



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA
Y URBANISMO**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ
DE 100 KG/H PARA EL C.P SAN CRISTÓBAL,
DISTRITO - CAJARURO, PROVINCIA -
UTCUBAMBA, DEPARTAMENTO – AMAZONAS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor(es):

**Bach. Cerdán Tello, Luis Jonathan
Bach. Cubas Díaz, Santos Mac Donald**

Asesor:

Ing. Vives Garnique Juan Carlos

Línea de Investigación:

Ingeniería De Procesos Productivos

**Pimentel – Perú
2016**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ DE 100 KG/H PARA EL
C.P SAN CRISTÓBAL, DISTRITO - CAJARURO, PROVINCIA - UTCUBAMBA,
DEPARTAMENTO - AMAZONAS**

Aprobación de Tesis

Cerdán Tello Luis Jonathan

Cubas Diaz Santos Mac Donald

Autor (es)

Ing. Vives Garnique Juan Carlos
Asesor

MSc. Rojas Coronel Ángel Marcelo
Presidente del jurado de tesis

Mg. Gastiaturú Morales Silvia Yvone
Secretario del jurado de tesis

Ing. Vives Garnique Juan Carlos
Vocal del jurado de tesis

DEDICATORIA

Esta tesis está enteramente dedicada a mis padres por confiar en mí y brindarme su apoyo, a nuestro asesor especialista y a todos los docentes que nos formaron profesionalmente y por motivarnos al desarrollo de nuestra tesis; es obvio que sin ellos este sueño nunca hubiera podido ser cumplido. Sencillamente ellos son la base de nuestras vidas profesionales y toda nuestra vida les estaremos agradecidos. Realmente no hay palabras que logren expresar lo mucho que queremos agradecerles.

Cerdán Tello, Luis Jonathan

DEDICATORIA

Esta tesis está enteramente dedicada a mis padres por confiar en mí y brindarme su apoyo, a nuestro asesor especialista y a todos los docentes que nos formaron profesionalmente y por motivarnos al desarrollo de nuestra tesis; es obvio que sin ellos este sueño nunca hubiera podido ser cumplido. Sencillamente ellos son la base de nuestras vidas profesionales y toda nuestra vida les estaremos agradecidos. Realmente no hay palabras que logren expresar lo mucho que queremos agradecerles.

Cubas Díaz, Santos Mac Donald

AGRADECIMIENTO

A Dios por demostrarnos tantas veces su existencia y con ello darnos fuerzas para salir adelante de cada tropiezo.

A nuestros padres por su determinación, entrega y humildad que nos han demostrado.

A los ingenieros y profesionales en general de la USS que nos han apoyado incondicionalmente permitiéndonos realizar nuestra investigación, y a todos.

Un agradecimiento especial para: Ing. Juan Carlos Vives Garnique, Ing. Cesar Silva Sandoval, Ing. Jorge Cronwell Montaña Vásquez, MSc. Ángel Marcelo Rojas Coronel, MSc. Amaya Checa Manuel Luis y al Ing. Wilson Dennis Reyes Vásquez.

Cerdán Tello, Luis Jonathan

AGRADECIMIENTO

Dar Gracias a Dios en primer lugar por demostrarnos tantas veces su existencia y con ello darnos fuerzas para salir adelante de cada tropiezo de nuestras vidas.

Dar gracias a mis padres por su determinación, entrega, apoyo y humildad que nos han demostrado.

Dar gracias al asesor quien nos brindó su asistencia y asesoramiento permanente.

Dar Gracias colaboradores, tanto en Lambayeque como en la localidad del C.P. San Cristóbal que con su ayuda hemos podido explorar senderos distintos, con gratitud y amistad.

A los ingenieros y profesionales en general de la USS y UNPRG que nos han apoyado incondicionalmente permitiéndonos realizar nuestra investigación, y a todos.

Un agradecimiento especial para: Ing. Juan Carlos Vives Garnique, Ing. Cesar Silva Sandoval, Ing. Jorge Cronwell Montaña Vásquez, MSc. Ángel Marcelo Rojas Coronel, MSc. Amaya Checa Manuel Luis y al Ing. Wilson Dennis Reyes Vásquez.

Cubas Díaz, Santos Mac Donald

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ DE 100 KG/H PARA EL
C.P SAN CRISTÓBAL, DISTRITO - CAJARURO, PROVINCIA - UTCUBAMBA,
DEPARTAMENTO – AMAZONAS**

**DESIGN OF A MACHINE FOR GRINDING COFFEE OF 100 KG/H FOR
POPULATED CENTER SAN CRISTOBAL, CAJARURO DISTRICT,
UTCUBAMBA PROVINCE, AMAZONAS DEPARTMENT.**

Cerdán Tello Luis Jonathan
Cubas Díaz Santos Mac Donald

RESUMEN

El presente estudio de investigación tuvo por objeto definir, diseñar y dimensionar una máquina moladora de café de 100kg/h, para el Centro poblado San Cristóbal Distrito de Cajaruero – Amazonas.

La presente tesis requiere el diseño de una máquina para molido de café. El proceso de la máquina comenzará con la recepción del grano de café en la tolva, aproximadamente con 25kg cada 15 minutos lo que corresponde aproximadamente a 100kg/h; se especifica que la máquina es solo para molido de café tostado.

La máquina consta de una tolva para el ingreso y almacenamiento del café tostado, de una cámara de almacenamiento por donde estará el tornillo sinfín para el transporte del café y luego ser llevado a los discos moledores dentados el cual tendrá una compuerta y una válvula para regular los discos de molido de café, también tendrá un pequeño canal de descarga por donde saldrá el café molido en partículas para luego ser almacenado en recipientes.

Se consideró un plan de mantenimiento preventivo y correctivo para evitar posibles fallas en la máquina con respecto a la parte mecánica y eléctrica.

Se adjuntan los planos de diseño de la máquina al detalle, plano de la tolva, carcasa, eje con tornillo sinfín, discos de molido. Se desarrolló el análisis económico de la propuesta de diseño, VAN, TIR para determinar que es factible y rentable.

Palabras clave:

Industria agroalimentaria, café tostado en partículas, discos moledores, diseño de máquinas.

ABSTRACT

The objective of this research study was to define, design and sizing a coffee grinding machine of 100kg / h, to the town of San Cristobal Cajaruro District Centro - Amazonas.

This thesis required the design of a machine for coffee grinding.

The machine process starts with the receipt of coffee beans in the hopper, approximately 25 kg every 15 minutes which corresponds approximately 100kg / h; it specifies that the machine is only for ground roasted coffee.

The machine consists of a hopper for entry and storage of roasted coffee, a storage chamber where will be the endless screw to transport the coffee and then be taken to the toothed grinding discs which have a gate and a valve for regular coffee grinding discs, also have a small flume where ground coffee will then be particulate stored in containers.

A plan of preventive and corrective maintenance to avoid failures in the machine with respect to the mechanical and electrical part was considered.

Drawings attached machine design detail flat hopper, housing, worm shaft, grinding discs. The economic analysis of the design proposal, VAN, TIR was developed to determine what is feasible and profitable.

Keywords:

Food industry, roasted coffee particles and grinding discs, machine design

ÍNDICE

Páginas

I. INTRODUCCIÓN	XX
1.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.....	21
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	24
1.3. HIPÓTESIS	24
1.4. OBJETIVOS	24
1.5. JUSTIFICACIÓN	25
1.6. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	26
1.7 MARCO TEÓRICO:.....	31
1.7.1 Estado del Arte	31
1.7.2 Bases teórico científicas:	35
1.8 DEFINICIÓN DE LA TERMINOLOGÍA:	72
II. MÉTODOS Y MATERIALES	75
2.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	75
2.1.1. Tipo de la Investigación	75
2.1.2. Diseño de la investigación.....	75
2.2. MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN.....	75
2.3. POBLACIÓN Y MUESTRA	76
2.3.1. Población:	76
2.3.2. Muestra:	76
2.4. VARIABLES.....	76
2.4.1. Variables y operacionalización.....	76
2.4.1.1. Variable independiente:	76
2.4.1.2. Variable dependiente:	76
2.4.2. Operacionalización.....	77
2.4.2.2. Variables dependientes	78
2.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS:	79
2.6. VALIDACIÓN Y CONFIABILIDAD DE INSTRUMENTOS.....	80
2.7. PROPUESTA	81
2.7.1. Evaluación económica	81
2.7.1.1 VAN.....	81
2.7.1.2 TIR.....	82
2.7.1.3 PERIODO DE RECUPERACIÓN DE INVERSIÓN (PRI).....	82
2.8 ANÁLISIS ESTADÍSTICO E INTERPRETACIÓN DE LOS DATOS.....	83
2.8.1. ENFOQUE CUALITATIVO	83
2.8.2. ENFOQUE CUANTITATIVO.....	83

III. RESULTADOS	84
3.1. SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DEL PROCESO DE MOLIDO DE CAFÉ.....	84
3.2. CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS.....	97
3.2.1. <i>Cálculos para la Potencia de Molido.....</i>	98
3.2.2. <i>Cálculos para la Tolva:.....</i>	102
3.2.3. <i>Análisis de la tolva con software FEA:</i>	111
3.2.4. <i>Cálculo para el tornillo sinfín:.....</i>	114
3.2.5. <i>Cálculos mecánicos de los discos:</i>	126
3.2.6. <i>Análisis del disco móvil con software FEA.....</i>	130
3.2.7. <i>Cálculos mecánicos del disco fijo:</i>	132
3.2.8. <i>Análisis del disco fijo con software FEA.....</i>	134
3.2.9. <i>Poleas normalizadas por ISO.....</i>	136
3.2.10. <i>Selección de bandas de transmisión.....</i>	139
3.2.11. <i>Cálculo para el eje principal que contiene el tornillo sinfín.....</i>	145
3.2.12. <i>Análisis del Eje principal con software FEA.</i>	152
3.2.13. <i>Análisis del contenedor con software FEA.</i>	154
3.2.14. <i>Análisis del soporte del contenedor con software FEA.....</i>	157
3.2.15. <i>Análisis de los ejes que contienen a las poleas con software FEA.....</i>	159
3.2.16. <i>Selección de Rodamientos del eje principal.....</i>	162
3.2.17. <i>Análisis de rodamientos con software SolidWorks.....</i>	166
3.2.18. <i>Cálculo y diseño de la chaveta del eje.</i>	167
3.2.19. <i>Análisis de la chaveta del eje con software FEA:</i>	170
3.2.20. <i>Diseño y análisis de la estructura base.....</i>	172
3.2.21. <i>Sistema de regulación de Molido.</i>	177
3.2.22. <i>Diseño del Sistema Eléctrico.....</i>	177
3.2.23. <i>Plan de Mantenimiento de la máquina diseñada.</i>	182
3.2.24. <i>Desarrollo del Análisis Económico del Proyecto (VAN y TIR).....</i>	185
IV. DISCUSIÓN DE RESULTADOS	195
V. CONCLUSIONES	197
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	198
ANEXOS	203

ÍNDICE DE FIGURAS:

	Páginas
FIGURA 1: PLANTACIONES DE CAFÉ EN EL C.P SAN CRISTOBAL	30
FIGURA 2: MOLINILLO PARA COMERCIANTES DEL SIGLO XVIII	32
FIGURA 3: MOLINILLO DE MUELA DEL SIGLO XVIII	32
FIGURA 4: MOLINILLO DE METAL DEL SIGLO XVIII	32
FIGURA 5: MOLINILLO DE MURAL METÁLICO DEL SIGLO XVIII.....	33
FIGURA 6: MOLINILLO DE METAL DEL SIGLO XIX	33
FIGURA 7: PARTES DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ	34
FIGURA 8: PROCESO DEL CAFÉ.....	39
FIGURA 9: DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO CON RESPECTO AL ESFUERZO.	44
FIGURA 10: DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE POSITIVO.	44
FIGURA 11: DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE POSITIVO.	45
FIGURA 12: REPRESENTACIÓN DE LA FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR ASOCIADO.	45
FIGURA 13: DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.....	45
FIGURA 14: SUPERFICIE DE RUPTURA POR FATIGA	46
FIGURA 15: POLEA FIJA Y MÓVIL	50
FIGURA 16: POLEA FIJA Y MÓVIL	51
FIGURA 17: BANDA ABIERTA	52
FIGURA 18: BANDA ABIERTA	52
FIGURA 19: BANDA ABIERTA NO INVERSORA.....	53
FIGURA 20. BANDA CRUZADA.	53
FIGURA 21: BANDA ABIERTA CON MÚLTIPLES POLEAS	53
FIGURA 22: GRÁFICA DE TENSIÓN INICIAL VS TENSIÓN EN LA BANDA F1 O F2.	55
FIGURA 23: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD C_v , PARA BANDAS DE CUERO DE VARIOS ESPESORES. ...	56
FIGURA 24: TENSIÓN DE LA BANDA EN V	63
FIGURA 25: VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL CÁLCULO DE UNA TOLVA DE PIRÁMIDES	66
FIGURA 26: TOLVA CON FORMA DE TRONCO DE PIRÁMIDE (TRONCO PIRAMIDAL).....	67
FIGURA 27: VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL CÁLCULO DE UNA TOLVA TRONCO - CÓNICA.	67
FIGURA 28: TOLVA TRONCO-CÓNICA INVERTIDA.....	68
FIGURA 29: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE (DCL), DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	68
FIGURA 30: COMPONENTES DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA PARED DE ALIMENTACIÓN.	69
FIGURA 31: CARGA MÁXIMA EN LA PARED DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	70
FIGURA 32: CARGA MÁXIMA EN LA PARED DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	70
FIGURA 33: DIAGRAMA DE LAS BASES TEÓRICO CIENTÍFICAS.	72
FIGURA 34: DIAGRAMA DE LAS BASES TEÓRICO CIENTÍFICAS.	79
FIGURA 35: CAJA NEGRA DE LA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ.....	88
FIGURA 36: REPRESENTACIÓN LINEAL DE LA ESCALA VALORATIVA DEL ASPECTO TÉCNICO Y ECONÓMICO.	95
FIGURA 37: MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ	96

FIGURA 38: CARACTERÍSTICAS GRANULOMÉTRICAS DEL GRANO DE CAFÉ	97
FIGURA 39: VOLUMEN DE TRONCO PIRAMIDAL	102
FIGURA 40: ALTURA DE LA INCLINACIÓN DE LA TOLVA	104
FIGURA 41: FUERZA POR UNIDAD DE LONGITUD POR EL CAFÉ EN EL ÁREA INCLINADA	106
FIGURA 42: FUERZA POR UNIDAD DE LONGITUD EJERCIDA POR EL CAFÉ	106
FIGURA 43: CARGA DISTRIBUIDA A LO LARGO DE LA PLACA DE LA TOLVA EN N/M	107
FIGURA 44: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN LA PLACA DEBIDO A LA CARGA EN N	107
FIGURA 45: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR A LA CARGA DISTRIBUIDA DEL CAFÉ EN $N-M$	108
FIGURA 46: UBICACIÓN DEL AP Y Y EMPLEADOS PARA CALCULAR EL Q DE LOS TRES PERFILES	109
FIGURA 47: TOLVA SOMETIDA A FUERZAS EN SOFTWARE	111
FIGURA 48: TOLVA SOMETIDA A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	112
FIGURA 49: ANÁLISIS ESTÁTICO – DESPLAZAMIENTOS EN LA TOLVA	113
FIGURA 50: ANÁLISIS ESTÁTICO – FACTOR DE SEGURIDAD EN LA TOLVA	113
FIGURA 51: FORMA DEL CIRCUITO DE TRANSPORTE DEL TORNILLO SINFIN	119
FIGURA 52: MOMENTO DE INERCIA RESPECTO A UN EJE CENTRAL	122
FIGURA 53: CARGA PUNTUAL QUE VA A SUFRIR EL DISCO DEBIDO A LA POTENCIA SUMINISTRADA DEL MOTOR Y LA QUE EJERCERÁ EL PROPIO CAFÉ, EN N	127
FIGURA 54: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE V QUE VA A SUFRIR EL DISCO, EN N	127
FIGURA 55: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR QUE VA A SUFRIR EL DISCO, EN $N-M$	128
FIGURA 56: DISCO MÓVIL SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	130
FIGURA 57: ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESFUERZO DE VON MISES DEL DISCO MÓVIL	131
FIGURA 58: ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTO PARA EL DISCO MÓVIL CON SOFTWARE FEA	131
FIGURA 59: ANÁLISIS DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL DISCO MÓVIL CON SOFTWARE FEA	132
FIGURA 60: DISCO FIJO SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	134
FIGURA 61: ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESFUERZO DE VON MISES DEL DISCO FIJO EN SOFTWARE FEA	135
FIGURA 62: ANÁLISIS ESTÁTICO PARA DESPLAZAMIENTO DEL DISCO FIJO EN SOFTWARE FEA	135
FIGURA 63: ANÁLISIS ESTÁTICO PARA EL FACTOR DE SEGURIDAD DEL DISCO FIJO EN SOFTWARE FEA	136
FIGURA 64: DIÁMETRO DE POLEAS	138
FIGURA 65: EJE DEL TORNILLO SINFIN DEL MOLINO, Y LAS FUERZAS A LAS QUE ESTÁ SOMETIDO	145
FIGURA 66: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XY DEL EJE PRINCIPAL	146
FIGURA 67: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE DEL EJE PRINCIPAL EN EL PLANO XY	146
FIGURA 68: DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DEL EJE PRINCIPAL EN EL PLANO XY	147
FIGURA 69: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE PRINCIPAL EN EL PLANO XZ	147
FIGURA 70: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE DEL EJE PRINCIPAL EN EL PLANO XZ	147
FIGURA 71: DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DEL EJE PRINCIPAL EN EL PLANO XZ	148
FIGURA 72: EJE PRINCIPAL SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	152
FIGURA 73: ANÁLISIS DEL ESFUERZO DE VON MISES CON SOFTWARE FEA	153
FIGURA 74: ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTO DEL EJE PRINCIPAL SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	153
FIGURA 75: ANÁLISIS DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE PRINCIPAL SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA	154

FIGURA 76: <i>CONTENEDOR SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA.</i>	154
FIGURA 77: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – TENSIÓN DE VON MISES DEL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	155
FIGURA 78: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – DESPLAZAMIENTOS DEL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	156
FIGURA 79: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – FACTOR DE SEGURIDAD DEL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	156
FIGURA 80: <i>SOPORTE DEL CONTENEDOR SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA.</i>	157
FIGURA 81: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – TENSIÓN DE VON MISES DEL SOPORTE PARA EL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	158
FIGURA 82: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – DESPLAZAMIENTO DEL SOPORTE PARA EL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	158
FIGURA 83: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – FACTOR DE SEGURIDAD DEL SOPORTE PARA EL CONTENEDOR EN SOFTWARE FEA.</i>	159
FIGURA 84: <i>EJE SOMETIDO A FUERZAS EN SOFTWARE FEA.</i>	159
FIGURA 85: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – TENSIÓN DE VON MISES EN EL EJE.</i>	160
FIGURA 85: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – DESPLAZAMIENTOS EN EL EJE.</i>	161
FIGURA 87: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – FACTOR DE SEGURIDAD EN EL EJE.</i>	161
FIGURA 88: <i>CALCULADORA DE RODAMIENTOS.</i>	167
FIGURA 89: <i>FUERZAS EN UNA CHAVETA.</i>	167
FIGURA 90: <i>CHAVETA SOMETIDA A FUERZAS EN SOFTWARE FEA.</i>	170
FIGURA 91: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO EN LA CHAVETA – TENSIÓN DE VON MISES.</i>	171
FIGURA 92: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO EN LA CHAVETA – DESLIZAMIENTOS.</i>	171
FIGURA 93: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO EN LA CHAVETA – FACTOR DE SEGURIDAD.</i>	172
FIGURA 94: <i>ESTRUCTURA BASE DE LA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ.</i>	172
FIGURA 95: <i>JUNTAS SOLDADAS.</i>	173
FIGURA 96: <i>ESTRUCTURA BASE SOMETIDA A FUERZAS.</i>	173
FIGURA 97: <i>TENSIÓN AXIAL Y FLEXIÓN EN LA BASE</i>	175
FIGURA 98: <i>CARTELA</i>	175
FIGURA 99: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – DESPLAZAMIENTOS EN LA ESTRUCTURA BASE</i>	176
FIGURA 100: <i>ANÁLISIS ESTÁTICO – FACTOR DE SEGURIDAD EN LA ESTRUCTURA BASE</i>	176
FIGURA 101: <i>SISTEMA DE ARRANQUE DIRECTO ABB ENCAPSULADO</i>	178
FIGURA 102: <i>RELÉ TÉRMICO TF42</i>	179
FIGURA 103: <i>CIRCUITO DE MANDO O CONTROL.</i>	180
FIGURA 104: <i>CIRCUITO DE FUERZA O POTENCIA</i>	181
FIGURA 105: <i>GUÍA DE REFERENCIA PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA.</i>	205
FIGURA 106: <i>MEDICIONES DEL GRANO DE CAFÉ TOSTADO.</i>	206
FIGURA 107: <i>OBTENIENDO LA MASA DEL CAFÉ.</i>	206
FIGURA 108: <i>OBTENIENDO EL WORK INDEX.</i>	207
FIGURA 109: <i>ENTREVISTA A UN POBLADOR DEL C.P. SAN CRISTÓBAL</i>	207
FIGURA 109: <i>DISEÑO RENDERIZADO DE LA MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ.</i>	209

