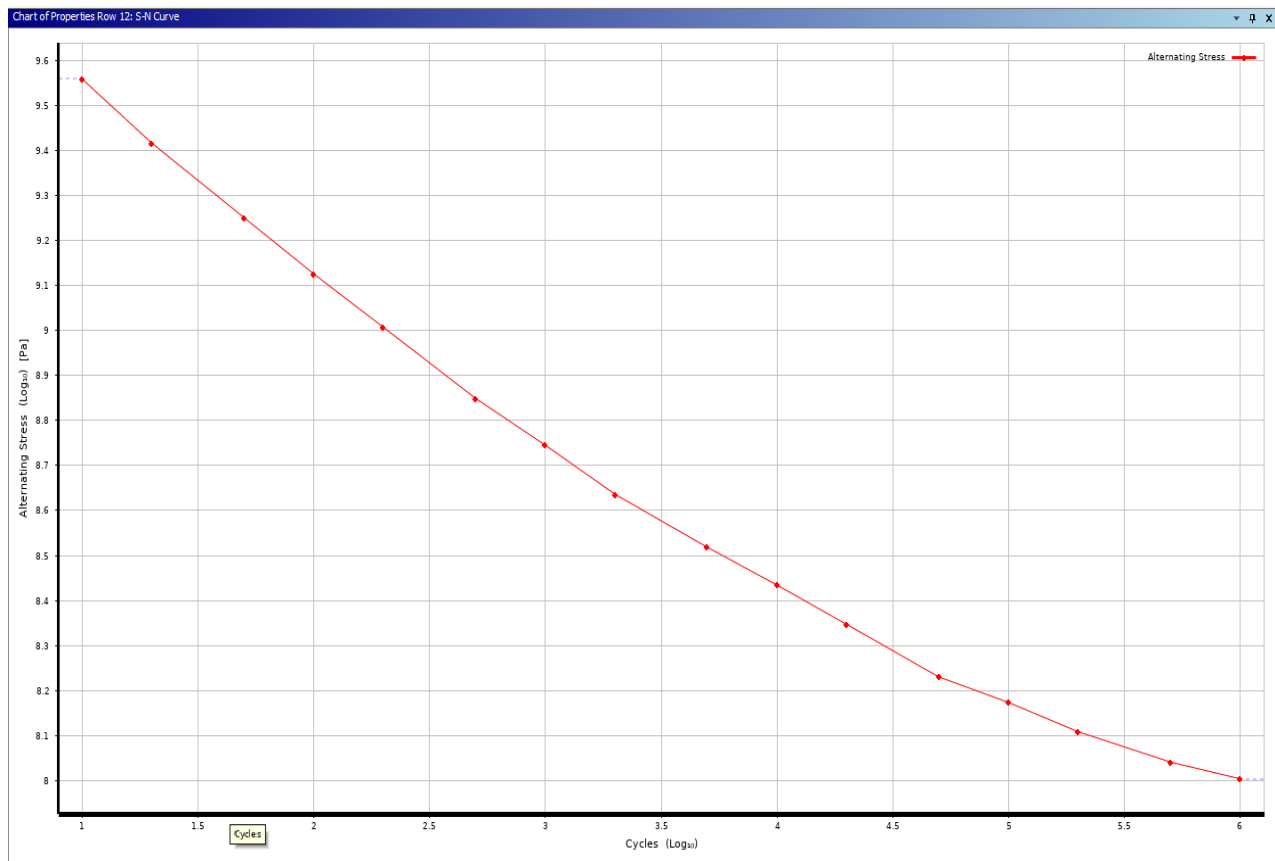
Anexo 16: Curva S-N del AISI 304 (Fuente: ANSYS).



Anexo 17: Tabla de propiedades del AISI 1045 (Fuente: ANSYS).

	A	B
1	Cycles	Alternating Stress (Pa)
2	10	3.6295E+09
3	20	2.6134E+09
4	50	1.7847E+09
5	100	1.3376E+09
6	200	1.0173E+09
7	500	7.0681E+08
8	1000	5.5627E+08
9	2000	4.3254E+08
10	5000	3.299E+08
11	10000	2.7177E+08
12	20000	2.2213E+08
13	50000	1.6976E+08
14	1E+05	1.4897E+08
15	2E+05	1.282E+08
16	5E+05	1.098E+08
17	1E+06	1.0077E+08
*		

Anexo 18: Curva S-N del AISI 1045 (Fuente: ANSYS).



Anexo 19: Tasas de interés pasivas de mercado (Fuente: SBS).

TASAS DE INTERÉS PASIVAS DE MERCADO

Ingrese fecha: (dd/mm/aaaa)

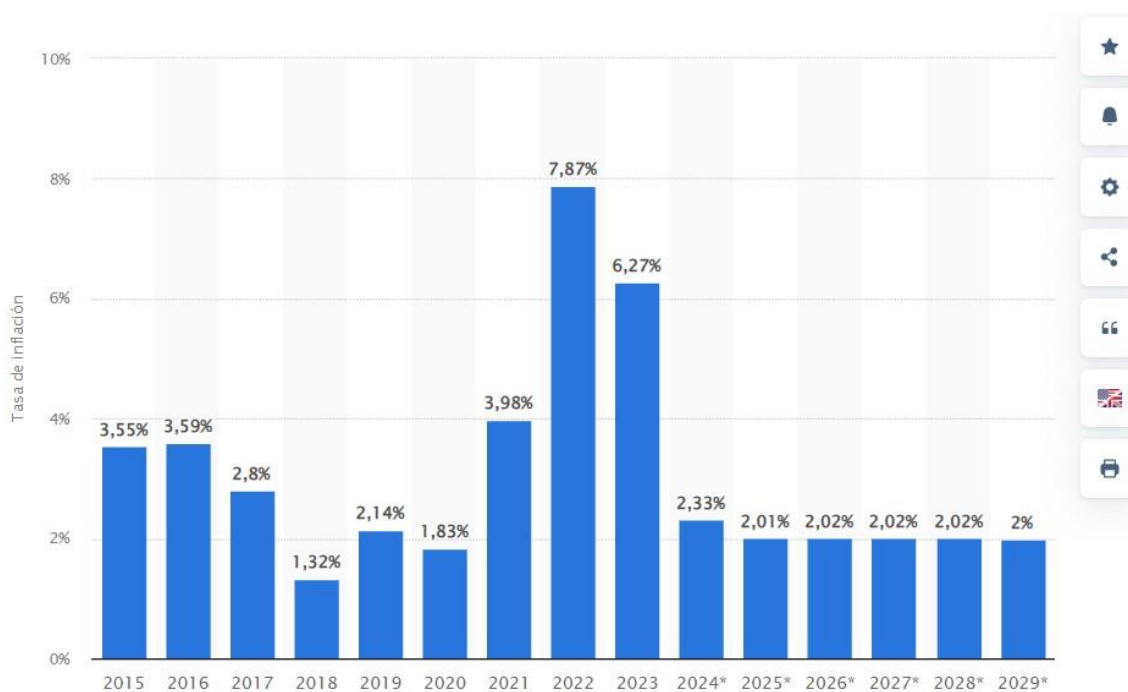
Tasa de Interés Pasiva Promedio de Mercado Efectiva al 12/05/2024

Moneda Nacional(TIPMN)	3.04%	Anual
Moneda Extranjera(TIPMEX)	1.89%	Anual

Tasa de Interés Promedio de las Operaciones Realizadas en los últimos 30 Días Útiles al 12/05/2024

No existe información para la fecha elegida

Anexo 20: Tasa de inflación en Perú desde 2015 hasta 2029 (Fuente: Statista).



[Información adicional](#)

© Statista 2024

[Ver fuente](#)

Anexo 21: Tasas de Depreciación de Activo Fijo 2024 (Fuente: SUNAT).

BIENES	PORCENTAJE ANUAL MÁXIMO DE DEPRECIACIÓN
1. Ganado de trabajo y reproducción; redes de pesca	25%
2. Vehículos de transporte terrestre (excepto ferrocarriles); hornos en general	20%
3. Maquinaria y equipo utilizados por las actividades minera, petrolera y de construcción, excepto muebles, enseres y equipos de oficina	20%
4. Equipos de procesamiento de datos	25%
5. Maquinaria y equipo adquirido a partir del 1.1.1991	10%
6. Otros bienes del activo fijo	10%

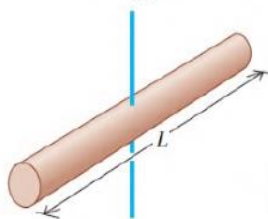
Anexo 22: Coeficiente de Fluctuación (Fuente: Warren McCabe).

Tipo de máquina	C_i
Maquinaria de machaqueo	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030-0,050
Maquinaria de corte	0,030-0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010-0,020
Maquinaria textil	0,025

Anexo 23: Momentos de inercia diversos objetos (Fuente: Tecnológico de Costa Rica).