ÍNDICE DE TABLAS

	Páginas
TABLA 1: <i>PARÁMETROS DE DISTINTOS MODELOS DE MÁQUINAS MOLEDORAS DE CAFÉ</i>	34
TABLA 2: <i>VALORES DE M PARA LOS DOS TIPOS DE COJINETES</i>	42
TABLA 3: <i>VALORES DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL (K_A)</i>	47
TABLA 4: <i>VALORES DEL FACTOR DE TEMPERATURA (K_D)</i>	48
TABLA 5: <i>VALORES DEL FACTOR DE CONFIABILIDAD DEL DISEÑO (K_E)</i>	49
TABLA 6: <i>CARACTERÍSTICAS DE LOS TIPOS COMUNES DE BANDAS</i>	51
TABLA 7: <i>PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES DE LAS BANDAS PLANAS Y REDONDAS (DIÁMETRO = D, ESPESOR = T, ANCHO = W)</i>	57
TABLA 8: <i>TAMAÑOS MÍNIMOS DE POLEAS PARA BANDAS PLANAS Y REDONDAS DE URETANO (DIÁMETROS PROPORCIONADOS EN PULGADAS)</i>	57
TABLA 9: <i>TAMAÑOS MÍNIMOS DE POLEAS PARA BANDAS DE CUERO (DIÁMETROS PROPORCIONADOS EN PULGADAS)</i>	58
TABLA 10: <i>ALTURA DE CORONAMIENTO Y DIÁMETROS ISO DE POLEAS DE BANDAS PLANAS</i>	58
TABLA 11: <i>SECCIONES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR</i>	59
TABLA 12: <i>CIRCUNFERENCIAS INTERIORES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR</i>	59
TABLA 13: <i>DIMENSIONES DE CONVERSIÓN DE LONGITUD</i>	59
TABLA 14: <i>POTENCIAS NOMINALES PARA BANDAS EN V ESTÁNDAR</i>	61
TABLA 15: <i>FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO K_I PARA TRANSMISIONES DE BANDA PLANA W Y EN V</i>	62
TABLA 16: <i>FACTOR DE CORRECCIÓN DE LONGITUD DE BANDA K_2</i>	62
TABLA 17: <i>FACTOR DE SERVICIO SUGERIDOS K_s, PARA TRANSMISIONES DE BANDA EN V</i>	63
TABLA 18: <i>FACTOR DE SERVICIO SUGERIDOS K_s, PARA TRANSMISIONES DE BANDA EN V</i>	64
TABLA 19: <i>PARÁMETROS DE DURABILIDAD PARA ALGUNAS SECCIONES DE BANDA EN V</i>	65
TABLA 20: <i>DENSIDAD APARENTE DEL CAFÉ EN SUS DISTINTOS ESTADOS</i>	66
TABLA 21: <i>PARÁMETROS DE DURABILIDAD PARA ALGUNAS SECCIONES DE BANDA EN V</i>	75
TABLA 22: <i>VARIABLES INDEPENDIENTES</i>	77
TABLA 23: <i>VARIABLES DEPENDIENTES</i>	78
TABLA 24: <i>TABLA DE ANÁLISIS DE RENTABILIDAD</i>	81
TABLA 25: <i>LISTA DE EXIGENCIAS MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ</i>	86
TABLA 26: <i>MATRIZ MORFOLÓGICA INICIAL</i>	90
TABLA 27: <i>MATRIZ MORFOLÓGICA FINAL</i>	91
TABLA 28: <i>CRITERIOS TÉCNICOS Y ECONÓMICOS</i>	92
TABLA 29: <i>EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES SEGÚN EL VALOR TÉCNICO</i>	94
TABLA 30: <i>EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES SEGÚN EL VALOR ECONÓMICO</i>	95
TABLA 31: <i>GRANULOMETRÍA DE LONGITUDES DEL CAFÉ</i>	98
TABLA 32: <i>CLASIFICACIÓN DE LA MOLIENDA Y MÉTODOS RECOMENDADOS PARA LA PREPARACIÓN DEL CAFÉ</i> ..	99
TABLA 33: <i>DETERMINACIÓN DEL WORK INDEX, SEGÚN LA LEY DE BOND EN $kWh/(TON-CORTA)$</i>	101

TABLA 34: <i>EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES DIMENSIONES DE LA TOLVA</i>	103
TABLA 35: <i>INTERPOLACIÓN DE LA EVALUACIÓN DEL RADIO DEL RADIO MAYOR Y MENOR DE LA TOLVA DE GEOMETRÍA TROCOPIRAMIDAL INVERTIDA</i>	103
TABLA 36: <i>TABLA DE FORMATOS PARA PLANCHAS DE ACEROS INOXIDABLES ASTM A240/ASME SA240</i>	108
TABLA 37: <i>ESPESOR DE LÁMINA Y ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO</i>	110
TABLA 38: <i>ESPESOR DE LÁMINA Y ESFUERZO FLEXIONANTE MÁXIMO</i>	110
TABLA 39: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA TOLVA</i>	112
TABLA 40: <i>TABLA GRANULOMÉTRICA CONTENIENDO EL VOLUMEN Y LA MASA DEL GRANO DE CAFÉ</i>	114
TABLA 41: <i>CLASES DE MATERIALES</i>	118
TABLA 42: <i>FACTOR DE CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR CON PASO ESPECIAL</i>	119
TABLA 43: <i>CAPACIDAD DE TRANSPORTE – PIES CÚBICOS POR HORA</i>	120
TABLA 44: <i>OBTENIENDO LOS VALORES DEL DIÁMETRO DEL EJE, DE ACUERDO A LA ECUACIÓN DEL FLUJO MÁXICO PARA TORNILLOS SIN FÍN TRANSPORTADORES</i>	121
TABLA 45: <i>MOMENTOS DE INERCIA DE LOS ELEMENTOS</i>	123
TABLA 46: <i>ACELERACIONES, VELOCIDADES ANGULARES, FUERZAS, TORQUES Y POTENCIA EN VACÍO</i>	124
TABLA 47: <i>TABLA DE MOTORES ELÉCTRICOS CON DIFERENTES ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA SU CORRECTA SELECCIÓN</i>	125
TABLA 48: <i>ESFUERZO POR FLEXIÓN EN EL DISCO MÓVIL</i>	128
TABLA 49: <i>ESFUERZO POR FUERZA CORTANTE EN EL DISCO MÓVIL</i>	128
TABLA 50: <i>FACTOR DE SEGURIDAD DEL DISCO MÓVIL</i>	129
TABLA 51: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL DISCO MÓVIL</i>	130
TABLA 52: <i>ESFUERZO POR FLEXIÓN EN EL DISCO FIJO</i>	132
TABLA 53: <i>ESFUERZO POR FUERZA CORTANTE EN EL DISCO FIJO</i>	133
TABLA 54: <i>FACTOR DE SEGURIDAD EN EL DISCO FIJO</i>	133
TABLA 55: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS DEL DISCO FIJO CON SOFTWARE FEA</i>	134
TABLA 56: <i>DIÁMETROS ISO DE POLEAS Y ALTURA DE CORONAMIENTO W, EN PULGADAS</i>	136
TABLA 57: <i>SELECCIONES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR</i>	139
TABLA 58: <i>DIMENSIONES DE CONVERSIÓN DE LONGITUD</i>	139
TABLA 59: <i>FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO KI</i>	140
TABLA 60: <i>DATOS DE LAS POLEAS EN RPM 1ER TRAMO</i>	140
TABLA 61: <i>FACTORES DE CORRECCIÓN</i>	140
TABLA 62: <i>FACTOR DE LONGITUD DE BANDA</i>	141
TABLA 63: <i>FACTOR DE SERVICIO Y DESIGNACIÓN DE LA BANDA</i>	141
TABLA 64: <i>DATOS DE LAS POLEAS EN RPM 2DO TRAMO</i>	141
TABLA 65: <i>FACTORES DE CORRECCIÓN</i>	142
TABLA 66: <i>FACTOR DE LONGITUD DE BANDA</i>	142
TABLA 67: <i>FACTOR DE SERVICIO Y DESIGNACIÓN DE LA BANDA</i>	142
TABLA 68: <i>DATOS DE LAS POLEAS EN RPM, 3ER TRAMO</i>	143
TABLA 69: <i>FACTORES DE CORRECCIÓN</i>	143
TABLA 70: <i>FACTOR DE LONGITUD DE BANDA</i>	143

TABLA 71: <i>FACTOR DE SERVICIO Y DESIGNACIÓN DE LA BANDA.</i>	143
TABLA 72: <i>DATOS DE LAS POLEAS EN RPM EL 4TO TRAMO.</i>	144
TABLA 73: <i>FACTORES DE CORRECCIÓN.</i>	144
TABLA 74: <i>FACTOR DE SERVICIO Y DESIGNACIÓN DE LA BANDA.</i>	144
TABLA 75: <i>MÉTODO ESFUERZO - VIDA.</i>	149
TABLA 76: <i>VALORES DE LOS FACTORES QUE MODIFICAN EL DISEÑO ESCOGIDO.</i>	150
TABLA 77: <i>LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA, FACTOR DE SEGURIDAD, SEGÚN LA ECUACIÓN DE GOODMAN – MOD (EJE PRINCIPAL).</i>	151
TABLA 78: <i>VALORES SOBRE EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA, FACTOR DE SEGURIDAD, SEGÚN LA ECUACIÓN DE GOODMAN – MOD (TODOS LOS EJES).</i>	151
TABLA 79: <i>VALORES DEL S'E Y DEL SE, PARA DETERMINAR EL DIÁMETRO Y FACTOR DE SEGURIDAD.</i>	151
TABLA 80: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE PRINCIPAL.</i>	152
TABLA 81: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL CONTENEDOR.</i>	155
TABLA 82: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SOPORTE DEL CONTENEDOR.</i>	157
TABLA 83: <i>RESULTADO DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE.</i>	160
TABLA 84: <i>CAPACIDAD DE CARGA DE RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS.</i>	163
TABLA 85: <i>FACTOR DE SEGURIDAD.</i>	163
TABLA 86: <i>FACTOR DE VIDA.</i>	164
TABLA 87: <i>FACTOR PARA EL TIPO DE RODAMIENTO Y LUBRICACIÓN.</i>	164
TABLA 88: <i>CARACTERÍSTICAS DEL RODAMIENTO SKF 6010.</i>	166
TABLA 89: <i>CARACTERÍSTICAS DE LA CHAVETA.</i>	168
TABLA 90: <i>RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA CHAVETA.</i>	170
TABLA 91: <i>CARGA QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA BASE.</i>	174
TABLA 92: <i>RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA BASE.</i>	174
TABLA 93: <i>CAÍDA DE TENSIÓN POR SECCIÓN O CALIBRE DE CABLE.</i>	179
TABLA 94: <i>CATÁLOGO DE CONTACTORES, SEGÚN LA POTENCIA DEL MOTOR, EN HP O EN kW DE SCHNEIDER ELÉCTRIC.</i>	182
TABLA 95: <i>PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO - CORRECTIVO.</i>	185
TABLA 96: <i>CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES MECÁNICOS.</i>	187
TABLA 97: <i>CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES ELÉCTRICOS.</i>	188
TABLA 98: <i>CUADRO DE COSTOS POR MANO DE OBRA.</i>	189
TABLA 99: <i>CUADRO DE COSTOS DE MAQUINARIAS Y EQUIPOS UTILIZADOS.</i>	190
TABLA 100: <i>FLUJO DE EFECTIVO</i>	191
TABLA 101: <i>ANÁLISIS DE RENTABILIDAD (VAN, TIR, B/C).</i>	192
TABLA 101: <i>CONDICIONES PARA RENTABILIDAD Y ACEPTACIÓN DE UN PROYECTO DE INVERSIÓN.</i>	193
TABLA 102: <i>RESULTADOS DEL VAN, TIR Y B/C.</i>	194

ÍNDICE DE ECUACIONES

	Páginas
ECUACIÓN 1: CLASIFICACIÓN DE CARGA ESTÁTICA DE COJINETE DE BOLAS.	42
ECUACIÓN 2: CLASIFICACIÓN DE CARGA ESTÁTICA DE COJINETE DE RODILLOS.	42
ECUACIÓN 3: ENERGÍA DE DEFORMACIÓN.....	43
ECUACIÓN 4: ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN.....	43
ECUACIÓN 5: ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN.....	43
ECUACIÓN 6: ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN CON LOS ESFUERZOS PRINCIPALES.....	43
ECUACIÓN 7: CONDICIÓN DE LA DISTORSIÓN.....	43
ECUACIÓN 8: ESFUERZOS PRINCIPALES ASOCIADOS AL LÍMITE DE FLUENCIA.....	43
ECUACIÓN 9: ENERGÍA DE DISTORSIÓN ASOCIADO CON LÍMITE DE FLUENCIA Y EL MÓDULO DE YOUNG.....	43
ECUACIÓN 10: ESFUERZO PERMISIBLE.....	46
ECUACIÓN 11: FACTOR DE SEGURIDAD.....	46
ECUACIÓN 12: ESFUERZO DE VON MISES.....	46
ECUACIÓN 13: ECUACIÓN DE MARÍN.....	47
ECUACIÓN 14: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL.....	47
ECUACIÓN 15: FACTOR DE TAMAÑO.....	47
ECUACIÓN 16: FACTOR DE CARGA.....	48
ECUACIÓN 17: VARIACIÓN DE TRANSFORMACIÓN.....	49
ECUACIÓN 18: FACTOR DE DISEÑO DE CONFIABILIDAD.....	49
ECUACIÓN 19: ESFUERZO NORMAL MÁXIMO.....	49
ECUACIÓN 20: ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.....	49
ECUACIÓN 21: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS.....	49
ECUACIÓN 22: CONDICIÓN DE EQUILIBRIO DE FUERZA EN POLEAS FIJAS.....	50
ECUACIÓN 23: CONDICIÓN DE EQUILIBRIO DE FUERZA EN POLEAS MÓVILES.....	51
ECUACIÓN 24: CONDICIÓN DE EQUILIBRIO DE FUERZA EN POLEAS MÓVILES.....	51
ECUACIÓN 25: ECUACIONES DE ÁNGULOS DE CONTACTO.....	54
ECUACIÓN 26: LONGITUD DE BANDA.....	54
ECUACIÓN 27: LONGITUD DE BANDA, PARA BANDAS CRUZADAS.....	54
ECUACIÓN 28: VELOCIDAD DE BANDA.....	54
ECUACIÓN 29: TENSIÓN CIRCUNFERENCIAL DEBIDA A LA FUERZA CENTRÍFUGA.....	55
ECUACIÓN 30: ECUACIÓN DE TENSIÓN INICIAL.....	55
ECUACIÓN 31: ECUACIÓN DE TENSIÓN DEL LADO TENSO.....	55
ECUACIÓN 32: ECUACIÓN DE TENSIÓN DEL LADO HOLGADO.....	55
ECUACIÓN 33: POTENCIA NOMINAL.....	56
ECUACIÓN 34: TENSIÓN PERMISIBLE MÁXIMA, EN LBF.....	56
ECUACIÓN 35: FRICCIÓN.....	57
ECUACIÓN 36: LONGITUD DE PASO.....	60
ECUACIÓN 37: POTENCIA PERMITIDA.....	60

ECUACIÓN 38: COEFICIENTE DE FRICCIÓN	60
ECUACIÓN 39: POTENCIA DE DISEÑO	60
ECUACIÓN 40: FUERZA TRANSMITIDA EN LA BANDA.....	64
ECUACIÓN 41: TENSIÓN MAYOR	64
ECUACIÓN 42: FACTOR DE SEGURIDAD.....	64
ECUACIÓN 43: VIDA EN HORAS DE LAS BANDAS EN V.....	65
ECUACIÓN 44: DENSIDAD APARENTE DEL CAFÉ.	66
ECUACIÓN 45: VOLUMEN DE TRONCO DE PIRÁMIDE.....	67
ECUACIÓN 46: VOLUMEN DE TRONCO DE PIRÁMIDE.....	68
ECUACIÓN 47: PESO DEL CAFÉ.	68
ECUACIÓN 48: PRIMERA CONDICIÓN DE EQUILIBRIO ESTÁTICO.	69
ECUACIÓN 49: SEGUNDA CONDICIÓN DE EQUILIBRIO ESTÁTICO.	69
ECUACIÓN 50: MOMENTO MÁXIMO DESARROLLADO EN UNA PLACA.....	70
ECUACIÓN 51: ESFUERZO MÁXIMO DEBIDO A LA FLEXIÓN EN LA PLACA DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN	71
ECUACIÓN 52: MOMENTO DE INERCIA DE PLACA.	71
ECUACIÓN 53: ESFUERZOS PRIMARIOS O PRINCIPALES.....	71
ECUACIÓN 54: COMPROBACIÓN DE QUE LA PLACA NO FALLE	71
ECUACIÓN 55: ECUACIÓN DE LA DENSIDAD DE UN CUERPO, ESPECÍFICAMENTE DEL CAFÉ.	97
ECUACIÓN 56: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA POR UNIDAD DE MASA, SEGÚN EL MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO DE PERRY Y GREEN.	99
ECUACIÓN 57: DETERMINACIÓN DEL WORK INDEX, SEGÚN EL MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO DE PERRY Y GREEN.	100
ECUACIÓN 58: PRESIÓN QUE EJERCE UN FLUIDO A UNA ALTURA DETERMINADA, SOBRE UN PUNTO CONTENIDO EN UN PLAZO HORIZONTAL.....	104
ECUACIÓN 59: ÁREA DE UN TRAPECIO	104
ECUACIÓN 60: PRESIÓN DE UNA FUERZA F A UNA SECCIÓN TRANSVERSAL.....	105
ECUACIÓN 61: ECUACIÓN DE LA FUERZA DE EMPUJE DEL CAFÉ.....	106
ECUACIÓN 60: ESFUERZO CORTANTE PRODUCTO DE LA FUERZA CORTANTE VERTICAL QUE SUFRE UNA VIGA, BAJO EFECTO DE CUALQUIER CARGA.....	109
ECUACIÓN 61: MOMENTO CON RESPECTO AL EJE CENTROIDAL.....	109
ECUACIÓN 64: VOLUMEN INTERIOR DEL CONTENEDOR.	114
ECUACIÓN 65: VOLUMEN INTERIOR DE LA ZONA DE TRANSPORTE.	115
ECUACIÓN 66: FLUJO DE CAUDAL O FLUJO VOLUMÉTRICO QUE TRANSPORTA EL TORNILLO SINFIN.	118
ECUACIÓN 67: NÚMEROS DE RPM DEL TORNILLO SINFÍN TRANSPORTADOR.....	119
ECUACIÓN 68: FORMULA DEL FLUJO MÁXICO PARA TORNILLO SINFÍN TRANSPORTADOR EN KG/H.	120
ECUACIÓN 69: MOMENTO INERCIAL DE EJES.....	122
ECUACIÓN 70: POTENCIA DE MOLIDO.....	123
ECUACIÓN 71: POTENCIA DE MECÁNICA DE MOVIMIENTO CIRCULAR.....	126
ECUACIÓN 72: POTENCIA QUE BRINDA EL MOTOR.....	126
ECUACIÓN 73: VELOCIDAD DE AVANCE.	126

ECUACIÓN 74: FUERZA DE AVANCE.	127
ECUACIÓN 75: ESFUERZO DE VON MISSES O ESFUERZO PLANO, EN FUNCIÓN DE LAS COMPONENTES XYZ Y DEL ESFUERZO APLICADO.	129
ECUACIÓN 76: RELACIÓN DE TRANSMISIÓN EN POLEAS.	137
ECUACIÓN 77: DIÁMETRO DE ACUERDO A GOODMAN - MOD.	150
ECUACIÓN 78: GOODMAN – MOD EN TÉRMINOS DE FACTOR DE SEGURIDAD.	150
ECUACIÓN 79: CARGA RESULTANTE DE RODAMIENTOS.	162
ECUACIÓN 80: CARGA DINÁMICA.	165
ECUACIÓN 81: CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA REQUERIDA.	165
ECUACIÓN 82: CONDICIÓN NECESARIA EN RODAMIENTOS.	165
ECUACIÓN 83: CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA REQUERIDA.	165
ECUACIÓN 84: CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE.	165
ECUACIÓN 85: FALLA DEBIDA AL ESFUERZO CORTANTE.	168
ECUACIÓN 86: ESFUERZO CORTANTE EN LA CHAVETA.	168
ECUACIÓN 87: FALLA DEBIDO A LA COMPRESIÓN.	169
ECUACIÓN 88: ESFUERZO NORMAL EN LA CHAVETA.	169
ECUACIÓN 89: <i>CÁLCULO PARA LA INTENSIDAD DEL MOTOR.</i>	177
ECUACIÓN 90: <i>INTERVALO DE CORRIENTE PARA PROTECCIÓN DEL MOTOR.</i>	178
ECUACIÓN 91: <i>CAÍDA DE TENSIÓN EN UN CONDUCTOR.</i>	179

ÍNDICE DE PLANOS:

PLANO 1: PLANO ENSAMBLAJE

PLANO 2: ESTRUCTURA BASE

PLANO 3: TOLVA

PLANO 4: CARCASA

PLANO 5: DISCOS DE MOLIDO

PLANO 6: RECOLECTOR

PLANO 7: EJE PRINCIPAL

PLANO 8: POLEAS

PLANO 9: CUBIERTA PROTECTORA DE LA REGULACIÓN

I. INTRODUCCIÓN

El presente estudio de investigación titulado “Diseño de una Máquina Moledora de Café de 100 kg/h se desarrolló tomando como referencia la problemática del C.P San Cristóbal en cuanto a tecnología de procesamiento de molido de café y consta del siguiente contenido.