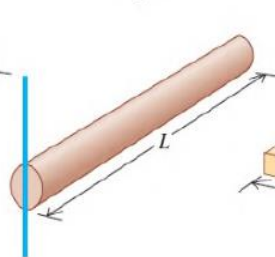
a) Varilla delgada, eje por el centro

$$I = \frac{1}{12} ML^2$$



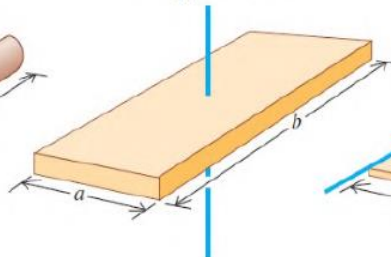
b) Varilla delgada, eje por un extremo

$$I = \frac{1}{3} ML^2$$



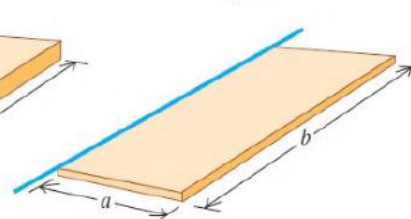
c) Placa rectangular, eje por el centro

$$I = \frac{1}{12} M(a^2 + b^2)$$

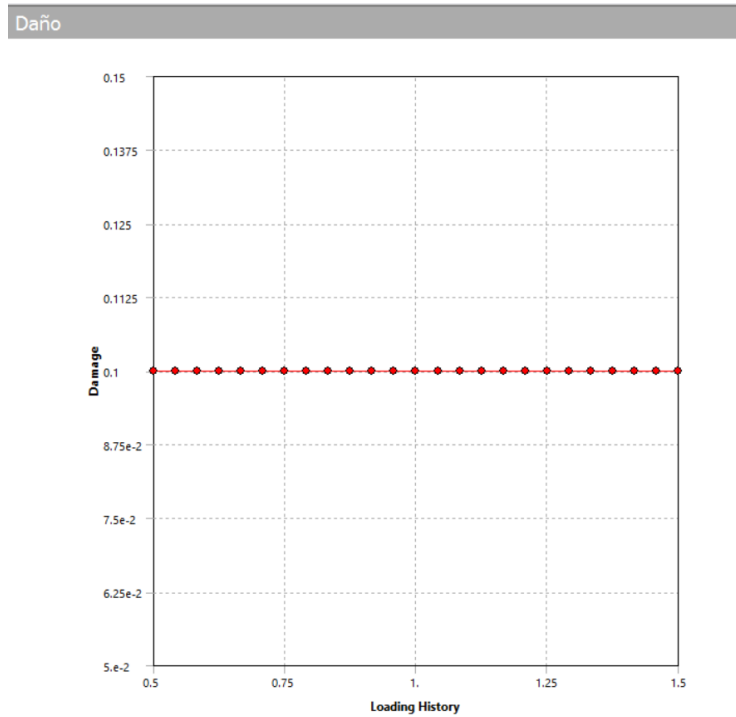


d) Placa rectangular delgada, eje en un borde

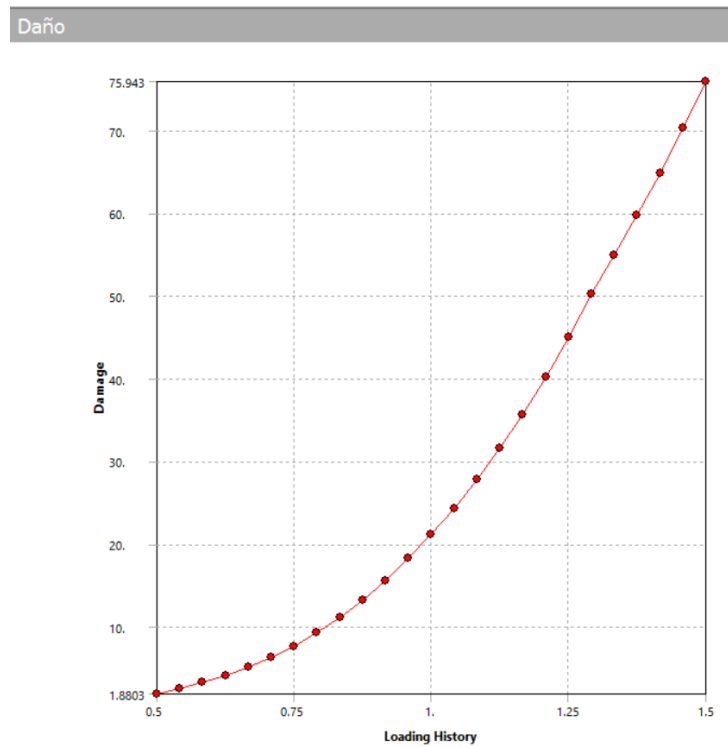
$$I = \frac{1}{3} Ma^2$$



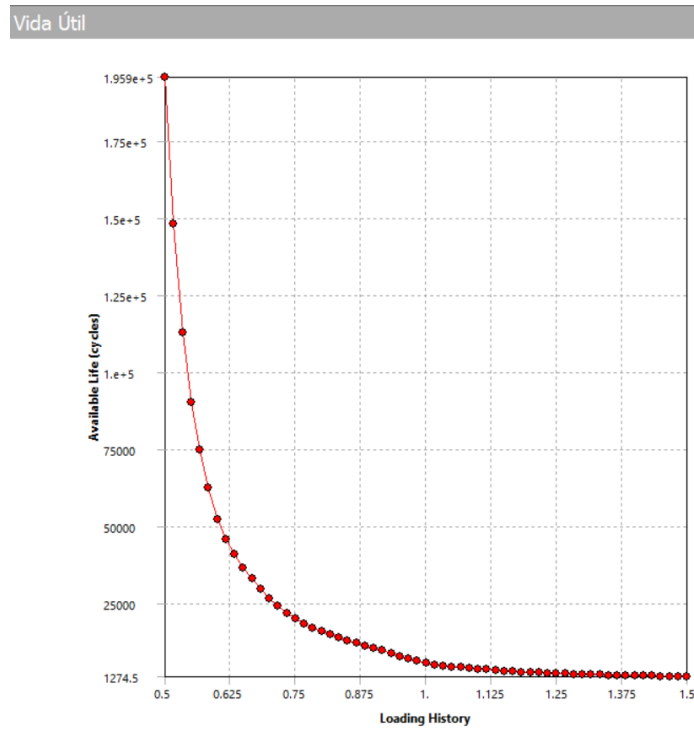
Anexo 24: Daño máximo que sufre el nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



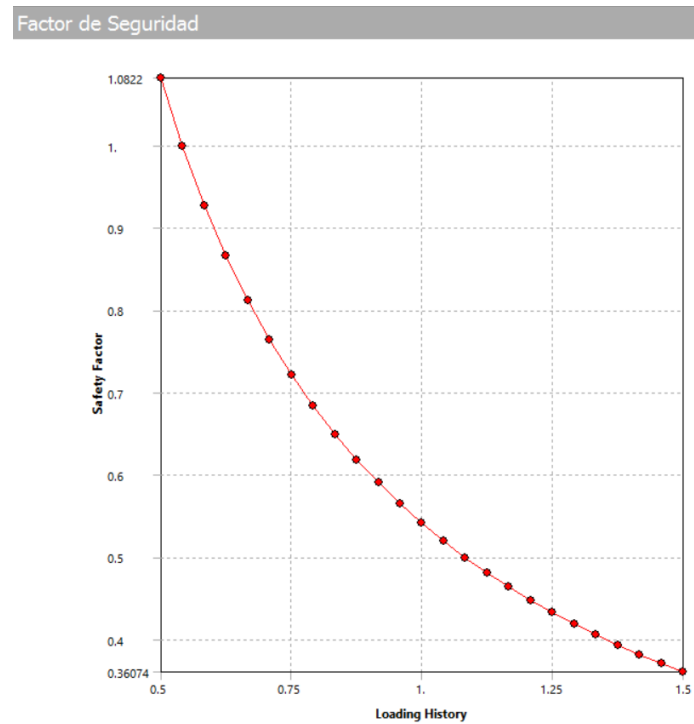
Anexo 25: El daño máximo que sufre el nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



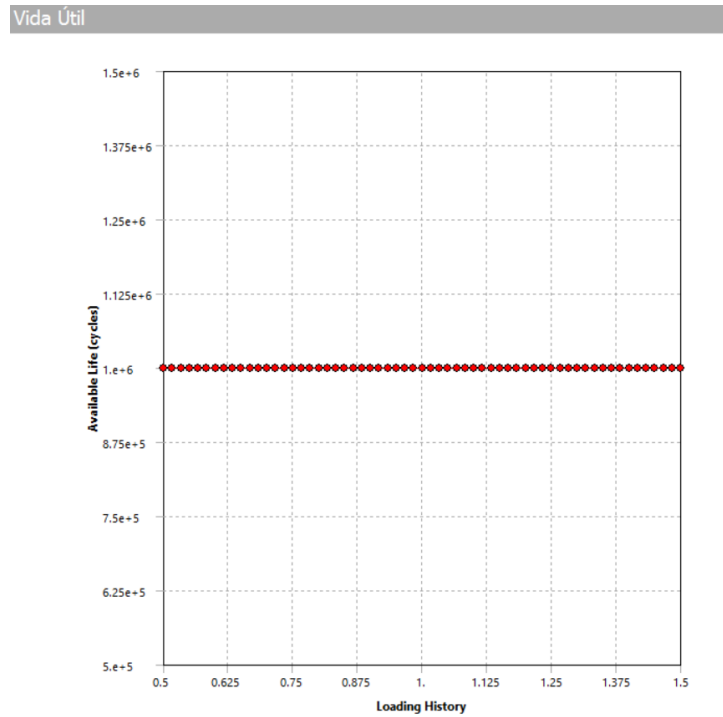
Anexo 26: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



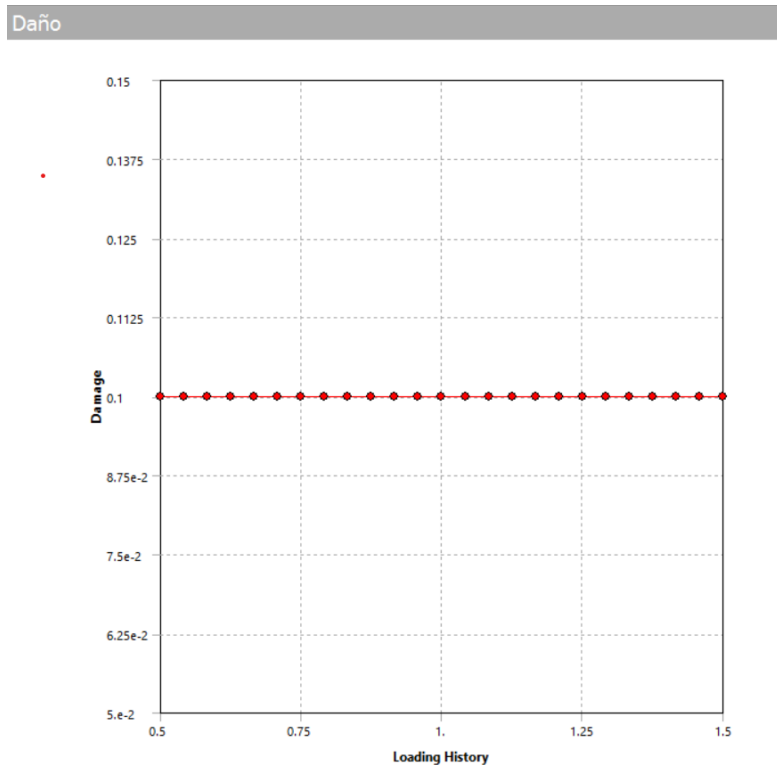
Anexo 27: Factor de seguridad del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 4340, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



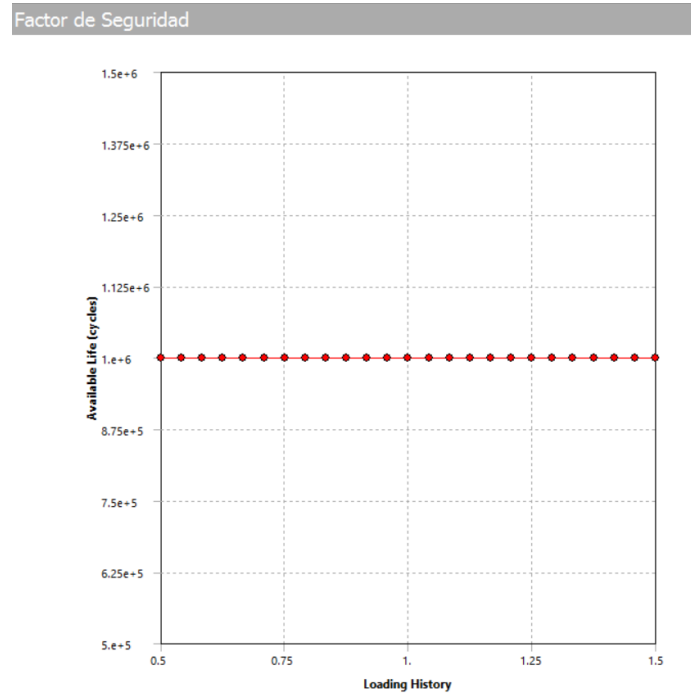
Anexo 28: Ciclos de vida disponible a fatiga del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).



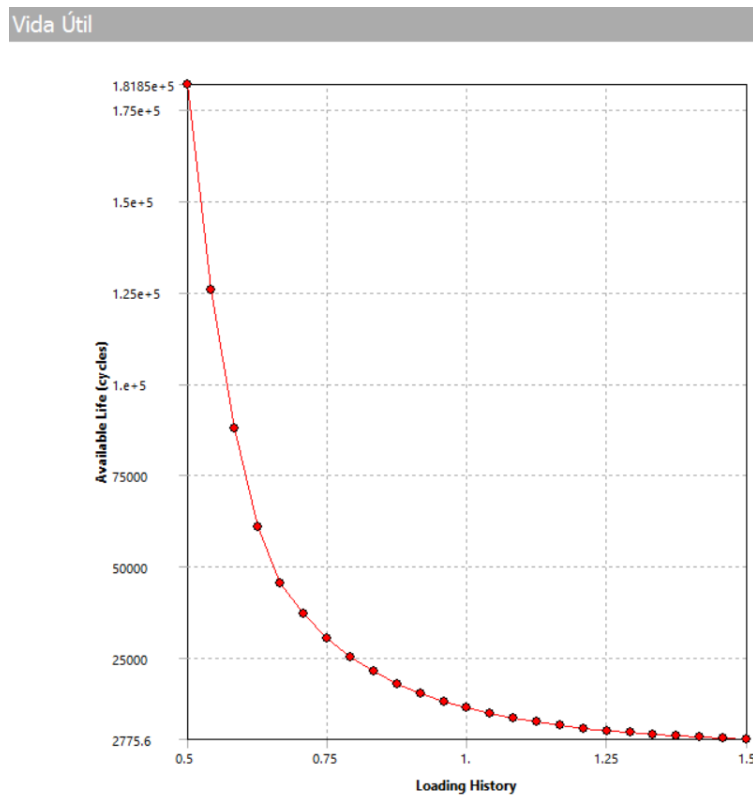
Anexo 29: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).



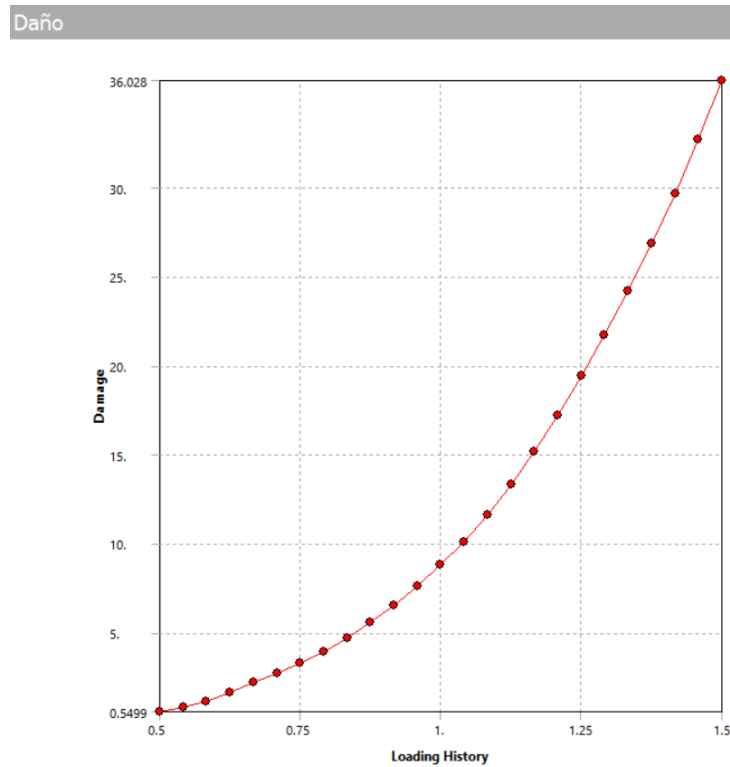
Anexo 30: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 14,35 N (Fuente: ANSYS).