Se presenta el problema de la investigación referido a la problemática local, nacional e internacional en cuanto a la molienda de café, a continuación del problema de investigación.

En el marco teórico se presentó los antecedentes de la investigación en cuanto al molido de café, el estado del arte y las bases teóricas científicas.

En cuanto al Análisis e interpretación de los resultados, se realizó, entrevistas en el C.P y experimentos con los granos de café para obtener la potencia necesaria de moltura, de acuerdo a leyes para desintegración sólida y para un procesamiento de 100kg/h; Así mismo, se determinó de acuerdo a la norma VDI 2221 una MATRIZ MORFOLÓGICA para selección de los elementos electromecánicos de los que consta la máquina, así como la evaluación técnica y económica de los criterios considerados en la LISTA DE EXIGENCIAS, como la respectiva caja de funciones o caja negra de la máquina. Además, se plantea el diseño de la máquina, así como los componentes principales, evaluación económica del VAN y del TIR, así como la tabla de mantenimiento preventivo y correctivo.

Posteriormente se exponen las conclusiones y discusiones de los resultados, en base a los objetivos planteados en el presente estudio de investigación.

Culminando la presente tesis, se exponen los Anexos, donde se encuentran los planos que componen la propuesta de diseño de la máquina para molido de café de una capacidad de 100 kg/h, ficha técnica de la máquina moledora de café.

Finalmente Se llegó a la conclusión que el diseño de la máquina es factible.

1.1. Situación Problemática

Se consideran diferentes tipos de molinos que pueden ser a la vez tanto manuales o eléctricos. De acuerdo al tipo de molienda a utilizar se considera como realizar la preparación del café en el empaque, mientras que en casa tú elijas el grado de molienda y además la preparación.

(Díaz Gómez, 2015)

La molienda consiste en la reducción del tamaño del grano tostado para facilitar la extracción de los aromas y de los compuestos solubles durante la preparación como bebida.

Para evitar un bajo desarrollo o un exceso de extracción de los componentes del sabor, se hace necesario ajustar los molinos al tamaño establecido para el tamaño establecido para garantizar este efecto.

(Federación Nacional de Cafeteros de Colombia, 2010)

Las propiedades físicas del grano tostado serán fundamentales en la molienda de este; la consideración principal es no realizar la molienda después de haberse realizado el tostado esto debido a que son dúctiles (muy blandos) presentan consistencia y propiedades similares a los plásticos, los cuales en vez de producirse la reducción en tamaño son aplanados por las muelas de los molinos.

Dicho lo anterior es necesario dejar enfriar los granos tostados hasta la temperatura ambiente, esto permite el endurecimiento del grano y a la vez se vuelvan quebradizos. Así mismo el agua juega un papel importante, deben tener un porcentaje entre el 6% o al 7%, la absorción excesiva ocasiona que adquieran las propiedades de los plásticos.

La estructura natural del grano debido a su superficie concoidal, permite que estos se fracturen cuando pasa a través de los discos de molido, siendo estos los equipos que más amplio uso en la industria tienen

El análisis granulométrico del café tostado y molido es realizado en tamices vibratorios y de acuerdo a normas ISO, A.F.N.O.R; AOAC; reflejadas en las normas del ICONTEC.

Fuente: (Riaño Luna)

Un impacto importante tiene el grado de espesor de la molienda en el proceso de elaboración de la bebida, y es crítico saber combinar la consistencia del grado de fineza del café con el método de elaboración para poder extraer un sabor óptimo de los granos tostados.

Se debe tener cuidado especial cuidado en el molido, debido a que cuando los granos se muelen demasiado para un determinado método de elaboración expondrán demasiada área superficial al agua caliente y producirán un gusto amargo y áspero, si se muele poco y se dejan partículas excesivamente gruesas, se producirá un café débil, acuoso y carente de sabor.

De los diversos métodos de molienda, existe una basada en dos elementos giratorios que machacan o que rasgan el grano con menos riesgo de quemarse. Las cuchillas pueden tener forma redonda o cónica; los últimos son más silenciosos y se atascan menos, además de garantizar un tamaño razonablemente constante.

(Galindo Veliz & Muñoz Lozano, 2011)

En el proceso de molienda el grano de café tostado es subdividido por acción mecánica, en partículas bastante pequeñas.

Este proceso se realiza con el objetivo de la extracción de componentes solubles y volátiles del café tostado (Parra. Op. Cit 1998). Que trae consigo dos consecuencias básicas, la primera es una mayor liberación de dióxido de carbono contenido en el grano, y la segunda es que aumenta el área expuesta al oxígeno residual que contenga el empaque, así como la humedad proveniente del ambiente donde el café ha sido almacenado, lo que puede afectar la calidad del mismo. Por esta causa, y dependiendo de la disponibilidad del oxígeno, el café tostado y molido sufrirá oxidación de los componentes del aroma y rancidez de los lípidos con mucha facilidad, atribuyéndose a estos cambios la pérdida de sabor y generación de malos olores durante el almacenamiento del café

En San Martín Los agricultores del campo traen el café pergamino; luego lo ponen en una máquina trilladora que se encarga de trillararlo hasta convertirlo en lo que denomina el “grano oro”, que es la segunda fase de la semilla del café; posteriormente seleccionan los “grano oro” en una malla para separar los tamaños y lograr un tostado uniforme, luego los colocan en la tostadora para sacar el grano de café tostado seleccionado, se tuesta adecuadamente controlando parámetros que manejan como tiempo, llama, temperatura y color, finalmente se enfría hasta pasarlo al molino para moler el café.

La molienda consiste en colocar los granos de café tostado en el molino para sacar el polvo que ya sirve para preparar el café en sus distintas variedades, se pretende que todos consuman café y buscar tengan un molino en su casa para moler el café, ya que es mejor llevar el café en grano y no molido para evitar que pierda aroma, sabor y cuerpo, ya que el café molido tiende a ir perdiendo su fuerza en cada día, en cambio al llevar a casa granos de café y colocarlos en un envase herméticamente sellado se puede conservar mejor el café.

Pero no todos tienen un molino en la cocina, así que la solución inmediata es una licuadora, agarras unos cuantos gramos, solo la cantidad que vas a utilizar en ese momento y lo licúas.

Existen diferentes tipos de moliendas, existe un tipo que es para preparar el café pasado y para ello tienes que tener tus jarritas especiales para pasar café; existe el otro tipo de molienda que es más finita y sirve para preparar el conocido capuchino, hay moliendas muchísimo más delgadas para preparar los cafés expresos que son las verdaderas esencias de cafés.

(Gutiérrez, 2013)

En Amazonas, específicamente en Utcubamba, durante el periodo 2013 – 2014, se ha obtenido una producción de 12502 toneladas de café, en la provincia se cuenta con dos Cooperativas Agrarias Cafetaleras ubicadas en la ciudad capital Bagua Grande y en la localidad de Lonya Grande con los procesos de despulpado, secado, tostado y molido los cuales son realizados principalmente en la Cooperativa Agraria Cafetalera ubicada en Bagua Grande, la cual procesa 10 Quintales de Café en el periodo de un mes, de 100 a 120 quintales de café al año, y su baja cantidad de procesamiento de café se debe por la falta de inversión en el procesamiento del café.

Fuente: Elaboración Propia

El Centro Poblado San Cristóbal está situado a una altura de 2673 msnm., ubicado en las coordenadas UTM 811228.00 m E y 9353695.00 m S, cuenta con un promedio de 200 familias y un aproximado de 500 pobladores de los cuales el 80% de ellos se dedica a la actividad económica de la agricultura del café siendo su cultivo principal es el café, cuenta además con un aproximado de 200 Hectáreas para el sembrío de café, así mismo en el presente Centro Poblado se obtienen aproximadamente 2000 quintales de café únicamente en el Centro Poblado y en los caseríos aledaños un aproximado de 10000 quintales de café,

cada hectárea de cultivo rinde aproximadamente 40 a 50 quintales por hectárea de café, dado que la plaga de la roya la producción en cosecha de café ha disminuido en la localidad entre un aproximado de 40 a 50%.

La localidad no cuenta con la tecnología para la molienda de café, es decir no existen máquinas ya sean artesanales o industriales para realizar los procesos antes mencionados y dado a que no cuentan con las tecnologías mencionadas su café es vendido principalmente a las grandes ciudades luego de que el café es despulpado mecanizado y secado artesanal.

Adicionalmente a la necesidad tecnológica, se suma la necesidad de mejorar las condiciones económicas al café al realizar el proceso del molido, reduciendo los costos por transporte del café luego de secado a la intemperie y el tostado casero.

(Torres, 2015)

1.2. Formulación Del Problema

¿Cómo lograr una mejora económica, mediante el proceso de molienda mecanizada de café para los agricultores del Centro Poblado San Cristóbal?

1.3. Hipótesis

El diseño de la máquina moledora de café, mejoró las condiciones económicas de los agricultores en el C.P San Cristóbal, en el distrito de Cajaruro, provincia de Utcubamba, departamento de Amazonas.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General:

“Diseñar una máquina moledora de café de 100 kg/h para mejorar la productividad y las condiciones económicas de los agricultores en el centro poblado San Cristóbal, de acuerdo a los estándares internacionales de calidad, seguridad, higiene industrial y de gestión ambiental.”

1.4.2. Objetivos Específicos:

Determinar las características actuales de las técnicas para el proceso del molido de café.

Seleccionar y diseñar el sistema mecánico del proceso de molido de café.

Realizar los cálculos de los elementos de máquinas del sistema mecánico.

Analizar con software de simulación CAD los elementos mecánicos críticos de la máquina.

Elaboración de los planos de la máquina diseñada, empleando software CAD.

Elaborar un Plan de Mantenimiento de la máquina diseñada a fin de un correcto funcionamiento.

Desarrollar el análisis económico del proyecto (TIR y VAN).

1.5. Justificación

La presente tesis está enfocada en los bajos ingresos económicos en la actividad agrícola cafetalera, además en la falta de tecnología al solo realizar el proceso de despulpado y secado de café en el Centro Poblado San Cristóbal, Distrito Cajaruro, Provincia Utcubamba, departamento Amazonas.

Con nuestro proyecto de investigación vamos a beneficiar a la población dedicada a la agricultura, aportando una tecnología con la que aún no se cuenta en la localidad.

La máquina a diseñar será ambientalmente amigable, dado que el centro poblado cuenta con energía eléctrica y no se implementaría con un sistema de combustión interna o quemado de combustibles.

Se busca incrementar los ingresos económicos al procesar el café mediante el molido.

El aporte del diseño de la máquina será factible para su fabricación.

1.6. Antecedentes de la investigación

En Ecuador:

Según Bermeo Martínez Diana, en el 2014 en su proyecto titulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE MARTILLOS TRITURADOR DE GRANOS PARA GRANJAS AVÍCOLAS”, el cual tuvo como objetivo “Reducir costos de producción de las aves, debido a que triturar el alimento para los pollos en moliendas ajenas a la granja representa un aumento significativo”.

Y llegó a las siguientes conclusiones: “Se diseñó los diferentes elementos mecánicos que forman parte del molino de martillos, el diseño se realizó tomando en cuenta factores económicos, de seguridad, eficiencia y manufactura práctica”, el cual consiste en lo siguiente:

“Diseño y construcción de un molino de tipo martillos, que tenga una capacidad aproximada de 10 quintales por hora, con la finalidad de triturar granos como: maíz duro (morochillo), trigo, soya, etc., para la alimentación de pollos camperos. Para el diseño de los elementos mecánicos que forman parte del molino de martillos se determinaron las fuerzas a las que se encuentran sometidos. De acuerdo al principio de funcionamiento de molinos de martillos, la principal fuerza presente en el sistema es la fuerza centrífuga. Así los principales elementos que componen un sistema de molinos de martillos son: sistema de trituración, tolvas de alimentación y descarga, bastidor, sistema de transmisión de potencia, y sistema eléctrico.”

“El diseño del molino de martillos realizado, da como resultado la producción de 10 quintales por hora de morochillo triturado, de tamaño grueso y medio, siendo ésta la capacidad preestablecida al inicio del proyecto”.

“El molino diseñado en este proyecto tiene como finalidad, triturar granos para consumo animal; no está apto para consumo humano; si se desease utilizar para consumo humano se debería utilizar acero inoxidable como material primordial en su construcción”.

Fuente: (Bermeo Martínez, 2014)

En Colombia:

En Cenicafé se determinaron las propiedades físico-mecánicas de tres variedades de *Coffea arábica* de 54 y 60 meses de edad. Estas propiedades, requeridas para el modelamiento del árbol y para el diseño de máquinas cosechadoras por vibración aplicada al tallo, fueron: masa del tallo, ramas y hojas, densidad, elasticidad, rigidez, amortiguamiento y frecuencia natural del tallo.

También se midieron las principales características morfológicas de interés para la cosecha mecánica del café, tales como diámetro del tallo y de la rama a diferentes alturas, número y distancia entre ramas primarias, número de frutos por nudo, número de nudos por rama y distancia entre nudos. Desde el punto de vista de la cosecha mecánica se observó en este estudio que la variedad Caturra de frutos rojos presenta propiedades físico-mecánicas más favorables para la aplicación de vibraciones al tallo.

(Aristizábal Torres, Oliveros Tascón, & Alvarez Mejía, 1999)

La fuerza necesaria para desprender el fruto de *Coffea arábica* L, variedad Colombia, dimensiones ortogonales, diámetro característico, masa, contenido de humedad (b.h.), fuerza de fractura, firmeza, deformación y energía necesaria para alcanzar la ruptura de la cáscara del fruto fueron investigadas para nueve diferentes estados de desarrollo entre 182 y 238 días después de la antesis. Las propiedades mecánicas se evaluaron con un texturómetro en diferentes planos de aplicación de carga de compresión sobre el fruto utilizando dos diferentes aditamentos (punzón y placas paralelas).

Los resultados obtenidos indican que las propiedades físicas y mecánicas dependen del estado de desarrollo del café y del plano de medición en el fruto. Las diferentes propiedades evaluadas podrían ser utilizadas para diseñar equipos para la recolección y para el procesamiento postcosecha, con mejor desempeño técnico.

(Herrera Carvajal, Arízabal Torres, & Oliveros Tascón, 2012)

En Cusco:

Los cultivos que por años han sostenido la económica de las familias convencianas y calqueñas, han sido el café y cacao. Según cifras del Cenagro, en la región Cusco se cultivan 52,222 hectáreas de café y 18,640 hectáreas de cacao; y son más de 30 mil familias involucradas en su cultivo y comercialización.

Sin embargo, Cusco enfrenta serias dificultades para la producción de café y cacao, originadas por diversas causas (plagas y enfermedades, bajo desarrollo tecnológico, limitado acceso al crédito, alta variabilidad de los precios, escases de mano de obra, etc.) a lo que se suma la oferta de empleo en los proyectos de los municipios.

Los municipios de Cusco se encuentran trabajando actualmente en planes de prevención de incendios forestales e incentivando la tecnificación agrícola para mejorar la producción de café y hacer frente al cambio climático.

(Susanivar, 2015)

En Junín:

La región Junín cuenta con más de 107,000 hectáreas dedicadas al cultivo del café cuyo problema latente es la plaga de la roya. Por tal motivo, más de 21,000 cafetaleros han recibido insumos agrícolas para combatirla.

El Ministerio de Agricultura y Riego (MINAGRI) a través de sus diferentes direcciones y órganos desconcentrados, entre los cuales se encuentran SENASA, INIA, AGRORURAL y AGROBANCO, viene ejecutando el plan café 2014, con la finalidad de estar siempre cerca del caficultor nacional y apoyarlos técnicamente en la solución de las principales plagas que se presenten en el cultivo.

Las provincias de Chanchamayo y Satipo con suelo y clima adecuados para el cultivo del grano, consolidan a la región Junín como la primera zona productora de café con más de 107,000 hectáreas de café, y cuyo cultivo representa el sustento de 50,000 familias que se dedican a la producción del grano en región.

El Perú posee 85,000 hectáreas de café especial certificado, de las cuales 45,000 se encuentran en Junín, existiendo una gran demanda en Estados Unidos, Holanda, Bélgica y Francia que son los mayores compradores internacionales.

(Diario Gestión - GRUPO EL COMERCIO, 2014)

En Amazonas:

El pasado 13 de setiembre se ha realizado en la Región Amazonas el Concurso Regional de Cafés de Calidad, llevado a cabo en la provincia de Utcubamba y organizado por la Dirección Regional Agraria a través de sus Agencias Agrarias descentralizadas.

La ONG italiana AVSI ha promovido el concurso dentro de las comunidades cafetaleras con las que trabaja en el marco del proyecto financiado por el Fondo Ítalo Peruano “Promoción de la competitividad de productores de café y cacao en las provincias de Bagua y Utcubamba”, y ha formado parte de la comisión organizadora.

Entre las muestras presentadas por la Cooperativa CEPROAA, beneficiada por el proyecto, dos han alcanzado el 4to y 6to lugar y han sido seleccionadas para formar parte de las 10 muestras que representarán la Región Amazonas en el VIII Concurso Nacional de Cafés de Calidad, a realizarse en la feria expocafé Perú 2012 en octubre.

(Fondo Italo-Peruano, 2012)

A Nivel local:

Amazonas es una de las regiones con más elevados indicadores de pobreza en el país, con una intervención de desarrollo agrícola que contribuye al desarrollo de más de 360 pequeños productores de café y cacao ubicados en las provincias de Bagua y Utcubamba.

Los productores, gracias al acompañamiento técnico, vienen aplicando nuevas técnicas productivas con enfoque de mercado orgánico, poniendo en valor la calidad del cacao criollo local, y ven fortalecida la gestión empresarial de su cooperativa.

(AVSI PERÚ, 2011)

San Cristóbal

La localidad tan solo cuenta con tecnología para el secado que se realiza a la intemperie (exposición a la radiación solar) y el despulpado del café se realiza mediante máquinas despulpadoras, es decir la cosecha se realiza de manera artesanal, no se cuenta con tecnología de molienda de café, es decir no existen máquinas ya sean artesanales o industriales para realizar los procesos antes mencionados y dado a que no cuentan con las tecnologías mencionadas su café es vendido principalmente a las grandes ciudades luego de que el café es despulpado y secado.

No existe algún proyecto para el procesado del café, pese a que la localidad es cafetalera y su producción aproximada es de 2000 quintales por año.

(Torres, 2015)

Plantaciones de café en el C.P San Cristóbal



Figura 1: *Plantaciones de café en el C.P San Cristobal*

Fuente: Elaboración propia

1.7 Marco teórico:

1.7.1 Estado del Arte

La llegada del café a Europa en el siglo XVI implicó la creación de un objeto específico, el molinillo de café, el cual permitía moler este grano conservando al máximo sus aromas.

Rápidamente los molinos de especias fueron adaptados parcialmente. Para moler el café, el primer método conocido es la utilización de un mortero con granos tostados, lo que en ocasiones era un poco tedioso.

Los primeros molinos verdaderos aparecieron en Europa y en Turquía al mismo tiempo en el siglo XVII. En Turquía, los molinillos se componen de un cilindro de cobre o latón. Cincelados o adornados con piedras preciosas, son dotados de un mecanismo compuesto por un eje vertical que acciona una tuerca estriada, y a menudo por una manivela plegable ubicada en la parte superior del molinillo.

El consumo del café se popularizó en el mundo árabe, ya que era una bebida estimulante y estaba permitida por los religiosos. Los turcos llevaron el café al resto de Europa, y fue así como llegó para quedarse.