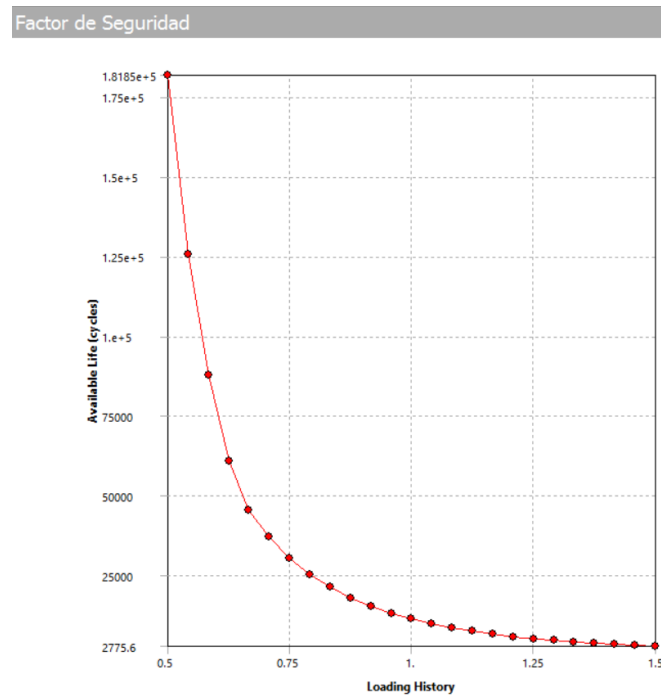
Anexo 31: Ciclos de vida disponible a fatiga del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



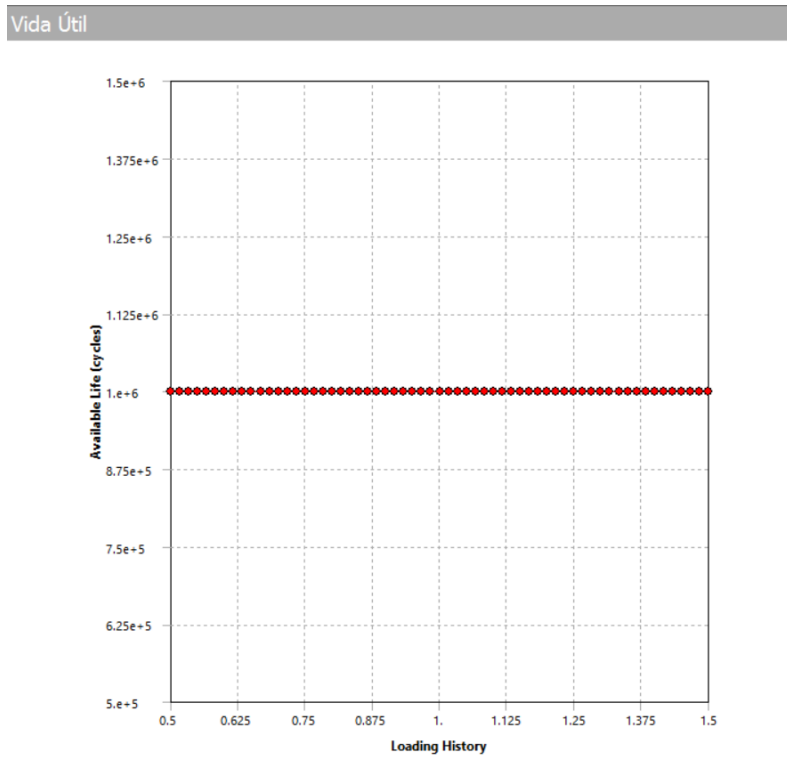
Anexo 32: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



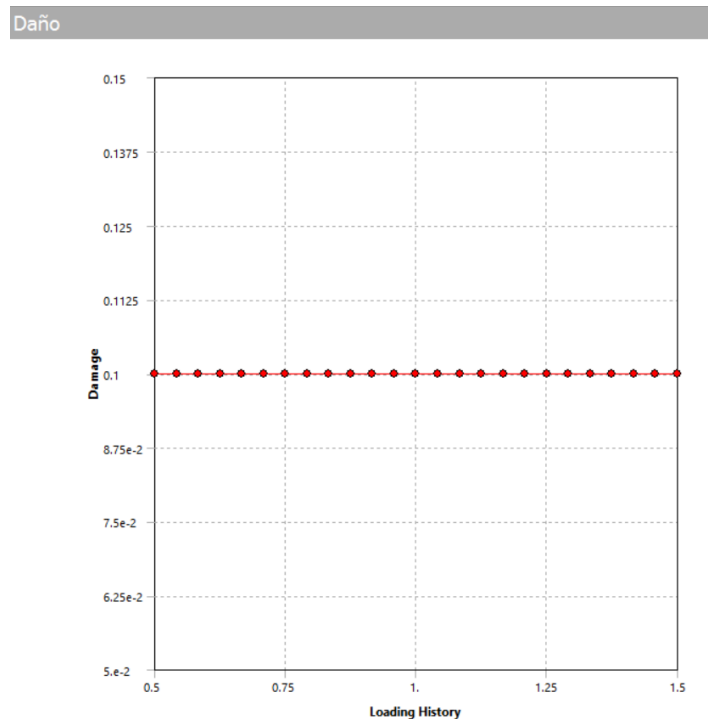
Anexo 33: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1045, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



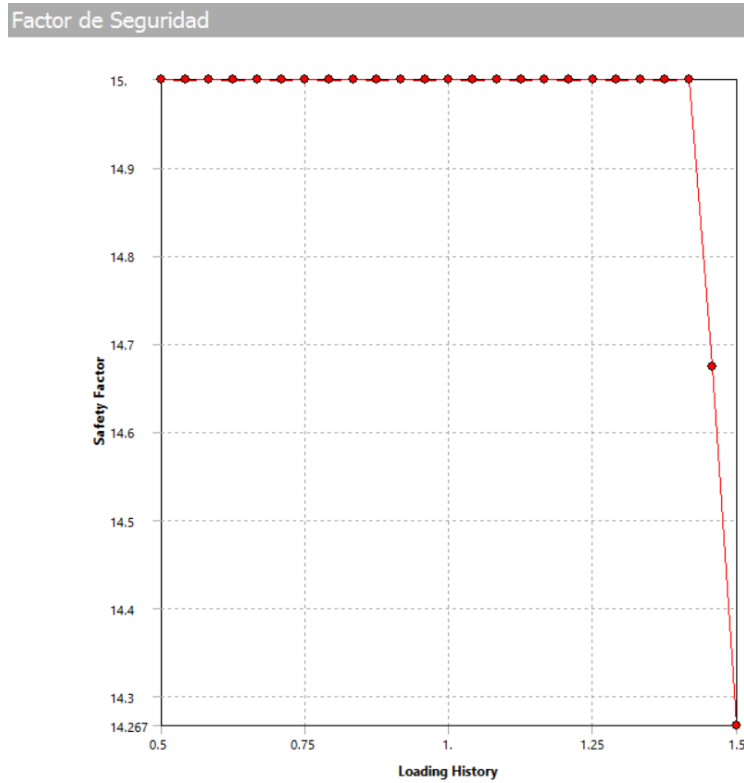
Anexo 34: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N(Fuente: ANSYS).



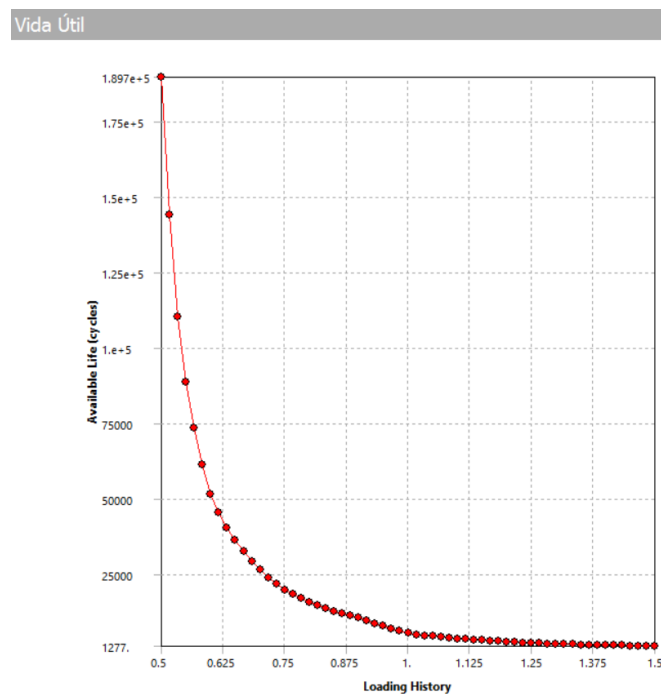
Anexo 35: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



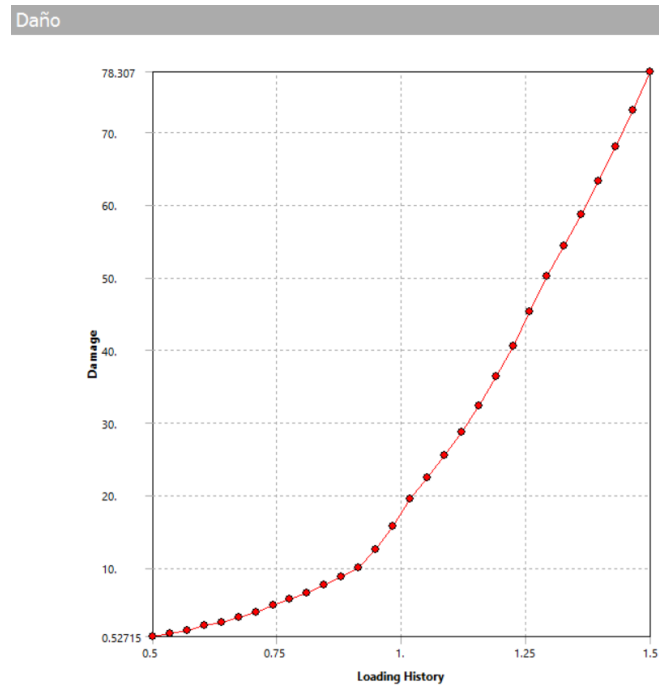
Anexo 36: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



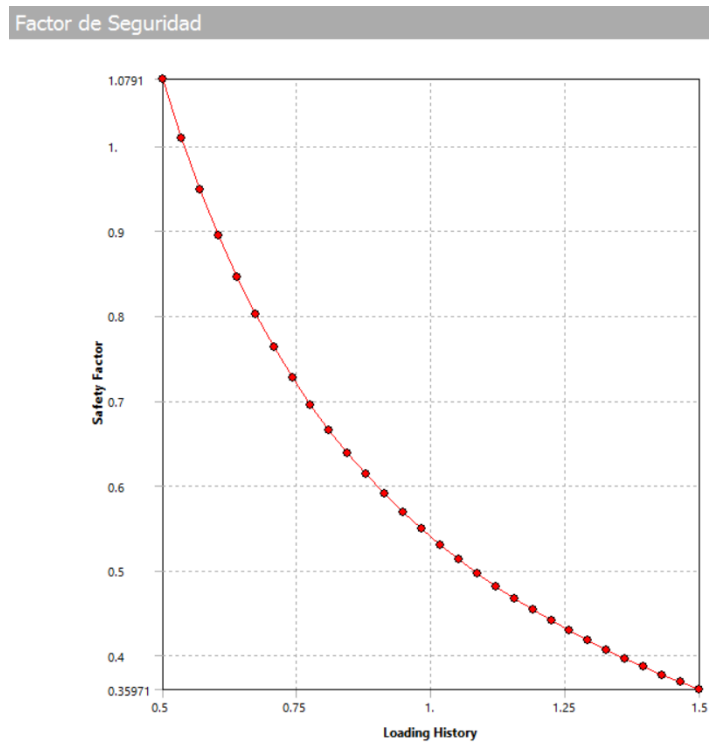
Anexo 37: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



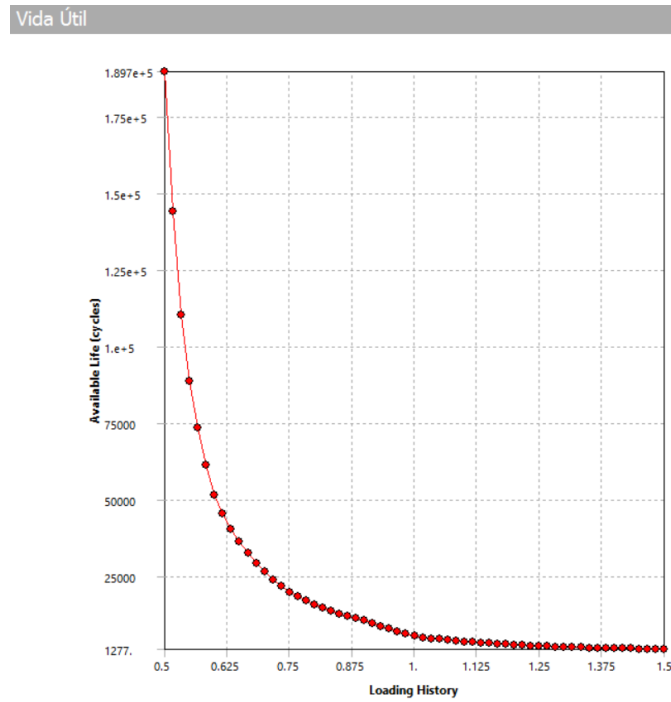
Anexo 38: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