El café fue traído a Martinica por Gabriel Mathieu de Clieu, por órdenes del Rey Luis XIV. Se dice que esa planta, fue la que dio origen a todo el café venezolano y colombiano", cuenta Carbone, destacando que a Venezuela entró de contrabando entre 1723 y 1732, precisamente de Martinica.

Consultando su historia, se dice que el primer cafeto llegó a Venezuela sembrado por misiones españolas asentadas en la cuenca del río Caroní en 1730. Fue más tarde, en 1784, cuando se hizo la primera plantación de café en los jardines de la aldea de Chacao, en la célebre Hacienda La Floresta, Blandín, propiedad de Bartolomé Blandín, o Blandain, como al parecer era el nombre correcto, y San Felipe Neri. Fue así como poco a poco, el café fue desplazando al cacao como el principal rubro de exportación de la economía venezolana en la época.

Molinillo para comerciantes



Figura 2: *Molinillo para comerciantes del siglo XVIII*

Molinillo de Muela



Figura 3: *Molinillo de muela del siglo XVIII*

Molinillo de metal



Figura 4: *Molinillo de metal del siglo XVIII*

Molinillo mural metálico



Figura 5: *Molinillo de mural metálico del siglo XVIII*

En la actualidad existen diferentes modelos de máquinas para moler el café, dentro de ellos tenemos los Molinos de piedra Toper serie TD, ofrecen muy alta calidad de molienda gracias a sus piedras especiales y aptas a todas las condiciones difíciles.

Molinos de piedra Toper, siendo en primer lugar para café se puede usar en la molienda para harina de arroz, burgol, triturado de maíz, piensos de animal, especias y todo tipo de materiales químicos.

La máquina serie TD, por sus potentes capacidades de molienda ofrecen soluciones ideales para los agricultores.

Molinillo de metal



Figura 6: *Molinillo de metal del siglo XIX*

Tabla 1:

Parámetros de distintos modelos de máquinas molidoras de café

Modelo:	TD 30	TD 40	TD 50
Producción:	500 Kgr./hora	800 Kgr./hora	1.200 Kgr./hora
Rendimiento	5,5 HP	7,5 HP	15 HP
Voltaje:	220 - 380 V	220 - 380 V	220 - 380 V
Peso:	150 Kgr.	225 Kgr.	250 Kgr.
Dimensiones:	138x83x68 cm.	151x104x77 cm.	164x115x87 cm.

Fuente: Molino de piedra serie TD

Partes de una máquina molidora de café actual

PARTES:



Figura 7: Partes de una máquina molidora de café

Fuente: Molino de piedra serie TD

1.7.2 Bases teórico científicas:

Procesamiento del café:

El procesamiento del grano de café empieza como un proceso después de la cosecha, y requiere dedicación y mucho tiempo ya que éste proceso es tan importante como el cultivo en sí.

Esta fase va a comenzar específicamente desde la recolección de semillas del cafeto y seguirá diversos pasos, entre ellos el secado y la clasificación.

Se utilizan dos métodos de recolección. Uno se basa en la recolección selectiva y el otro consiste en agitar la planta y recoger todos los frutos. Las semillas obtenidas mediante la primera técnica suelen beneficiarse, si hay agua, por el llamado método húmedo: Ablandamiento en agua, eliminación mecánica de la pulpa, fermentación en grandes depósitos, nuevo lavado y secado al aire o en cilindros giratorios calientes.

El método seco, que suele reservarse para las semillas recolectadas de la segunda forma, se reduce a secar el grano y eliminar las envolturas externas. El producto final es siempre el llamado café verde, que se selecciona a mano o a máquina para eliminar las semillas defectuosas y la materia extraña, y se clasifica en función del tamaño.

Extracción de semillas: Para este paso existen dos opciones:

Vía Seca (A este café se le llama cereza).

Se recolectan las cerezas rojas o amarillas (maduras) dejando el pezón adherido a la rama.

La cosecha no debe durar más de 2 semanas, para evitar que la semilla se seque en el árbol.

Vía Húmeda (A este café se llama lavado o fermentado).

Se recolectan las cerezas, se remojan para quitarles las capas y luego se lavan los granos.

Recepción en el Benefiadero:

Se recibe y procesa el café el mismo día en el que se ha recolectado previo lavado, se pesa el café al momento de recibirlo y procurar no dejar expuesto al sol.

Despulpado:

Este proceso debe realizarse antes de las 6 horas de la recolección ya que este tiempo podría afectar el producto y producir una fermentación posterior.

Se debe construir un tanque para almacenamiento de agua de suficiente volumen. La máquina despulpadora tiene que estar de acuerdo a la cantidad de horas diarias que se utilice.

Se debe limpiar, calibrar las cuchillas alimentadoras, revisar la tolva y el cilindro de la despulpadora y por último revisar el sistema de movimiento ya sea manual o eléctrico.

Asegurarse que no haya ninguna impureza tales como: maderas, metales, residuos vegetales, etc. Alimentar con suficiente agua a la despulpadora y enseguida dejar pasar las cerezas. Recoger la pulpa, secarla al sol y utilizarla como fertilizante.

Recoger las aguas del despulpado y juntarlas con las aguas del lavado a fin de someterlas a tratamiento y evitar la contaminación ambiental.

Zarandeo:

Escoger una zaranda (tamizador) que tenga un tamaño en relación con el tamaño de la despulpadora, se puede usar una zaranda manual o eléctrica, para separar los granos que no se han despulpado.

Fermentación:

Se coloca el café despulpado en el tanque de fermentación. Luego se deja fermentar de 12 a 20 horas, hasta que la textura este rugosa. La fermentación se va a acelerar cuando se añade al fermentador miel proveniente de una fermentación anterior.

Es conveniente evitar que el café se sobrefermente, o no se fermente suficiente, porque va a perder calidad.

Lavado:

Se puede realizar en el fermentador o en el canal clasificador:

En el fermentador:

El producto fermentado se lava de inmediato en el fermentador, si esto no se hace se guarda el producto durante el menor tiempo sumergido en agua limpia.

El café se tiene que lavar 2 ó 3 veces. Las aguas del lavado se recogen y se juntan con las aguas del despulpado y se envía a una piscina para que se oxigene y purifica antes de desecharla.

En el canal clasificador: Esta actividad se realiza sólo si se quiere obtener varios tipos de café. El canal tiene tres secciones separas por compuertas.

En la primera sección se realiza el lavado. Se añade la cantidad de agua suficiente y se mueve el café con una paleta de madera. La espuma e impurezas van a pasar al tercer compartimiento para ser desechadas.

Clasificación:

Esta actividad tiene por meta obtener café de dos calidades a más. La selección se va a hacer a través del canal clasificador, constituido por 3 secciones separadas por 2 compuertas.

Si el lavado se hizo en el tanque de fermentación, el café se envía con abundante agua. Luego de hacer el lavado respecto los compartimientos van a ir tamizando el casé haciéndolo de diferentes calidades.

Secado:

Si bien se puede hacer con una secadora artificial, también se utilizan otras técnicas. Se extiende el café en un tendal formando una capa de hasta 4 cm de alto y se voltea cuidadosamente 3 veces al día.

El café va a ir obteniendo un color verde oliva (dentro de 4 ó 5 días). Es recomendable cubrir el café con plástico durante las noches.

Ya listo se separa el café cristalizado (ocurre cuando hay sobrecalentamiento en el secado, este se usa para elaborar café soluble).

Almacenamiento:

Se ensaca el café en costales limpios, y se pesa cada costal registrando el peso total entregado por productor. Se almacena temporalmente en lugares secos y bien ventilados sobre tarimas de madera. Se tiene que determinar cuál fue la pérdida o ganancia de peso.

Tostado:

El proceso de tueste se dedica íntegramente a producir un café sabroso. Cuando se tuesta, el grano de café verde aumenta su tamaño hasta casi el doble, cambiando en color y densidad.

Molido:

El molido del café es posiblemente el aspecto más determinante en el resultado final de todo el proceso.

Con el molido se transforman los granos de café tostado en partículas de tamaño uniforme en polvo.

Comercialización Asociativa:

Esta opción permite agruparse para adquirir poder de negociación, así como, conocer y manejar las normas técnicas.

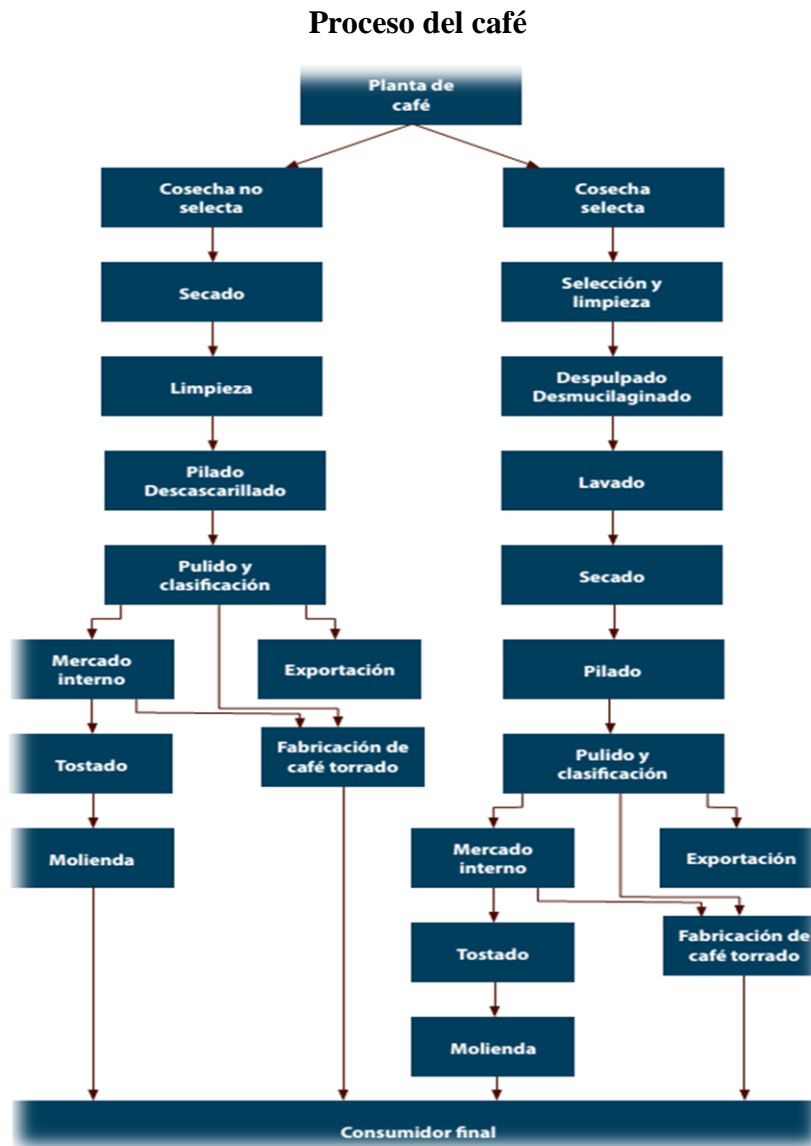


Figura 8: *Proceso del café*

Fuente: Energypedia.info maquinaria para café

El molido es una operación clave dentro de la cadena de elaboración de un buen café, a la que se le da muy poca importancia.

El grano molido debe tener una granulometría perceptible al tacto y no llegar a tener una consistencia harinosa. Si está poco molido, al realizar la infusión, no se extraerán todos los sabores, y si lo está excesivamente, se disolverán excesivamente los componentes menos aromáticos y más amargos, además de formarse una pasta que dificultará el proceso.

Para cada uso y para cada tipo de máquina, existe un grado adecuado de molturación del café. Hubo un tiempo en que estaba prohibido vender café molido envasado, para evitar picarescas indeseadas, pero hoy es normal la compra del café molido, con lo que el consumidor puede ahorrarse la delicada operación de moler el café en su grado justo.

La determinación de la granulometría o medida de las partículas molturadas, está en función del tipo de cafetera que se usará en la preparación del café. Las partículas resultantes de la molturación pueden medirse con diferentes sistemas de los que los más conocidos son por cedazos de diferentes medidas o por el medio más moderno a base de láser, más exacto y rápido que los anteriores. A través de estos controles, también se averigua el desgaste de las fresas o rodillos.

Tanto las cafeteras tipo Mocca o de fuego como las de filtro, admiten diferentes tipos de molturación, desde gruesos de promedio de 650 μ . Hasta los más finos de 430 μ .

El resultado final de un mismo café en una misma cafetera será diferente si variamos la molturación, tanto por el efecto de la misma como por la cantidad de producto (a más fino, más cantidad en el mismo volumen).

Es importante el control de la temperatura del café molido: esta no puede estar por encima de 50°C (lo ideal es conseguir que no supere los 35°C) ya que a partir de aquí podemos notar gustos de café requemado y además tendremos más pérdidas de gases y aromas de lo habitual.

La velocidad del motor, el estado de las fresas o rodillos y la refrigeración del sistema son elementos que hay que tener en cuenta para preservar la calidad del café.

(Solá)

Tipos principales de molinos:

Los que usan fresas y los que usan rodillos.

Las fresas planas son discos dentados y posicionados de forma contrapuesta. La fresa inferior está fija al eje del motor que gira a velocidades comprendidas entre las 900 y las 1.400 r.p.m.

Cuando la molturación se lleva a cabo, estas velocidades, significativamente altas, producen el calentamiento tanto de las fresas como del café que se está moliendo, con lo que a menudo el aroma del grano queda reducido.

En este sentido, en estos últimos años, la mayoría de los esfuerzos de los fabricantes de molinos se han encaminado a la búsqueda de soluciones que optimicen la molienda de cada dosis de grano, una de las fases más delicadas e importantes en la preparación de un café expreso de calidad y ya son muchas marcas las que han presentado al mercado nuevos modelos dotados de potentes motores capaces de moler a bajas revoluciones, evitando así recalentar el café y asegurar, por tanto, que no se altere ni el aroma ni el sabor.

Las fresas planas tienen una vida de 400-600 kg. De café molido, aunque el uso de cafés torrefactos puede disminuir su duración debido a la acción abrasiva del azúcar que cubre este tipo de granos.

La otra opción que nos presenta el mercado, en cuanto a tipos de molinillos, son los dotados con fresas cónicas, muy diferentes de las planas y distintas entre sí. Así, la fresa montada sobre el eje del motor es de forma troncocónica y se introduce en la otra, cilíndrica en su parte exterior y de diseño también troncocónica en su interior para acoger a la primera.

Esta segunda fresa permanece fija durante la operación de molido. Los motores de estos equipos suelen girar a 400 o 500 r.p.m., con lo que se reduce el peligro de recalentamiento del café y de las muelas: ello permite moler una mayor cantidad de café sin interrumpir la operación.

Estas muelas pueden moler hasta 1.200 kg de café antes de ser substituidas. El precio de estos molinos es más elevado que en el caso de los dotados con fresas planas.

(Cuadras, s.f.)

Teoría de Diseño

Cálculo para Cojinetes:

$$C_0 = Mn_b d_b^2 \quad (\text{cojinetes de bolas})$$

Ecuación 1: Clasificación de carga estática de cojinete de bolas.

$$C_0 = Mn_r l_c d \quad (\text{cojinetes de rodillos})$$

Ecuación 2: Clasificación de carga estática de cojinete de rodillos.

C_0 = clasificación de carga estática de cojinete, lbf (kN)

n_b = número de bolas

n_r = número de rodillos

d_b = diámetro de las bolas, pulg (mm)

d = diámetro de los rodillos, pulg (mm)

l_c = longitud de la línea de contacto, pulg (mm)

Para identificar el valor de M , ésta variable adopta los valores de los cuales la siguiente tabla es representativa:

Tabla 2:

Valores de M para los dos tipos de cojinetes

M	pulg y lbf	mm y kN
Radial, de bolas	1.78(10) ³	5.11(10) ³
De empuje, de bolas	7.10(10) ³	20.4(10) ³
Rodillos, radial	3.13(10) ³	8.99(10) ³
De rodillos, de empuje	14.2(10) ³	40.7(10) ³

Fuente: (Budinas & Nisbett, Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008)

Teorema Von Mises:

Establece “La falla ocurrirá en la parte compleja cuando la energía de distorsión por volumen unitario exceda una prueba de tensión simple en la falla.”

La energía de deformación se compone de la energía de deformación (Cambio de volumen) y de la distorsión.

$$\mu = \mu_v + \mu_d \quad (\mu_{\text{volumen}} + \mu_{\text{distorsion}})$$

Ecuación 3: Energía de deformación.

$$U_d = U + U_h$$

Ecuación 4: Energía de la distorsión.

$$U_d = U_T - U_h = \frac{1+\nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \right]$$

Ecuación 5: Energía de la distorsión.

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3)$$

Ecuación 6: Energía de la distorsión con los esfuerzos principales.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$$

Ecuación 7: Condición de la distorsión

Si se cumple, la energía de Distorsión es cero.

Energía de Distorsión Asociado a la Fluencia:

$$\sigma_2 = \sigma_3 = 0, \sigma_1 = S_y$$

Ecuación 8: Esfuerzos principales asociados al límite de fluencia.

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2$$

Ecuación 9: Energía de distorsión asociado con límite de fluencia y el módulo de Young.

Diagrama de Goodman Modificado:

El diagrama de Goodman modificado representa el esfuerzo como la ordenada, y el esfuerzo medio como la abscisa.

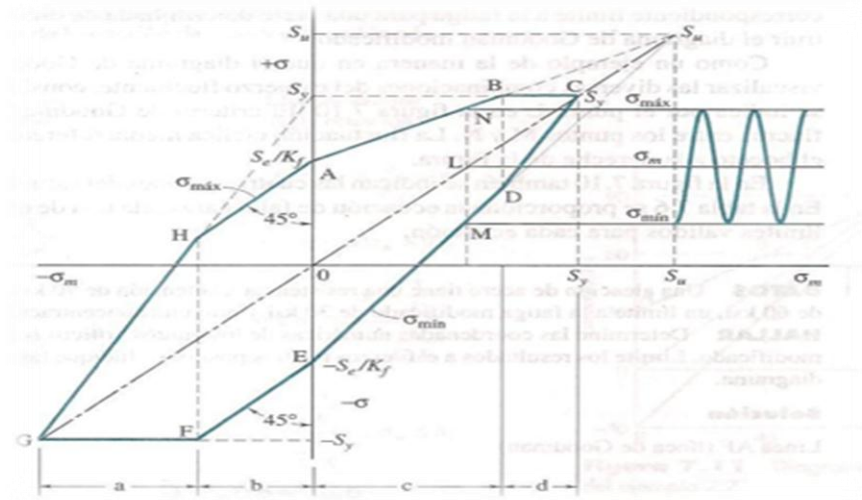


Figura 9: Diagrama de Goodman Modificado con respecto al esfuerzo.

Fuente: (Budinas & Nisbett, Teoría de la Energía de Distorsión para materiales Dúctiles, 208)

Fuerza Cortante (V):

Es la suma algebraica de todas las fuerzas externas perpendiculares al eje de la viga (o elemento estructural) que actúan a un lado de la sección considerada.

La fuerza cortante es positiva cuando la parte situada a la izquierda de la sección tiende a subir con respecto a la parte derecha.

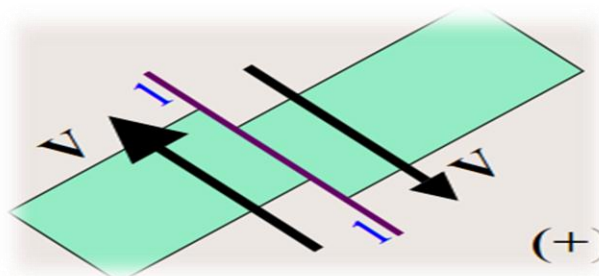


Figura 10: Diagrama de Fuerza Cortante Positivo.

Fuente: Elaboración propia.

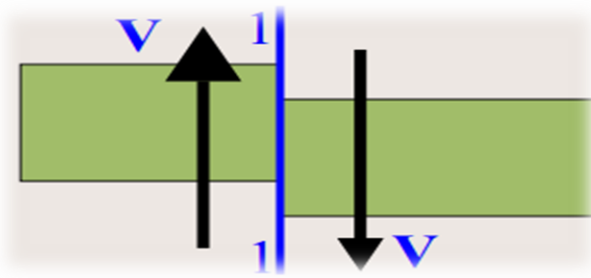


Figura 11: *Diagrama de Fuerza Cortante Positiva.*

Fuente: Elaboración propia.

Momento Flector (M):

Es la suma algebraica de los momentos producidos por todas las fuerzas externas a un mismo lado de la sección respecto a un punto de dicha sección. El momento flector es positivo cuando considerada la sección a la izquierda tiene una rotación en sentido horario.

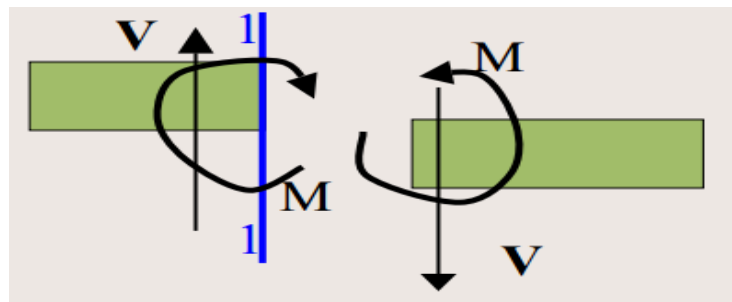


Figura 12: *Representación de la Fuerza Cortante y Momento Flector Asociado.*

Fuente: Elaboración propia.

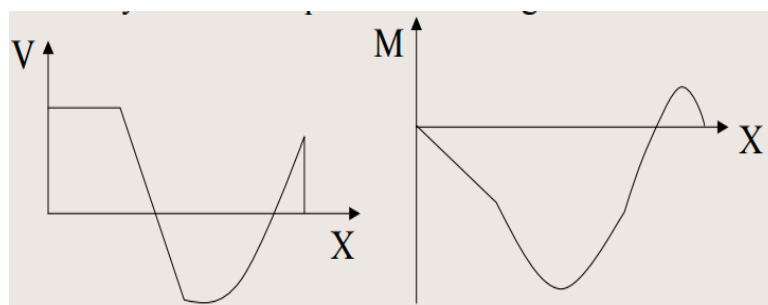


Figura 13: *Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.*

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley – Budinas, Richard G.; Nisbett, J. Keyth.

Factor de seguridad:

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

$$\sigma_e = \frac{S_y}{n_s} \rightarrow \sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Ecuación 10: Esfuerzo Permisible

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Ecuación 11: Factor de Seguridad

Donde:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)$$

Ecuación 12: Esfuerzo de Von Misses

Fatiga de los Materiales

La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. Durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes.



Figura 14: Superficie de ruptura por fatiga.

Fuente: (Budinas & Nisbett, Teoría de la Energía de Distorsión para materiales Dúctiles, 208)

Factores que modifican el diseño de fatiga:

Estos factores se tomarán en el caso ideal de laboratorio y los casos que se tienen en la vida real. Estos factores son:

Ecuación de Marín:

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

Ecuación 13: Ecuación de Marín

Factor de acabado superficial (K_a):

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

Ecuación 14: Factor de Acabado superficial

Tabla 3:

Valores del Factor de Acabado Superficial (K_a).

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado 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

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Shigley

Factor de tamaño (K_b):

Valores del factor de tamaño K_b, de acuerdo:

Nota: resultados para flexión y torsión rotativas

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Nota: para carga axial no se aplica efecto de tamaño K_b=1

Ecuación 15: Factor de Tamaño.

Factor de carga (K_c):

Factor referido al tipo de carga que actúa sobre un determinado elemento.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

Ecuación 16: Factor de Carga.

Factor de temperatura (K_d):

Factor que incluye la temperatura de operación de un elemento de máquina.

Tabla 4:

Valores del Factor de Temperatura (K_d)

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		

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del Acero.

(s_T = Resistencia a la tensión a la temperatura de operación; s_{RT} = Resistencia a la tensión a temperatura ambiente; 0.099 ≤ σ ≤ 0.110)

Factor de confiabilidad (K_e):

Tabla 5:

Valores del Factor de Confiabilidad del Diseño (K_e).

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	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

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

$$Z_a = \frac{X - \mu_X}{\sigma_X}$$

Ecuación 17: Variación de Transformación

$$K_e = 1 - 0.08Z_a$$

Ecuación 18: Factor de Diseño de confiabilidad

El factor de concentración de esfuerzos efectivo fatiga (K_f):

$$\sigma_{\max} = K_f \sigma_{nom}$$

Ecuación 19: Esfuerzo Normal Máximo

$$\tau_{\max} = K_{fs} \tau_{nom}$$

Ecuación 20: Esfuerzo Cortante Máximo

$$K_f = \frac{\text{Límite de fatiga sin muesca (carga axial o flexión)}}{\text{Límite de fatiga con muesca (carga axial o flexión)}}$$

$$K_{fs} = \frac{\text{Límite de fatiga sin muesca (esfuerzo cortante)}}{\text{Límite de fatiga con muesca (esfuerzo cortante)}}$$

Ecuación 21: Factor de Concentración de Esfuerzos.

Teoría De Poleas:

La polea es un disco que puede girar alrededor de su eje y que dispone en el borde de una acanaladura por la que se hace pasar una cuerda, un cable o una correa.

La función que desempeña una polea fija es modificar la dirección de la fuerza aplicada.

Las poleas pueden ser:

Fijas: Si su eje de rotación permanece fijo.

Móviles: Si su eje de rotación se puede desplazar de forma lineal.

Tipos de Poleas

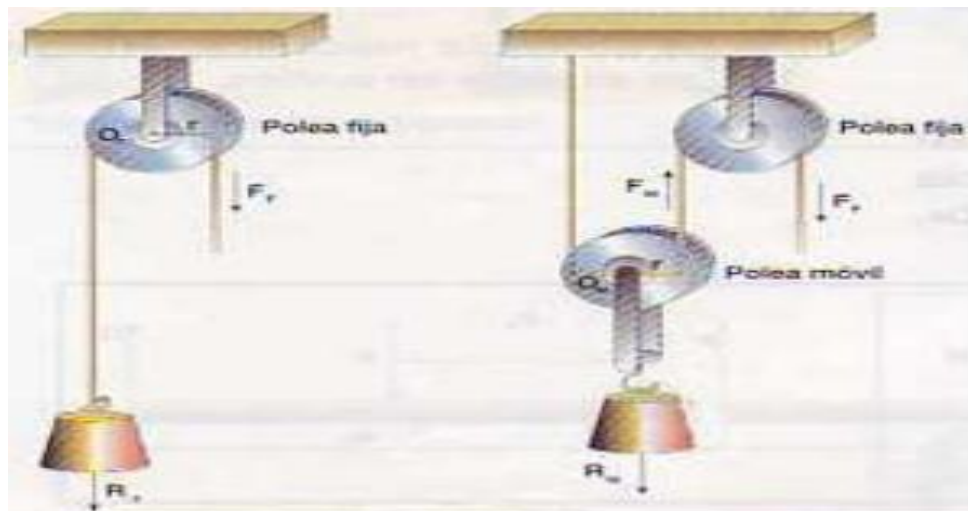


Figura 15: Polea Fija y Móvil.

Fuente: (I, ELEMENTOS DE MAQUINAS Y SISTEMAS - TECNOLOGIA INDUSTRIAL, s.f.)

Polea fija: En este caso, los valores de la fuerza y la resistencia son iguales.

$$F_f = R_M$$

Ecuación 22: Condición de Equilibrio de Fuerza en Poleas Fijas

Polea móvil: En este caso la fuerza que es necesario aplicar es igual a la mitad de la resistencia que se trata de vencer.

$$F = \frac{R_M}{2}$$

Ecuación 23: Condición de Equilibrio de Fuerza en Poleas Móviles

En el caso general de un mecanismo constituido por n poleas móviles, la potencia **F** necesaria para vencer una resistencia **R** viene dada por la expresión:

$$F = \frac{R_M}{2^n}$$

Ecuación 24: Condición de Equilibrio de Fuerza en Poleas Móviles.

Además, en este caso, la distancia recorrida por la resistencia es 2n veces menor que la que recorre la potencia.

Πολεας μ (πιλεσ



Figura 16: Polea Fija y Móvil.

Fuente: (I, ELEMENTOS DE MAQUINAS Y SISTEMAS - TECNOLOGIA INDUSTRIAL, s.f.)

Tabla 6:

Características de los tipos comunes de bandas.

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay limite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay limite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley

Geometría de bandas planas.

Banda abierta.

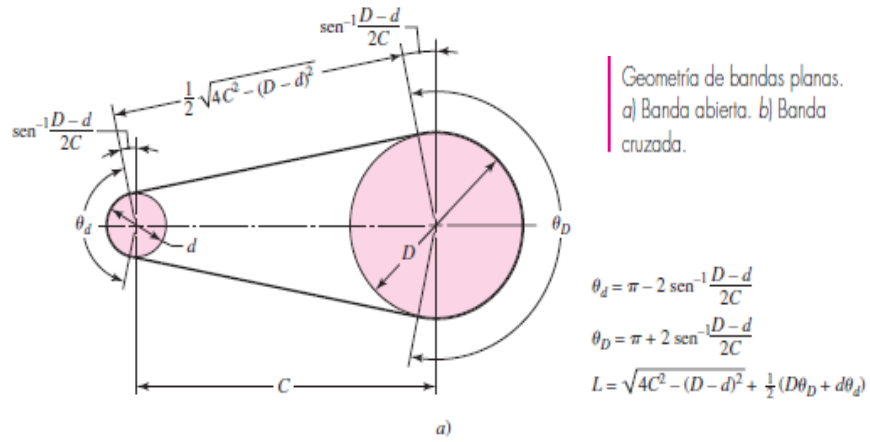


Figura 17: Banda Abierta

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Banda cruzada.

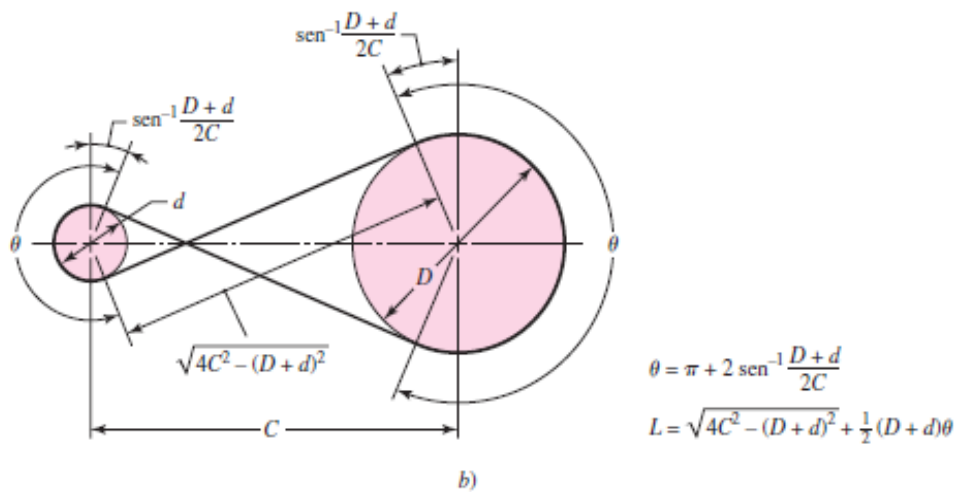


Figura 18: Banda Abierta.

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Transmisiones de banda no inversa e inversora

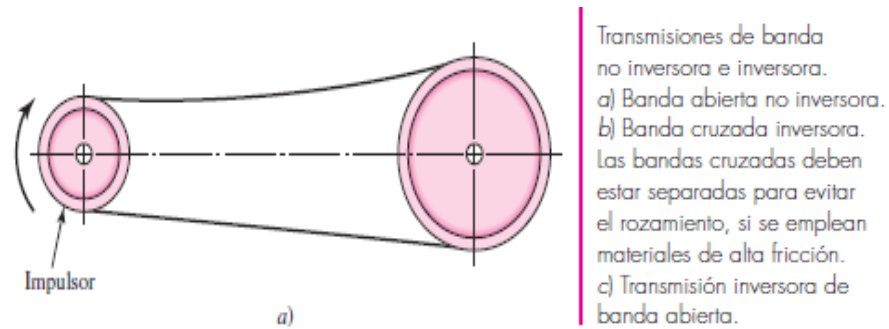


Figura 19: *Banda Abierta no inversora.*

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Banda Cruzada.

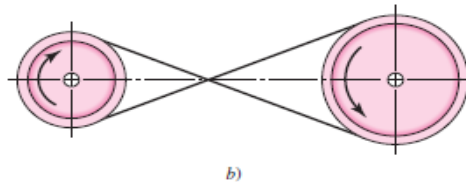


Figura 20: *Banda Cruzada.*

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Banda Abierta con múltiples poleas.

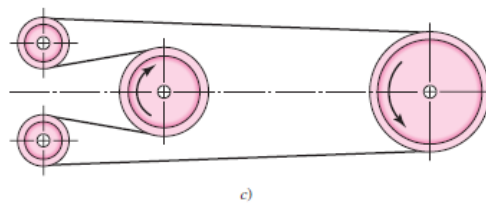


Figura 21: *Banda Abierta con múltiples poleas*

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Bandas planas

Las modernas transmisiones de banda plana consisten en un núcleo elástico fuerte rodeado por un elastómero. Una transmisión de banda plana presenta una eficiencia de aproximadamente 98%, que es más o menos igual a la de una transmisión por engranes.

Las bandas planas producen muy poco ruido y absorben más vibración torsional del sistema que las de banda en V o los engranes.

Cuando se emplea una transmisión de banda abierta los ángulos de contacto se determinan mediante:

$\theta_d = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C}$ $\theta_D = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C}$	donde D = diámetro de la polea mayor d = diámetro de la polea menor C = distancia entre centros θ = ángulo de contacto
---	--

Ecuación 25: Ecuaciones de ángulos de contacto

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Longitud de la banda se determina sumando las dos longitudes de arco con el doble de la distancia entre el punto inicial y final del contacto. El resultado es:

$L = [4C^2 - (D-d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$

Ecuación 26: Longitud de banda

La longitud de las bandas cruzadas se determina mediante:

$L = [4C^2 - (D+d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D+d)\theta$

Ecuación 27: Longitud de banda, para bandas cruzadas

Ahora V_c se determina como sigue: si n es la velocidad rotacional en rpm, correspondiente a la polea de diámetro d , la velocidad de la banda es:

$V = \pi dn/12 \quad \text{pie/min}$

Ecuación 28: Velocidad de Banda.

$$F_c = \frac{w}{g} \left(\frac{V}{60} \right)^2 = \frac{w}{32.17} \left(\frac{V}{60} \right)^2$$

Ecuación 29: Tensión circunferencial debida a la fuerza centrífuga.

Ecuación de Bandas:

$$F_i = \frac{T}{D} \frac{\exp(f\phi) + 1}{\exp(f\phi) - 1}$$

Ecuación 30: Ecuación de Tensión Inicial

$$F_1 = F_c + F_i \frac{2 \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) + 1}$$

Ecuación 31: Ecuación de Tensión del lado tenso

$$F_2 = F_c + F_i \frac{2}{\exp(f\phi) + 1}$$

Ecuación 32: Ecuación de Tensión del lado holgado.

Donde:

F_1 : Tensión del lado ajustado o tenso.

F_2 : Tensión del lado holgado.

Tensión Inicial versus la tensión de la banda

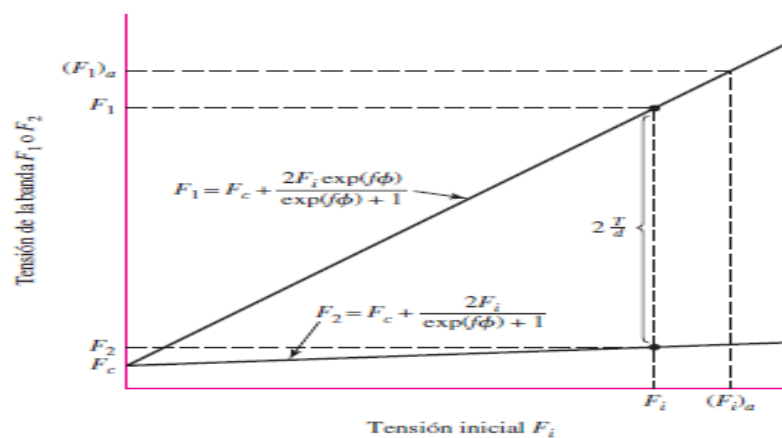


Figura 22: Gráfica de Tensión Inicial Vs Tensión en la banda F_1 o F_2 .

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Factor de Corrección de la velocidad para bandas.

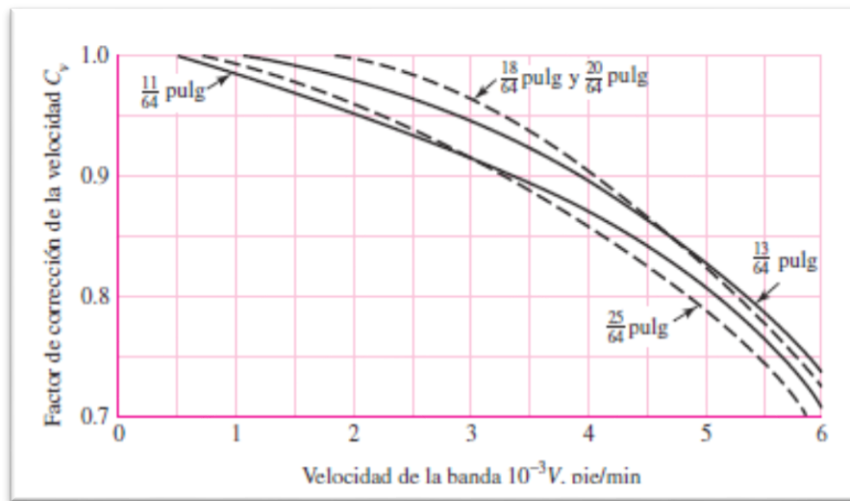


Figura 23: Factor de Corrección de la velocidad C_v , para bandas de cuero de varios espesores.

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Desde el valor nominal, al aplicar a la potencia nominal como:

$$H_d = H_{Nom} K_s n_d$$

Ecuación 33: Potencia Nominal

Donde: n_d = Es el factor de diseño para exigencias. Tales efectos se incorporan como sigue:

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v$$

Ecuación 34: Tensión permisible máxima, en lbf

- donde
- $(F_1)_a$ = tensión permisible máxima, lbf
 - b = ancho de la banda, pulg
 - F_a = tensión permitida recomendada por el fabricante, lbf/pulg
 - C_p = factor de corrección de la polea (tabla 17-4)
 - C_v = factor de corrección de la velocidad

Se verifica el desarrollo de la fricción, $f' < f$. Se usa la ecuación siguiente despejada para f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c}$$

Ecuación 35: Fricción

Se determina el factor de seguridad de $n_{fS} = Ha/(H_{Nom} Ks)$

Tabla 7:

Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas (Diámetro = d, espesor = t, ancho = w).

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretano ^d	w = 0.50	$t = 0.062$	Vea	5.2 ^e	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8 ^e	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9 ^e	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea	8.3 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3 ^e	0.038-0.045	0.7

^aAgregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Tabla 8:

Tamaños mínimos de poleas para bandas planas y redondas de uretano (diámetros proporcionados en pulgadas)

Estilo de la banda	Tamaño de la banda, pulg	Relación de la velocidad de la polea a la longitud de la banda, rev/(pie · min)		
		Hasta 250	250 a 499	500 a 1 000
Plana	0.50 × 0.062	0.38	0.44	0.50
	0.75 × 0.078	0.50	0.63	0.75
	1.25 × 0.090	0.50	0.63	0.75
Redonda	$\frac{1}{4}$ $\frac{3}{8}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{3}{4}$	1.50	1.75	2.00
		2.25	2.62	3.00
		3.00	3.50	4.00
		5.00	6.00	7.00

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición

Tabla 9:*Tamaños mínimos de poleas para bandas de cuero (diámetros proporcionados en pulgadas)*

Material	Diámetro de la polea menor, pulg					
	1.6 a 4	4.5 a 8	9 a 12.5	14 y 16	18 a 31.5	Más de 31.5
Cuero	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida, F0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-3	–	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
A-4	–	–	0.71	0.80	0.85	0.92
A-5	–	–	–	0.72	0.77	0.91

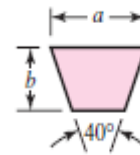
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.**Tabla 10:***Altura de coronamiento y diámetros ISO de poleas de bandas planas.*

Diámetro ISO de polea, pulg	Altura de coronamiento, pulg	Diámetro ISO de polea, pulg	Altura de coronamiento, pulg	
			$w \leq 10$ pulg	$w > 10$ pulg
1.6, 2, 2.5	0.012	12.5, 14	0.03	0.03
2.8, 3.15	0.012	12.5, 14	0.04	0.04
3.55, 4, 4.5	0.012	22.4, 25, 28	0.05	0.05
5, 5.6	0.016	31.5, 35.5	0.05	0.06
6.3, 7.1	0.020	40	0.05	0.06
8, 9	0.024	45, 50, 56	0.06	0.08
10, 11.2	0.030	63, 71, 80	0.07	0.10

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tabla 11:*Secciones de bandas en V estándar.*

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.**Tabla 12:***Circunferencias interiores de bandas en V estándar.*

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.**Tabla 13:***Dimensiones de conversión de longitud.*

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

La longitud de paso L_p y la distancia entre centros C se determinan mediante:

$$L_p = 2C + \pi(D + d)/2 + (D - d)^2/(4C)$$

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

Ecuación 36: Longitud de paso.