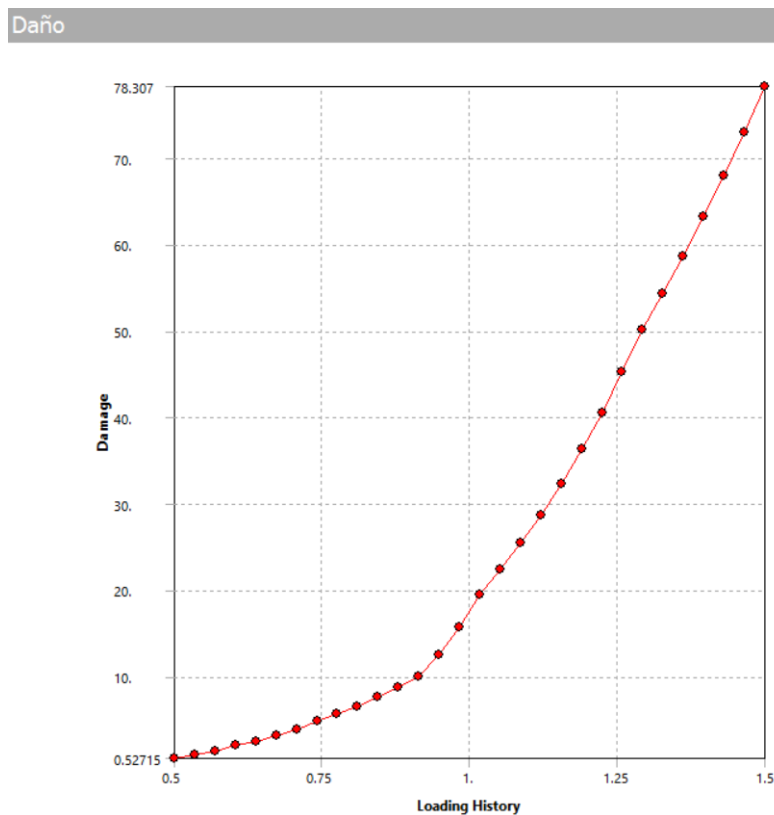
Anexo 39: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 1050, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



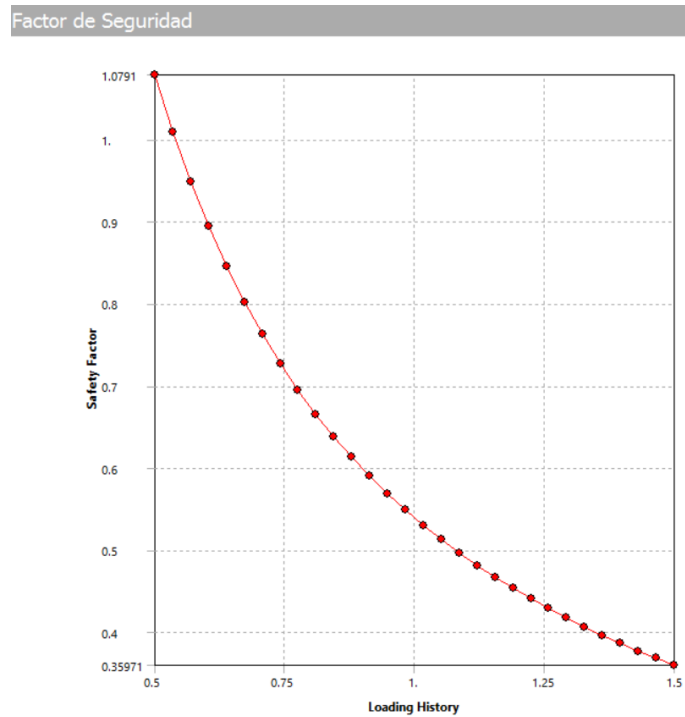
Anexo 40: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



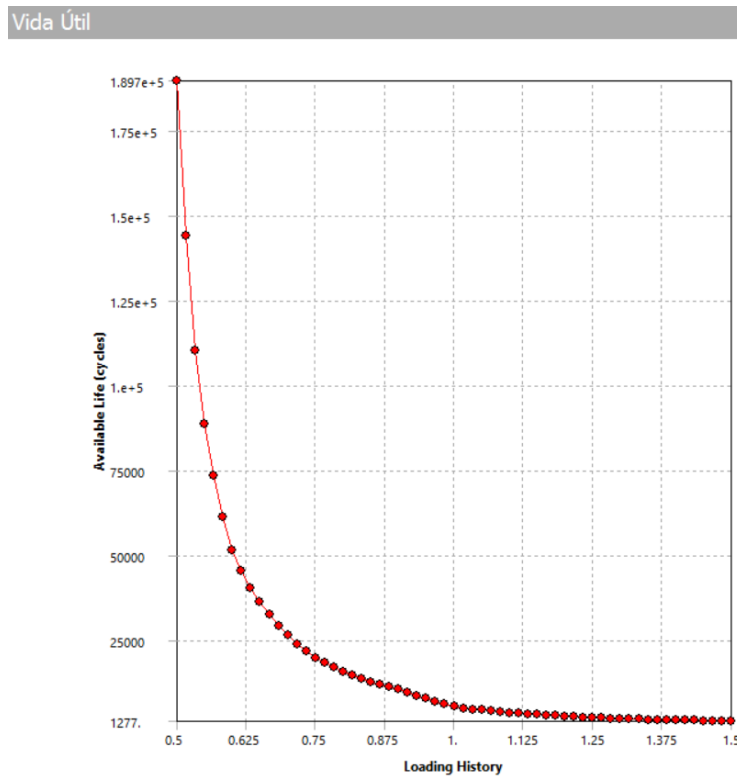
Anexo 41: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



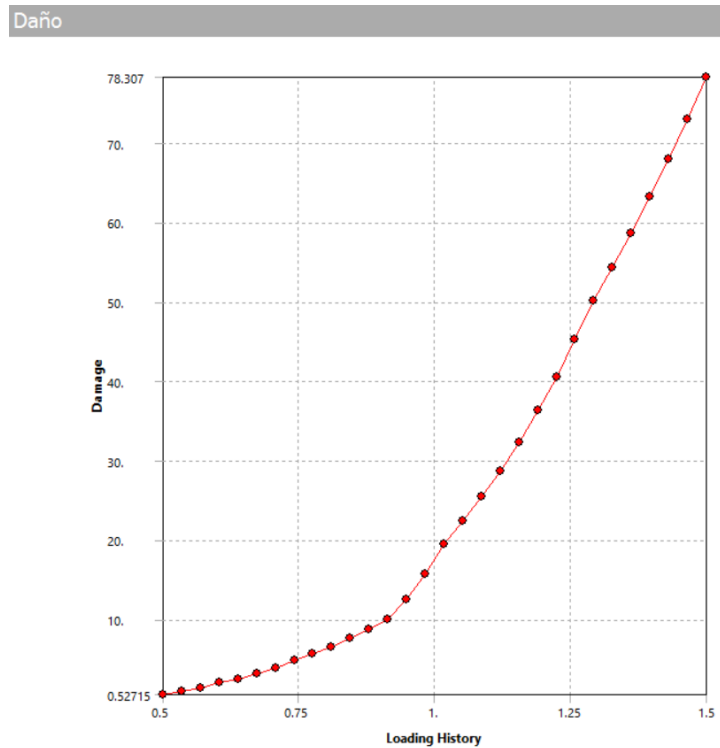
Anexo 42: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 13,02 N (Fuente: ANSYS).