D = diámetro de paso de la polea mayor.

d = diámetro de paso de la polea menor.

Para calcular la potencia permitida, emplearemos la siguiente fórmula:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

donde H_a = potencia permitida, por banda, tabla 17-12

K_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura, tabla 17-13

K_2 = factor de corrección de longitud de la banda, tabla 17-14

Ecuación 37: Potencia Permitida.

La Gates Rubber Company declara que su coeficiente de fricción efectivo es de 0.5123 para ranuras. De este modo,

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = \exp(0.5123\phi)$$

Ecuación 38: Coeficiente de Fricción

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

Ecuación 39: Potencia de Diseño

donde H_{nom} es la potencia nominal, K_s el factor de servicio proporcionado en la tabla 17-15 y n_d el factor de diseño. Por lo regular, el número de bandas, N_b , es el entero siguiente mayor de H_d/H_a .

Tabla 14:*Potencias nominales para bandas en V estándar.*

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tabla 15:

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana W y en V .

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tabla 16:

Factor de corrección de longitud de banda K_2 .

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tabla 17:

Factor de servicio sugeridos K_s , para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tensiones en la banda V

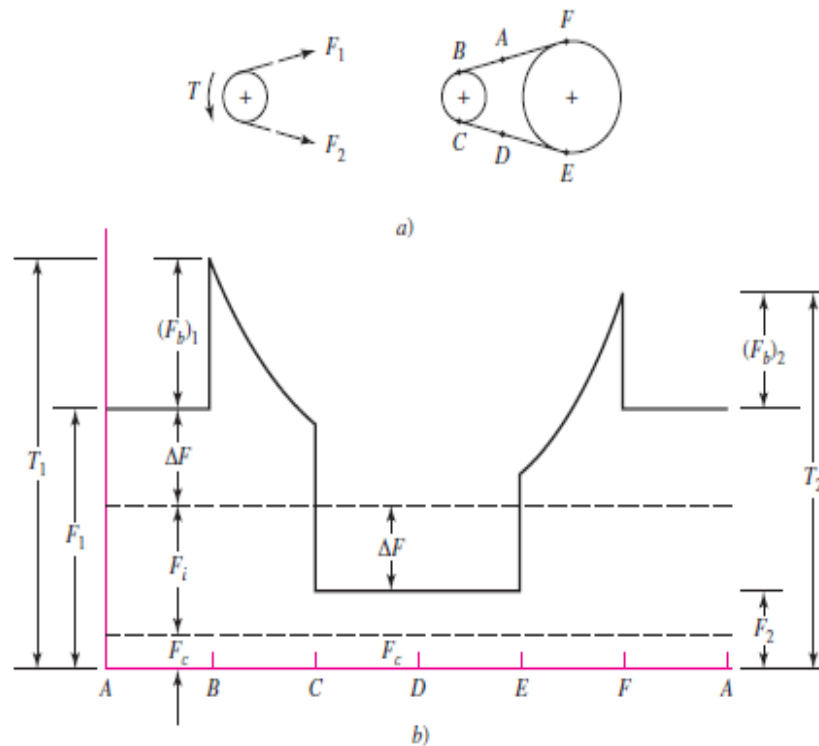


Figura 24: Tensión de la banda en V

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas Shigley.

Tabla 18:

Factor de servicio sugeridos K_s , para transmisiones de banda en V

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas Shigley

La fuerza que se transmite por banda se basa en $\Delta F = F_1 - F_2$,

Donde:

$$\Delta F = \frac{63\,025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

Ecuación 40: Fuerza transmitida en la banda.

La tensión mayor F_1 está dada por:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

Ecuación 41: Tensión mayor

El factor de seguridad es:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

Ecuación 42: Factor de Seguridad

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

La vida en horas t está dada por:

$$t = \frac{N_P L_P}{720V}$$

Ecuación 43: Vida en horas de las bandas en V.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Tabla 19:

Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V.

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Teoría de tolvas:

Se denomina tolva a un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. Generalmente es de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas como las de un gran cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y forma un cono la descarga se realiza por una compuerta inferior.

Tabla 20:

Densidad aparente del café en sus distintos estados

PRODUCTO	DENSIDAD APARENTE Kg/m ³
Café cereza	600
Café en baba	800
Café lavado	650
Café seco de agua	520
Café pergamino seco	380
Café verde, excelso	680
Café verde, consumo	720
Café verde, pasilla de máquinas	680
Café verde, pasilla de exportadores	560-610
Café verde, ripio	620
Café tostado en pepa	250-360
Café tostado y molido	250-360

Fuente: federaciondecafeteros.org

$$D. A. = (\text{Peso café}) / V \text{ ocupado por el café} * \text{porosidad de la muestra}$$

Ecuación 44: Densidad aparente del café.

Diseño de tolva de alimentación

Cálculo del Volumen de tolva

Volumen de tolva

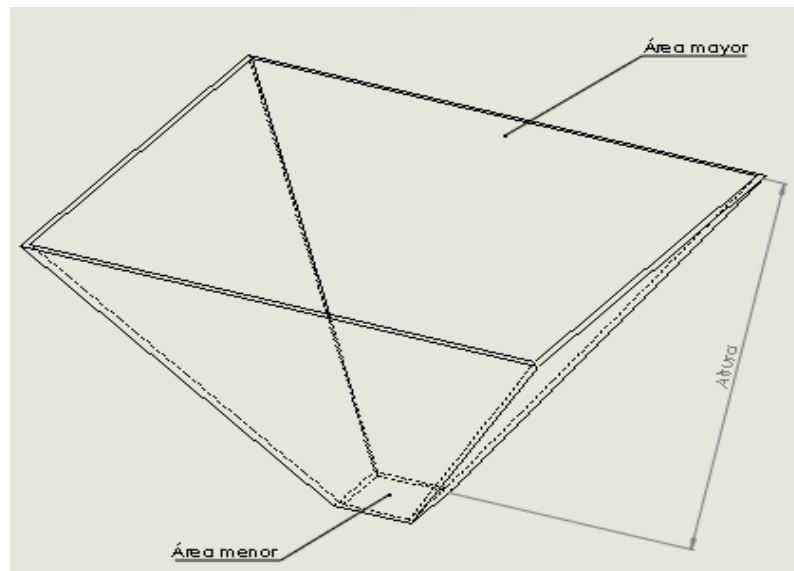


Figura 25: Variables que intervienen en el cálculo de una tolva de pirámides.

Fuente: Elaboración Propia.

$$V = \frac{h}{3} (A + B + \sqrt{A \times B})$$

Siendo:

h → altura del tronco de la pirámide

A → área de la base mayor

B → área de la base menor

Ecuación 45: Volumen de tronco de pirámide.

Tolva Trocopiramidal

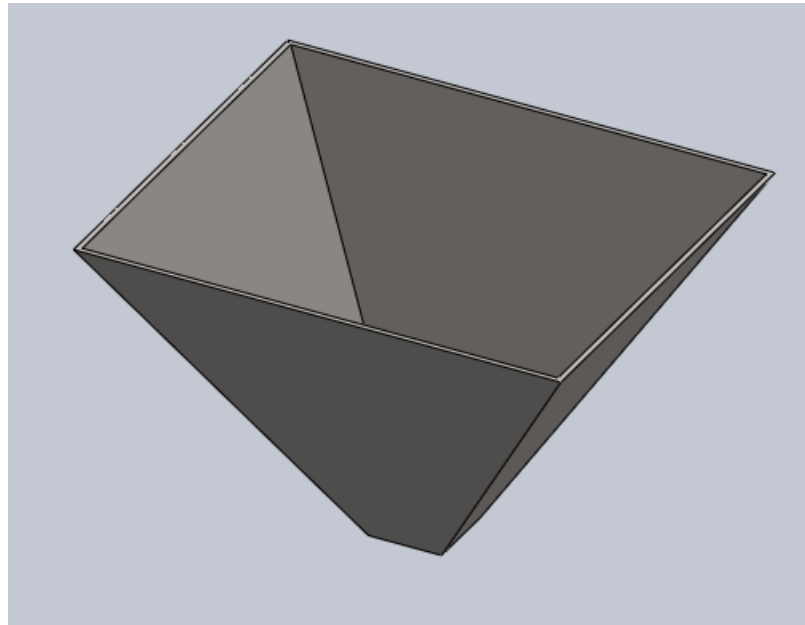


Figura 26: Tolva con forma de tronco de pirámide (Tronco Piramidal).

Fuente: Elaboración Propia.

Variable de cálculo de una tolva tronco-cónica

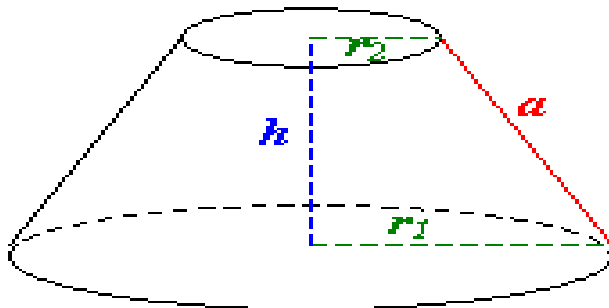


Figura 27: Variables que intervienen en el cálculo de una tolva tronco - cónica.

Fuente: Dibujconstructivob601.blogspot.

$$V = \frac{h}{3} \left(\pi r_1^2 + \pi r_2^2 + \sqrt{\pi r_1^2 \pi r_2^2} \right)$$

Ecuación 46: Volumen de tronco de pirámide.

Tova en forma de cono

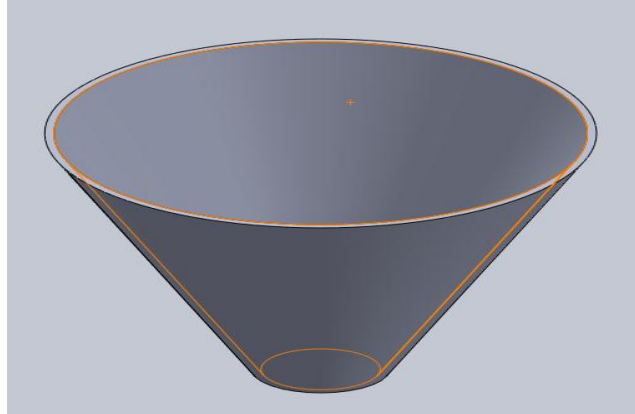


Figura 28: Tolva tronco-cónica invertida

Fuente: Elaboración Propia

Cálculo del espesor de pared de la tolva.

La fuerza que se encuentra en contacto con la placa es igual a la masa del café multiplicado por la gravedad, así como también teniendo en cuenta las tablas para láminas de acero, su módulo de sección Z, su módulo de Young.

Para obtener la fuerza de contacto con la placa, tenemos la siguiente ecuación:

$$W_{cafe} = masa\ café * gravedad$$

Ecuación 47: Peso del Café.

Diagrama de Cuerpo Libre de la Tolva.

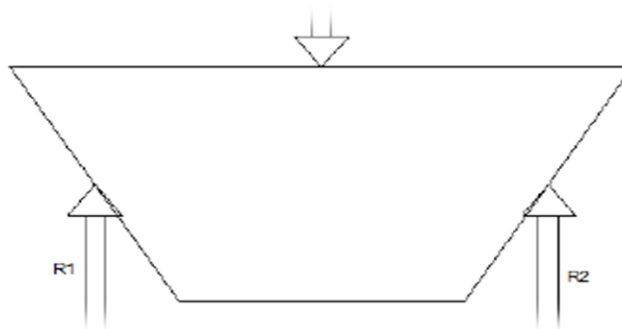


Figura 29: Diagrama de Cuerpo Libre (DCL), de la tolva de alimentación.

Primera ley de Newton (equilibrio)

Un cuerpo permanece en reposo o en movimiento rectilíneo uniforme (M.R.U. = velocidad constante) si la fuerza resultante es nula (ver condición de equilibrio).

Para que haya equilibrio, las componentes horizontales de las fuerzas que actúan sobre un objeto deben cancelarse mutuamente, y lo mismo debe ocurrir con las componentes verticales.

Esta condición es necesaria para el equilibrio, pero no es suficiente.

Condición de equilibrio en el plano: la sumatoria de todas las fuerzas aplicadas y no aplicadas debe ser nula y, la sumatoria de los momentos de todas las fuerzas con respecto a cualquier punto debe ser nula.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

Ecuación 48: Primera Condición de Equilibrio Estático.

Fuente: Isaac Newton

$$\Sigma M_F = 0$$

Ecuación 49: Segunda Condición de Equilibrio Estático.

Fuente: Isaac Newton

Condición de equilibrio en el espacio: la sumatoria de todas las fuerzas aplicadas y no aplicadas debe ser nula y, la sumatoria de los momentos de todas las fuerzas con respecto a los tres ejes de referencia debe ser nula.

Componentes de las Fuerzas en las paredes de la tolva

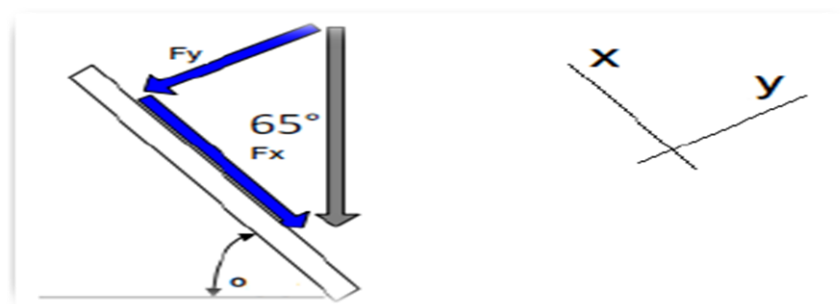


Figura 30: Componentes de las fuerzas que actúan en la pared de alimentación.

Fuente: Elaboración propia

Carga Máxima en la pared de la tolva.

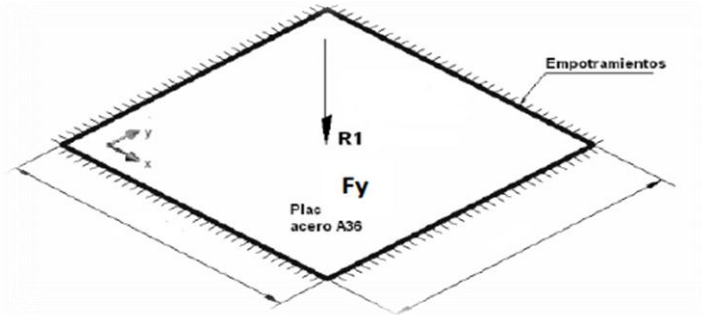


Figura 31: Carga Máxima en la pared de la tolva de alimentación.

Fuente: Elaboración propia

Momento de una fuerza con respecto a un eje específico

Una fuerza con respecto a un punto, el momento y su eje son siempre perpendiculares al plano que contiene la fuerza y el brazo del momento.

Dirección del Momento de una Fuerza

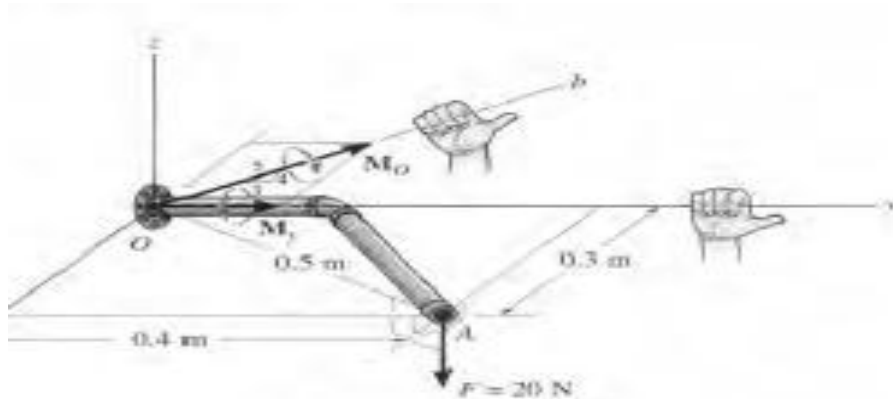


Figura 32: Carga Máxima en la pared de la tolva de alimentación.

Fuente: Mecánica vectorial para ingenieros decimosegunda edición R.C. Hibbeler.

$$M_{max} = F * d/8$$

Ecuación 50: Momento Máximo desarrollado en una placa.

Fuente: Mecánica vectorial para ingenieros decimosegunda edición R.C. Hibbeler.

Esfuerzo máximo

$\sigma_{\text{máx}}$: Esfuerzo máximo en la placa

6: constante de placas planas

E: espesor de la placa

I: Momento de inercia de la placa

$$\sigma_{\text{max}(X,Y)} = M_{\text{max}} * 6 * e / I$$

Ecuación 51: Esfuerzo Máximo debido a la flexión en la placa de la tolva de alimentación

Fuente: Mecánica vectorial para ingenieros decimosegunda edición R.C. Hibbeler.

$$I = L * e^3$$

Ecuación 52: Momento de inercia de placa.

Fuente: Mecánica vectorial para ingenieros decimosegunda edición R.C. Hibbeler.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Como $\sigma_x = \sigma_y$ en magnitud, se tiene que:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_x = \sigma_y$$

Ecuación 53: Esfuerzos Primarios o Principales.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

Mediante la siguiente ecuación se puede comprobar que la placa no va a fallar

$$\sigma_{1,2} \leq \frac{S_y}{n}$$

Ecuación 54: Comprobación de que la placa no falle

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley octava edición.

DIAGRAMA DE LAS BASES TEÓRICO CIENTÍFICAS

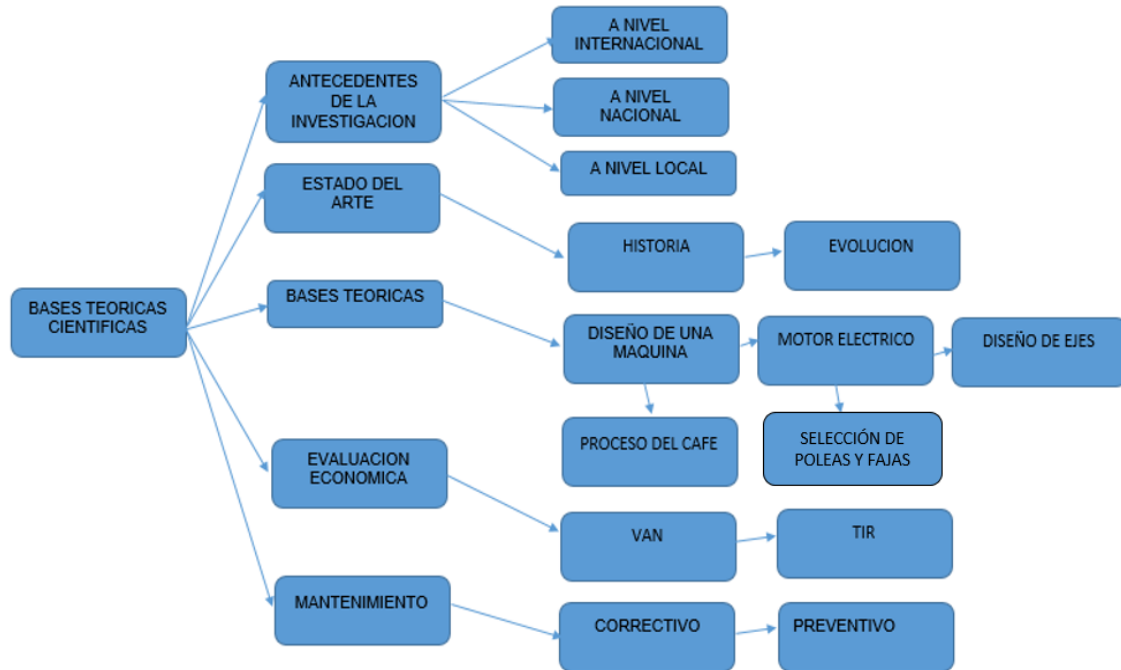


Figura 33: Diagrama de las Bases Teórico Científicas.

Fuente: Elaboración Propia.

1.8 Definición de la terminología:

Diseño de una Máquina:

Es el proceso de dar forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento de una máquina para que cumpla unas determinadas funciones o necesidades.

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema.

Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse.

Motor monofásico:

El motor eléctrico monofásico es una máquina eléctrica rotativa con devanados en el estator y rotor, conectados en serie que opera de igual forma, conectado a una fuente de corriente alterna.

Espesor de café:

El grado de espesor de la molienda tiene un impacto importante en el proceso de elaboración de la bebida, y es crítico saber combinar la consistencia del grado de fineza del café con el método de elaboración para poder extraer un sabor óptimo de los granos molidos.

Ejes de transmisión:

Son elementos que sirven para transmitir movimiento.

Chumaceras:

Son componentes mecánicos que alojan rodamientos de rodillos o de bolas en distintas aplicaciones industriales. Pueden ser del tipo entero o partido.

Cojinetes:

El Cojinete o rodamiento es un elemento de máquina que permite el movimiento relativo entre 2 componentes de un mecanismo. Uno giratorio y el otro estacionario, bajo carga, con precisión y mínimo rozamiento.

Tipos de granos de café:**El Café Arábica:**

Se cultivan fundamentalmente en Centroamérica Sudamérica, Asia y Este de África es un café con gran sabor y un bajo nivel de cafeína.

El Café Robusta:

Son cultivados sobre todo en África, aunque también hay algunos cultivos en Brasil y Asia. Es bueno para hacer café expreso por su potente sabor y un regusto amargo.

Tipos de molienda de café:

Los tres grados de molienda comercial son: grueso, medio y fino.

Los productores recomiendan un molido grueso para cafetera percoladora, molido medio para cafeteras de filtro y el molido fino para preparar café tipo express.

Tostado:

Antes de que el grano de café pueda ser usado para hacer café, éste tiene que ser tostado.

Molido:

Con el molido se transforman los granos de café tostado en partículas de tamaño uniforme en polvo.

Tolva:

Se denomina tolva a un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. En ocasiones, se monta sobre un chasis que permite el transporte.

Válvula de carga:

Se encarga de controlar la entrada del café al momento de ingresar al proceso del molido.

Válvula de descarga:

Controla la salida de café.

Disco de Molido Dentado:

Fabricado de una composición especial de hierro y acero AISI 304 que lo hace sólido y resistente al desgaste. Es cuidadosamente maquinado y pulido para garantizar su superficie. Los discos molidores son fabricados son rectificadas para que puedan producir una molienda fina.

II. MÉTODOS Y MATERIALES

2.1. Tipo y Diseño de la Investigación

2.1.1. Tipo de la Investigación

La investigación es de tipo cuasi experimental y se desarrolló dentro del área de diseño de sistemas mecánicos.

Para lograr con éxito esta investigación se hará uso de métodos analíticos, sintéticos, deductivos e inductivos durante el proceso de recolección, definición, sintetización, cálculo y simulación para el diseño de una máquina moladora de café

2.1.2. Diseño de la investigación

Tabla 21:

Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V.

PROBLEMA	SOLUCIÓN	NUEVA REALIDAD
Como mejorar las condiciones económicas mediante el proceso de molienda mecanizado de café en el C.P San Cristobal	Con el diseño de una máquina moladora de café de 100 kg/h se mejorará las condiciones económicas en el C.P San Cristobal	Con el diseño de esta máquina se ha logrado mejorar las condiciones económicas y tecnológicas del C.P San Cristobal.

Fuente: Elaboración propia

2.2. Métodos de investigación

Análisis

Porque se descompone el objeto de estudio en sus partes para conocer sus riesgos y propiedades. En nuestro caso tenemos que conocer el proceso que se realiza en el molido de café para poder determinar los parámetros de diseño.

Síntesis

Porque una vez analizada la situación actual en el C.P., acerca de los procesos que se realiza al café luego del cosechado, plantearemos una solución: diseño de la Máquina Moledora de 100 kg/h.

Deductivo

Porque después de haber definido las variables independientes y sus parámetros se debe inferir hipótesis para el diseño de la máquina moledora.

Inductivo

Porque después de haber logrado con éxito el dimensionamiento de la máquina moledora y haber realizado los estudios pertinentes al equipo mediante el software de diseño, determinaremos la factibilidad y el correcto diseño para la máquina moledora de café.

2.3. Población y muestra

2.3.1. Población:

La población estuvo constituida por la población dedicada a la caficultura en el centro poblado San Cristóbal.

2.3.2. Muestra:

La muestra estuvo constituida por la población dedicada a la caficultura en el centro poblado San Cristóbal.

2.4. Variables

2.4.1. Variables y operacionalización.

2.4.1.1. Variable independiente:

Propiedades Mecánicas del café.

Resistencia al molido

Potencia eléctrica requerida.

Cantidad de café.

2.4.1.2. Variable dependiente:

Tamaño de partícula.

2.4.2. Operacionalización.

2.4.2.1. Variables Independientes.

Tabla 22:

Variables independientes.

Variables Independientes	Dimensión	Indicadores	Sub Indicadores	Índice	Técnica en recolección de datos	Instrumentos de recolección de información	Instrumentos de medición
Propiedades Mecánicas del café	Resistencia al molido	Fuerza	Newton	N	- Análisis de Documentos y datos electrónicos. - Observación - Entrevista	- Guía de Observación - Entrevistas	Dinamómetro, Prensa.
			Kilogramo-fuerza	Kg f			
		Unidad de área	Área	m ² ó cm ²			
Potencia Eléctrica Requerida	Potencia Eléctrica Requerida	Energía por unidad de tiempo requerido para moler	Watt	W	- Análisis de Documentos y datos electrónicos. - Entrevista.	- Guía de Observación - Entrevistas	Voltímetro. Amperímetro. Watímetro.

Fuente: Elaboración Propia

2.4.2.2. Variables dependientes.

Tabla 23:

Variables dependientes.

Variables Dependientes	Dimensión	Indicadores	Índice	Técnica en recolección de datos	Instrumentos de recolección de información	Instrumentos de medición
Geometría de la partícula	Tamaño	milímetro	mm	Observación	Observación	Micrómetro.

Fuente: Elaboración Propia

2.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

2.5.1. Técnicas de investigación.

Se aplicó las siguientes técnicas de investigación:

Observación.

Porque el uso de esta técnica nos permitió describir, conocer y registrar datos en estudio de campo.

Entrevista.

Nos permitió la obtención de información mediante el diálogo con el presidente de la asociación de agricultores cafetaleros de San Cristobal – Señor Segundo Torres Vásquez, además se entrevistó y dialogó con algunos de los pobladores y caficultores de la zona.

Análisis Documental.

Se empleó la normatividad e información acerca de temas relacionados a la presente.

Diagrama de flujo de procesos.

Los autores para la presente investigación realizamos un diagrama de flujos de procesos, para la recolección de información

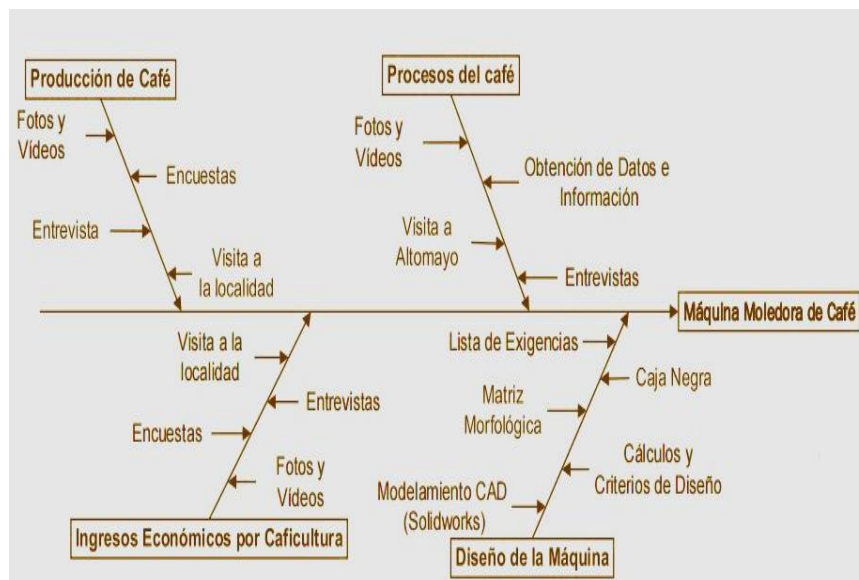


Figura 34: Diagrama de las Bases Teórico Científicas.

Fuente: Elaboración Propia.

2.5.2. Instrumentos de recolección de datos.

Se empleó los siguientes instrumentos de investigación:

Entrevistas.

Se formó una agenda para visitar la localidad y la empresa para entrevistarnos con el gerente de fábrica para solicitar autorización de entrada a la fábrica y acceso a la información, así como también la Asociación de Cafetaleros existente en la localidad.

Guías de análisis de documentos.

Se revisó normas técnicas y ambientales para el diseño de la máquina, dadas por INDECOPI.

Además, se tomó en cuenta manuales, para la elección de los dispositivos de control y para el diseño del sistema tanto mecánico, también libros y revistas.

(Ver Anexo 06)

2.6. Validación y confiabilidad de instrumentos.

Validez.

Se realizó la validez, mediante una consulta al Ingeniero Agrónomo BERNARDO CARHUATANTA ROSALES, C.I.P. 25682, especialista en temas de café (desde el cultivo, hasta la venta del mismo, sea procesado o no) la ciudad de BAGUA GRANDE.

Fiabilidad.

La medición ha tenido la precisión suficiente. Se consideró la minimización del error aleatorio mediante selección de parámetros estadísticos y posteriormente a calcular el tamaño requerido de la muestra.

2.7. Propuesta.

2.7.1. Evaluación económica.

La evaluación económica de la tesis se realizó en tablas de EXCEL, el cual permite un mejor manejo de las estadísticas numéricas, por lo cual obtuvimos el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el beneficio costo (B/C).

Para el desarrollo de este se elaboró el FLUJO EFECTIVO en la que se detallan los ingresos, los costos tanto como fijos y variables, costo de material y mano de obra y otros gastos presentes al proyecto; con una duración de 5 años tomando desde el año 0 al año 20 años.

A continuación, se muestra los cuadros de flujo de efectivo y la tabla de análisis de rentabilidad (VAN, TIR, B/C); y se asume lo siguiente si:

Tabla 24:

Tabla de análisis de rentabilidad

VAN\geqINVERSIÓN	ACEPTABLE
VAN$<$INVERSIÓN	NO ACEPTABLE
TIR\geqTASA	ACEPTABLE
TIR$<$TASA	NO ACEPTABLE
B/C\geq1	ACEPTABLE
B/C$<$1	NO ACEPTABLE

2.7.1.1 VAN.

Conocido bajo distintos nombres, es uno de los métodos más aceptados (por no decir el que más).

Por Valor Actual Neto de una inversión se entiende la suma de los valores actualizados de todos los flujos netos de caja esperados del proyecto, deducido el valor de la inversión inicial.

Si un proyecto de inversión tiene un VAN positivo, el proyecto es rentable. Entre dos o más proyectos, el más rentable es el que tenga un VAN más alto. Un VAN nulo significa que la rentabilidad del proyecto es la misma que colocar los fondos en él invertidos en el mercado con un interés equivalente a la tasa de descuento utilizada.

La única dificultad para hallar el VAN consiste en fijar el valor para la tasa de interés, existiendo diferentes alternativas.

La principal ventaja de este método es que al homogeneizar los flujos netos de caja a un mismo momento de tiempo ($t=0$), reduce a una unidad de medida común cantidades de dinero generadas (o aportadas) en momentos de tiempo diferentes. Además, admite introducir en los cálculos flujos de signo positivos y negativos (entradas y salidas) en los diferentes momentos del horizonte temporal de la inversión, sin que por ello se distorsione el significado del resultado final, como puede suceder con la T.I.R.

2.7.1.2 TIR.

Se denomina Tasa Interna de Rentabilidad (T.I.R.) a la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (V.A.N.) de una inversión sea igual a cero. ($V.A.N. = 0$).

Este método considera que una inversión es aconsejable si la T.I.R. resultante es igual o superior a la tasa exigida por el inversor, y entre varias alternativas, la más conveniente será aquella que ofrezca una T.I.R. mayor.

La T.I.R. es un indicador de rentabilidad relativa del proyecto, por lo cual cuando se hace una comparación de tasas de rentabilidad interna de dos proyectos no tiene en cuenta la posible diferencia en las dimensiones de los mismos. Una gran inversión con una T.I.R. baja puede tener un V.A.N. superior a un proyecto con una inversión pequeña con una T.I.R. elevada.

2.7.1.3 Periodo de recuperación de inversión (PRI).

El plazo de recuperación de la inversión, PRI permite seleccionar aquellos proyectos cuyos beneficios permiten recuperar más rápidamente la inversión debido a que se calcula el número de años que la empresa tarda en recobrar su dinero.

2.8 Análisis estadístico e interpretación de los datos.

2.8.1. Enfoque cualitativo.

Se realizaron entrevistas, para determinar la producción de café, y tomar como referencia para la realización del balance de materia y energía para la capacidad de la máquina.

2.8.2. Enfoque cuantitativo.

El proceso para análisis de datos se ejecutó a través de herramientas estadísticas del programa MICROSOFT EXCEL en su versión para Windows 10 ingresando los resultados obtenidos al utilizar los instrumentos de medición.

III. RESULTADOS

3.1. Selección y diseño del sistema mecánico del proceso de molido de café.

Se consideró inicialmente justificar la capacidad de la máquina teniendo en cuenta como mercados potenciales para consumo de café a las provincias de Utcubamba, Chachapoyas y Jaén.

Posteriormente se determinó los sistemas de molido actuales en el mercado, para luego diseñar el sistema mecánico del proceso de molido de café, se analiza y evalúa por medio de una MATRIZ MORFOLÓGICA, la cual se obtuvo de evaluar tanto técnica como económicamente varias propuestas de sistema mecánico de molido.

Para la selección de los elementos electromecánicos, la base principal es la MATRIZ MORFOLÓGICA, la cual se elaboró evaluando los posibles sistemas electromecánicos de acuerdo con la norma alemana VDI 2221.

Una vez seleccionados y evaluados los probables proyectos preliminares se muestra el esquema de la máquina.

BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.

La presente estimación está basada en el consumo per cápita o por persona de café procesado en el Perú actualmente y se estimó de la siguiente manera:

Consumo per cápita de café en el Perú:

$$C_{pc} = 650 \text{ gr/año}$$

Fuente: (Diario Gestión , 2015)

Población de potenciales mercados para venta de café:

Mercado en Provincia de Chachapoyas: 49 700 Hab.

Mercado en de Utcubamba: 109 043 Hab.

Mercado en Provincia de Jaén: 183 634 Hab.

Mercado Total estimada (M_{TOTAL}): 342 377 Hab.

Fuente: INEI

(INEI - CENSO 2007)

Luego para obtener el consumo estimado:

Por simple multiplicación del consumo per cápita o por persona se tuvo:

$$C_{ET} = C_{pc} * M_{TOTAL}$$

$$C_{ET} = \frac{650gr}{hab - año} * 342\,377 Hab.$$

$$C_{ET} = 222\,545.05 kg$$

Luego, el quintal métrico es considerado: 1 Quintal = 100 kg y se determinó el CC (Cantidad de café):

$$CC = \frac{222\,545.05kg}{100 \frac{kg}{quintal}}$$

$$CC = 2225.45 qq$$

Finalmente se determinó la capacidad de la máquina, mediante las siguientes consideraciones:

$$CC = 2225.45$$

Capacidad de la máquina = Cap.

Tiempo = 365 días

1 día = 24 horas

Horas de Funcionamiento Diarias = 6 h/día = HFD.

Cantidad de café molido: CCM

$$CCM = Cap * HFD * Año$$

$$CC = Cap * HFD * T$$

$$2225 qq = Cap * 6 \frac{h}{día} * 365 día$$

$$\frac{2225}{6 * 365} \frac{qq}{h} = Cap$$

$$Cap = 1.02 \frac{qq}{h}$$

$$Cap = 1.02 \frac{qq}{h} * 100 \frac{kg}{qq}$$

$$Cap = 102 \frac{kg}{h}$$

De lo cual podemos aproximar a la capacidad esperada para la máquina de:

$$Cap \approx 100 \frac{kg}{h}$$

Lista de exigencias:

Tabla 25:

Lista de exigencias máquina moledora de café.

DESEO O EXIGENCIA	CARACTERÍSTICAS
E	<p>Función principal</p> <p>La máquina debe transportar y moler el grano de café tostado para su posterior almacenamiento</p>
D	<p>Geometría</p> <p>Tener una altura máxima de 1.6 metros y un ancho no mayor a 1 metro.</p> <p>Conexiones simples, fáciles de hallar en la industria y seguras.</p>
E	<p>Material</p> <p>El flujo de material son granos de café tostado.</p> <p>Los granos de café al ingresarán en forma ordenada verticalmente.</p> <p>A la salida de la cadena de procesos el grano de café no sufrirá cambios químicos, pero sí cambios en su forma.</p>
E	<p>Fuerzas</p> <p>La máquina debe ser lo suficientemente rígida como para mantener su estabilidad durante la operación del molido.</p>
E	<p>Ergonomía</p> <p>Optima relación hombre-máquina, es decir debe ser de fácil acceso y seguro para cualquier persona, esto incluye, jóvenes y adultos.</p> <p>El ingreso de materia prima debe estar aproximadamente a una altura de 1,6 m.</p> <p>El color de la máquina será claro y el modelo sin ninguna sorpresa para no provocar distracciones en el operador.</p>
E	<p>Seguridad</p> <p>El dispositivo debe contar con los elementos necesarios para garantizar y salvaguardar la seguridad del operador.</p> <p>Así mismo la máquina debe contar con señalización de seguridad.</p>

E	<p>Señales</p> <p>Se contará con botones de encendido y apagado. Serán de fácil comprensión y manejo para el operador y usuarios (para el caso de energía eléctrica).</p> <p>Se tendrán luces que indique que el proceso de compactado y en estado de apagado.</p>
D	<p>Cinemática</p> <p>El recorrido de los mecanismos de la máquina debe ser lo más cortos posibles.</p>
E	<p>Materia</p> <p>Para su construcción deben usarse materiales con buenas propiedades de dureza, resistencia y tenacidad, además que no contaminen el ambiente.</p> <p>La máquina solo debe ser usada para moler granos de café tostado.</p>
E	<p>Energía</p> <p>La energía utilizada en la máquina debe de ser del tipo mecánica suministrada por un motor eléctrico</p>
D	<p>Cinemática</p> <p>El proceso del molido no debe ser tan rápido.</p>
E	<p>Fabricación</p> <p>La fabricación y ensamble de la máquina debe ser fácil. Los procesos de manufactura que se realizarán podrán ser llevados a cabo en un taller local, también podrán ser producidos en serie.</p>
E	<p>Control</p> <p>Se deben controlar todas las etapas de fabricación de la máquina según las normas correspondientes.</p>
E	<p>Montaje</p> <p>El montaje de la máquina debe ser de rápida instalación y de fácil comprensión para los operarios; asimismo, el desmontaje deberá ser rápido y simple para el posterior traslado y así poder usarla en diferentes lugares.</p>

E	<p>Mantenimiento</p> <p>El mantenimiento de la máquina será factible y sin complicaciones gracias a su diseño (disposición de componentes).</p> <p>El tiempo estimado de mantenimiento lo determinará el desgaste de las piezas involucradas. La pintura exterior será protectora (anticorrosivo).</p> <p>Para conseguir los repuestos se podrá buscar en el mercado nacional como en el internacional, dependiendo de la calidad del producto y el precio.</p>
----------	--

Fuente: Elaboración Propia.

CAJA NEGRA

Caja negra de la máquina moladora de café.

La función total de la máquina moladora de café puede representarse en forma de una caja negra, donde se tienen en cuenta tres magnitudes de entrada y de salida.

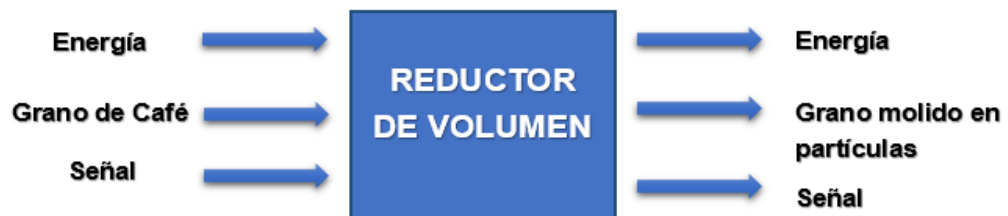


Figura 35: Caja negra de la máquina moladora de café.

Fuente: Elaboración Propia.

Se define el ingreso y salida de: la materia, energía y señales.

INGRESO:

Material: Grano de café.

Energía: Fuerza humana

Señales: Señal de tipo visual para inicio del proceso

SALIDA:

Material: Grano molido

Energía: Calor, vibraciones, sonidos.

Señales: Señal de tipo visual de finalización del proceso.

DESCRIPCIÓN DE FUNCIONES:

Preparar: Se prepara el grano de café tostado en recipientes.

Alimentar: Se introduce el grano de café tostado en la máquina.

Transmitir fuerza: Consiste en transmitir la fuerza desde el lugar donde se genera hasta el lugar de molido.