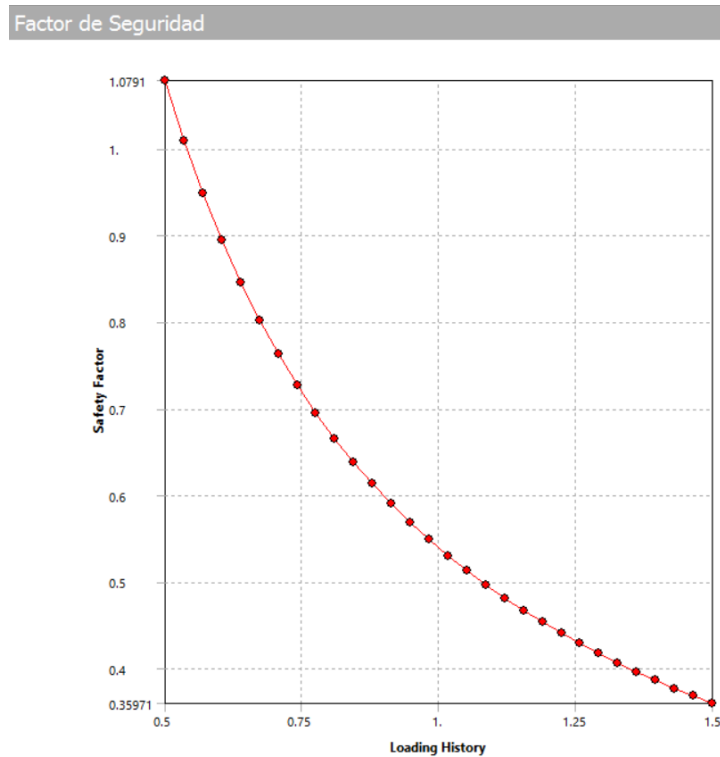
Anexo 43: Ciclos de vida disponible a fatiga del nuevo diseño del martillo triturador, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



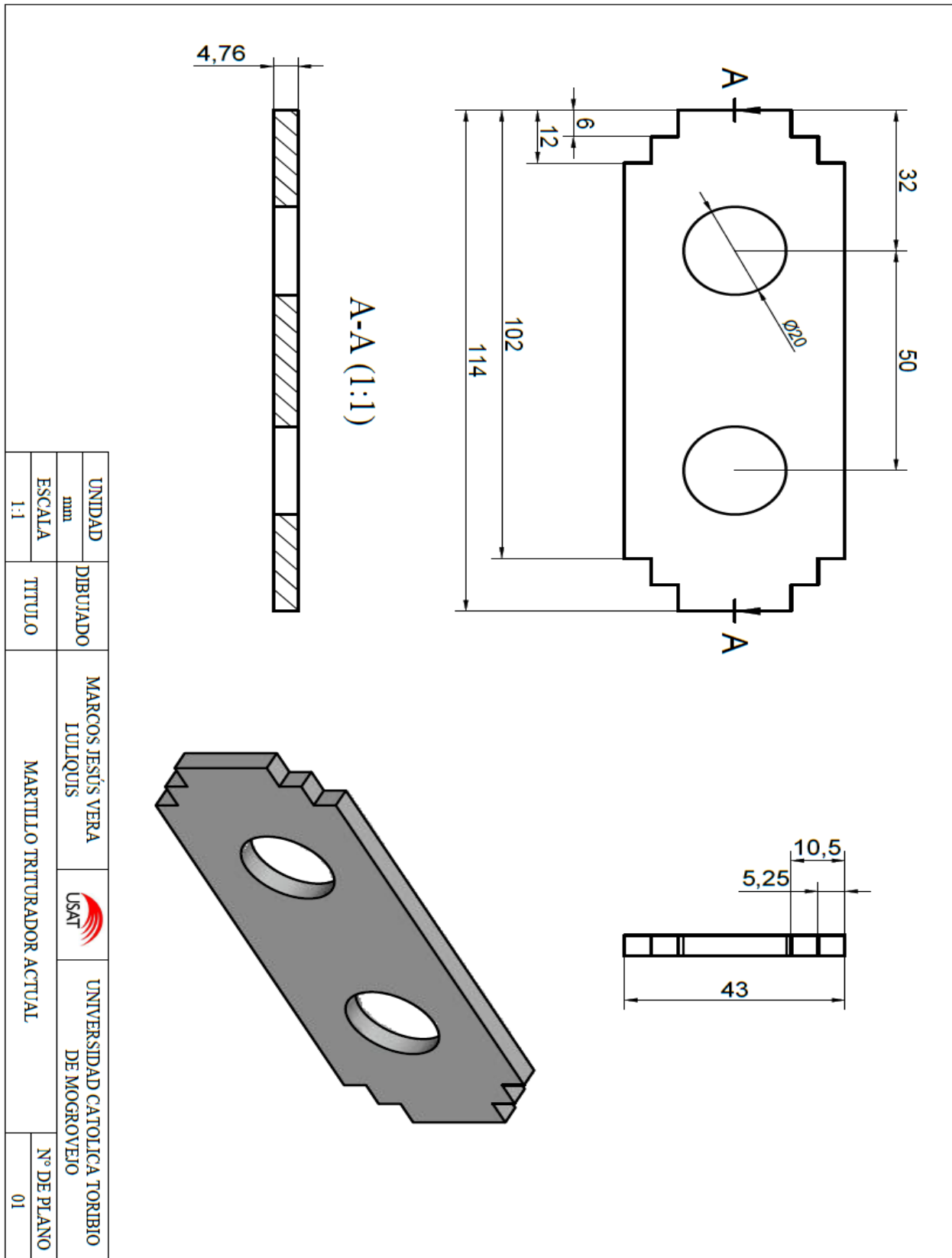
Anexo 44: Daño máximo que sufre el martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



Anexo 45: Factor de seguridad del martillo triturador actual, fabricado con acero AISI 304, para una carga de 300 N (Fuente: ANSYS).



Anexo 46: Planos del martillo triturador actual (Fuente: AutoCAD).



UNIDAD	DIBUJADO	MARCOS JESÚS VERA		UNIVERSIDAD CATOLICA TORIBIO DE MOGROVEJO	N° DE PLANO
mm	LUIJÓQUIS				
ESCALA	TÍTULO	MARTILLO TRITURADOR ACTUAL			
1:1					01

Anexo 47: Planos del nuevo diseño del martillo triturador (Fuente: AutoCAD).