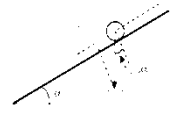
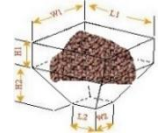
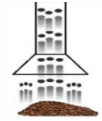



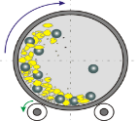





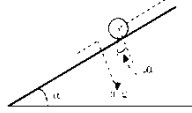
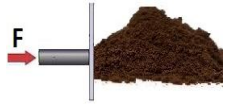



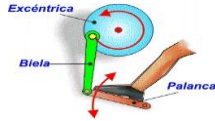
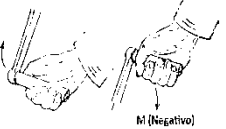

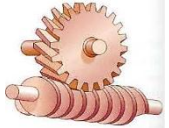
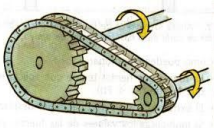
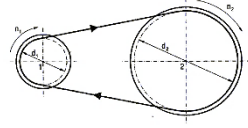

Moler: Se procede a moler el café tostado de forma transversal desde su forma original hasta dejarla reducirlo a partículas muy finas.

Filtrar: Se filtra el café molido por medio de una malla.

Almacenar: Las partículas molidas se trasladan hasta un depósito.

Tabla 26:

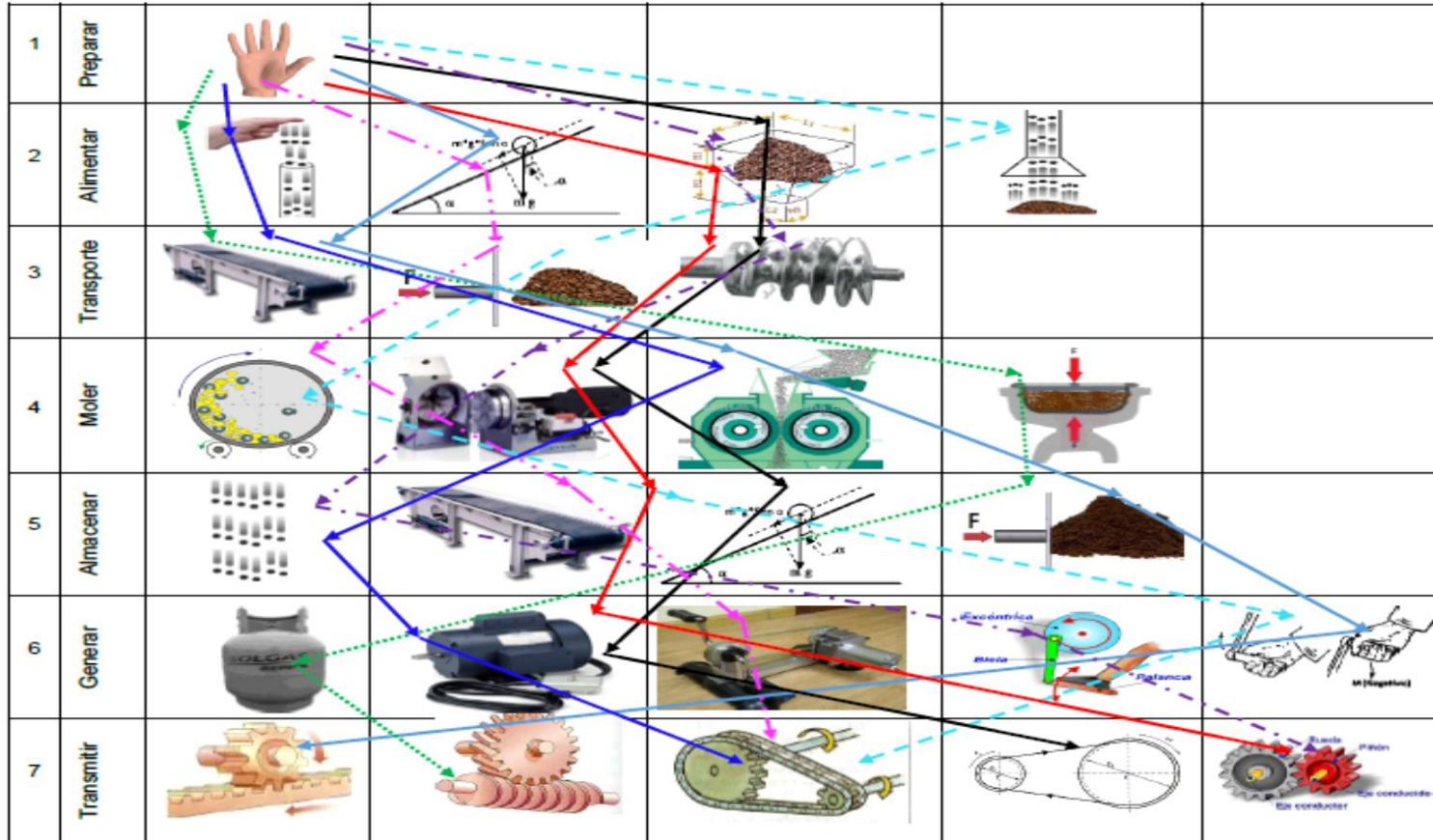
Matriz Morfológica Inicial.

1	Preparar					
2	Alimentar					
3	Transporte					
4	Moler					
5	Almacenar					
6	Generar					
7	Transmitir					

Fuente: Elaboración propia

Tabla 27:

Matriz Morfológica Final.



Legenda	
	Proyecto 1
	Proyecto 2
	Proyecto 3
	Proyecto 4
	Proyecto 5
	Proyecto 6
	Proyecto 7
	Proyecto 8

Fuente: Elaboración propia

CONCEPTO DE SOLUCIÓN:

De acuerdo a la norma (VDI 2221) se realiza esquemas de los conceptos de solución, los cuales se muestran en el anexo 3, y se procede a hacer una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No aceptable; 2: Suficiente; 4: Muy satisfactorio

1: poco satisfactorio; 3: Satisfactorio

La calificación se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 28:

Criterios Técnicos y Económicos.

Nº	Criterios técnicos y económicos	SOLUCIONES							
		01	02	03	04	05	06	07	08
1	Estabilidad	3	3	3	3	4	4	4	4
2	Número de operarios	4	4	4	4	4	4	4	4
3	Facilidad de manejo	3	4	2	4	3	4	3	3
4	Buen uso de fuerza	2	3	2	3	2	4	3	3
5	Costo de tecnología	3	2	4	3	2	3	3	3
6	Costo de operación	1	3	4	3	3	3	4	3
7	Seguridad	3	4	3	3	3	4	4	2
8	Rapidez	3	4	2	4	2	4	2	2
9	Facilidad de montaje	3	2	3	3	3	4	3	4
10	Posibilidad de Automatización	4	3	4	3	4	4	4	4
Suma Total		29	32	31	33	30	38	34	32

Fuente: Elaboración propia

El concepto que tuvo mayor puntaje fue el número 6. Se describe las partes de ella: Para el proyecto preliminar se consideran los pasos que sigue el operario y las etapas por las que está sometida la botella, estas son mencionadas a continuación:

Procedimiento del usuario:

Se prepara el café tostado en un recipiente y se procede al vaciado del café tostado en la tolva de la máquina para comenzar el proceso de molido.

Pulsa el botón de INICIO para comenzar el proceso de molido. Esperar aproximadamente cinco segundos, hasta que el motor logre superar la inercia y se apertura la válvula de entrada del café. Para apagar la máquina, se presiona el botón de PARADA.

Etapas para el molido del grano de café:

Luego de ser preparado el grano tostado de café, se procede a su depósito en la tolva de la máquina.

Luego de ser depositado en la tolva, es transportado y regulado hacia el área de molido mediante un eje de tornillo sin fin.

Luego del molido del café, se procede a regular la calidad del grano molido, mediante filtro, luego del proceso del filtrado, existen 2 ductos rectangulares que representan zonas de descarga, una por donde saldrá el café molido de gran calidad y otra zona por donde saldrá las partículas molidas que no cumplieron con la calidad para proceder a molerlos nuevamente.

A continuación, se hace las descripciones características de cada proyecto preliminar:

Proyecto preliminar 1:

La fuerza y velocidad de operación serán suministradas por un motor eléctrico monofásico y controlado por poleas.

La transmisión de potencia del motor al eje del disco móvil es por acople. El molido se realiza por medio de discos, uno fijo a la carcasa de la máquina y otro móvil, mediante giro de su respectivo eje y presión que realicen los discos a los granos de café.

Un disco irá acoplado al eje de transporte del grano de café y estará a su vez acoplado a un seguro mecánico tipo mariposa.

Proyecto preliminar 2:

La fuerza y velocidad de operación serán suministradas por un motor eléctrico monofásico y controlado por poleas.

La transmisión de potencia del motor eléctrico al eje de tornillo sin fin se da por medio de una faja directa.

El molido se realiza por medio de discos, uno fijo a una puerta y otro móvil, mediante giro de su respectivo eje y presión que realicen los discos a los granos de café.

El molido se realiza por medio de discos, uno fijo a una puerta y otro móvil, mediante giro de su respectivo eje y presión que realicen los discos a los granos de café.

Proyecto preliminar 3:

La fuerza y velocidad de operación serán suministradas por un motor eléctrico.

La transmisión de potencia del motor al eje de tornillo sinfín se da por medio de poleas unidas con una faja o correa mecánica.

Un disco estará acoplado a la carcasa, cuando se realice el proceso de molido mientras que el otro disco irá acoplado al eje que transportará el grano de café.

La regulación del grano estará dado por un sistema denominado tuerca - contratuerca

El molido se realiza por medio de discos, uno fijo a una puerta y otro móvil que realizará el trabajo del molido mediante giro de su respectivo eje.

Se presentó la evaluación de proyectos preliminares en dos tablas, tabla 2 y tabla 3, una evaluando únicamente la parte técnica y la otra la parte económica.

Se tienen las siguientes consideraciones:

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según **VDI 2221**)

0 = No satisface, 1 = Casi aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)

g: el peso ponderado está en función de los criterios de evaluación.

Tabla 29:

Evaluación de Proyectos Preliminares según el valor técnico.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS									Área de Diseño	
Valor Técnico (Xi)										
Proyecto: Máquina Moledora de Café										
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	9	3	27	3	27	3	27	4	36
2	Forma	8	2	16	3	24	3	24	4	32
3	Diseño	8	3	24	3	24	3	24	4	32
4	Seguridad	8	3	24	3	24	4	32	4	32
5	Ergonomía	6	3	18	2	12	3	18	4	24
6	Fabricación	7	3	21	2	14	3	21	4	28
7	Sencillez de operación	7	3	21	3	21	3	21	4	28
8	Montaje	6	3	18	2	12	3	18	4	24
9	Transporte	5	3	15	3	15	4	20	4	20
10	Mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32	4	32
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			29	208	27	197	33	237	-	288
Valor Técnico Xi			-	0.72	-	0.68	-	0.82	-	1.00
Orden			-	2	-	3	-	1	-	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 30:

Evaluación de Proyectos Preliminares según el Valor Económico.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS									Área de Diseño		
Valor Económico (Yi)											
Proyecto: Máquina Moledora de Café											
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	7	3	21	3	21	3	21	4	28	
2	Forma	7	3	21	3	21	3	21	4	28	
3	Diseño	8	3	24	3	24	3	24	4	32	
4	Seguridad	6	3	18	3	18	3	18	4	24	
5	Ergonomía	6	3	18	3	18	3	18	4	24	
6	Fabricación	8	3	24	2	16	3	24	4	32	
7	Sencillez de operación	7	4	28	2	14	3	21	4	28	
8	Montaje	6	3	18	2	12	3	18	4	24	
9	Transporte	6	3	18	3	18	4	24	4	24	
10	Mantenimiento	8	3	24	2	16	4	32	4	32	
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$				31	214	26	178	32	221	-	276
Valor Técnico Xi				-	0.78	-	0.64	-	0.8	-	1.00
Orden				-	2	-	3	-	1	-	-

Fuente: Elaboración propia

Valor Técnico vs Valor Económico.

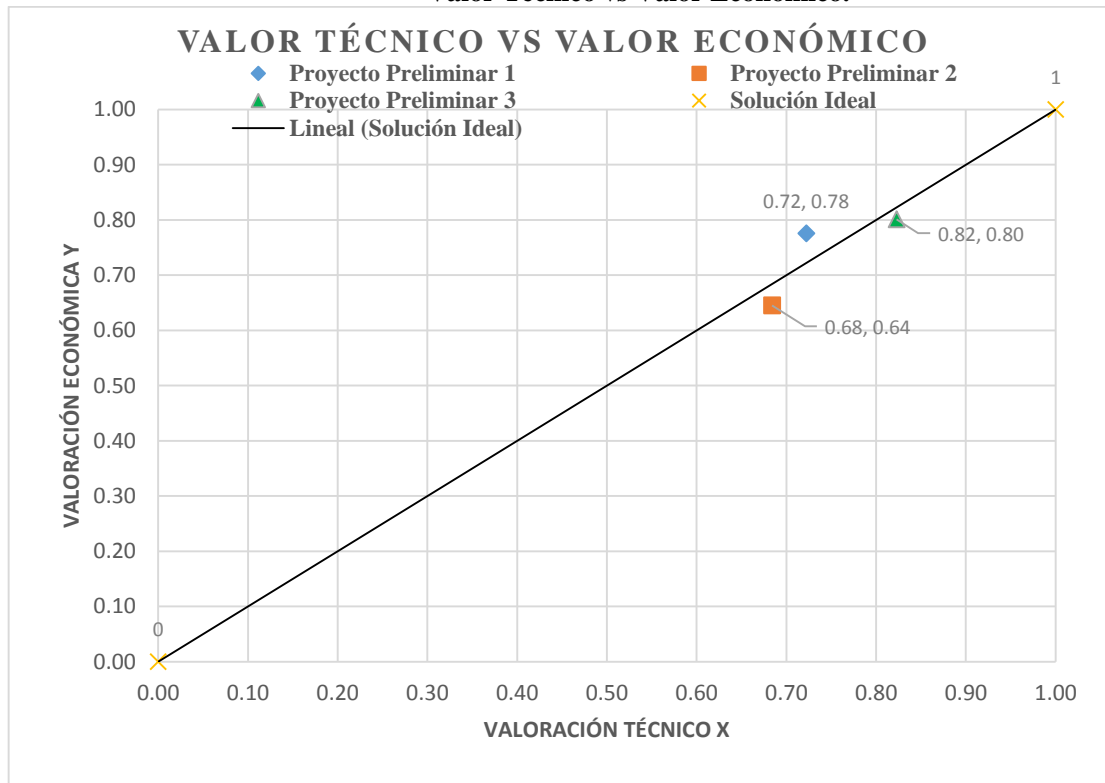


Figura 36: Representación Lineal de la escala valorativa del aspecto técnico y económico.

Fuente: Elaboración Propia.

Interpretación de la representación lineal de la escala valorativa del aspecto técnico y económico.

De la comparación en la escala valorativa económica vs la escala técnica se concluyó que el proyecto preliminar 3 es la más factible técnica y económicamente.

Esquema del proyecto preliminar de mayor puntaje

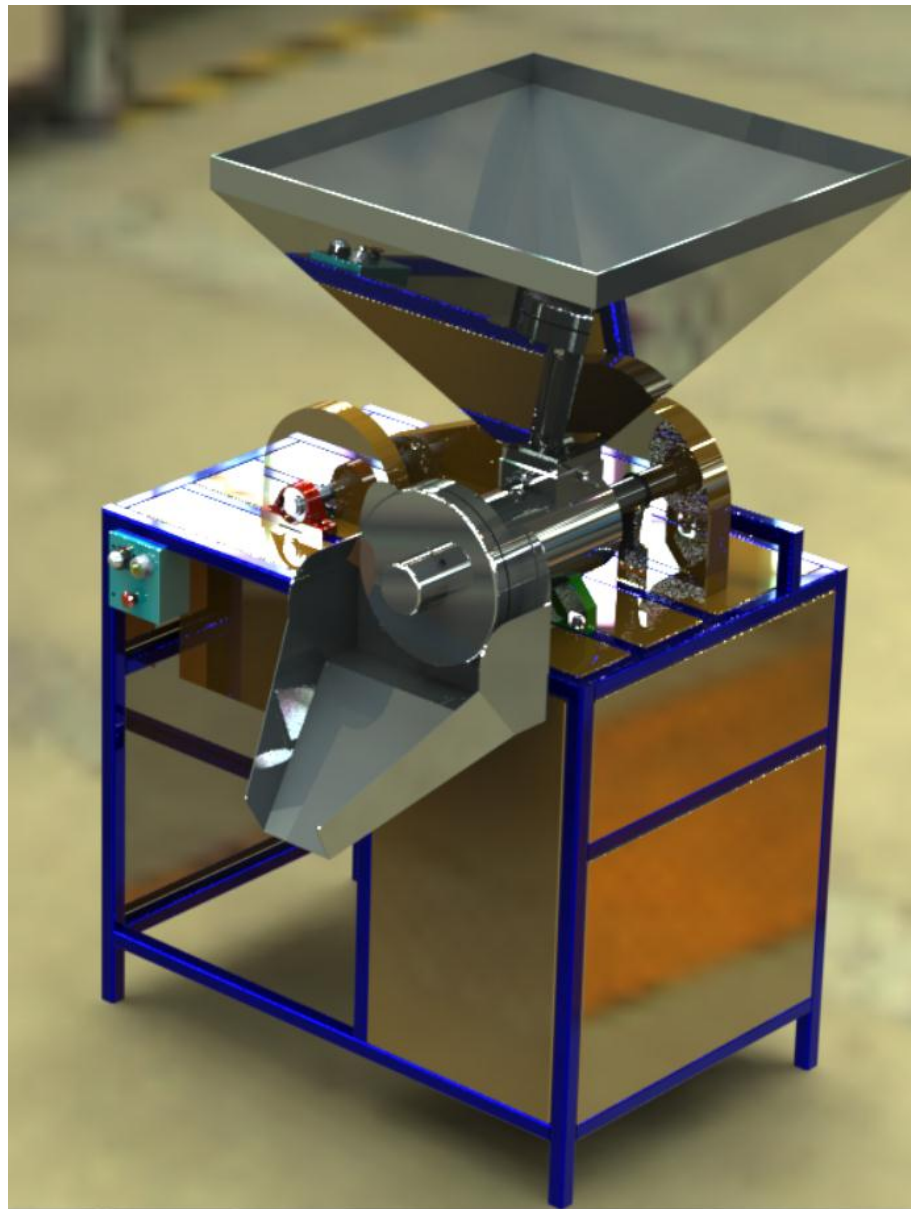


Figura 37: *Máquina moledora de café*

Fuente: Elaboración Propia.

3.2. Cálculos de los elementos de máquinas de los sistemas mecánicos.

Para evaluar la resistencia de los elementos de máquina del sistema mecánico, se han determinado a lo largo de los años y han sido registrados por medio de tablas, luego de haber consultado en las tablas, se procede al diseño y elaboración de los elementos, cuando ya se tiene todos los elementos diseñados y ensamblados, el software SOLIDWORKS nos brinda la oportunidad de evaluar la resistencia mediante gráficos la resistencia que van a tener cada elemento funcionando en conjunto, para así poder determinar las posibles ubicaciones de fallas de la máquina diseñada.

Granulometría del café:

$$\rho_{café} = \frac{m_{café}}{V_{café}} = \frac{0.25kg}{0.0009m^3} = 277.778 \frac{kg}{m^3}$$

Ecuación 55: Ecuación de la densidad de un cuerpo, específicamente del café.

Densidad del café:

$$\rho_{café,tostado} = 277.778 \frac{kg}{m^3} \approx 280 \frac{kg}{m^3}$$

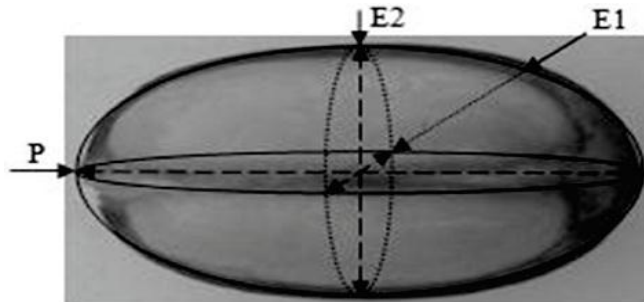


Figura 38: Características granulométricas del grano de café

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 31:*Granulometría de longitudes del café.*

Mediciones	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	D _c (mm)	V _{elipsoide} (mm ³)	V _{elipsoide} (m ³)	V _{esfera} (mm ³)	V _{esfera} (m ³)
1	4	8	12	8.00	256.00	2.56E-07	268.08	2.681E-07
2	4	9	12	8.33	288.00	2.88E-07	303.01	3.030E-07
3	5	8	12	8.33	320.00	3.20E-07	303.01	3.030E-07
4	4	8	10	7.33	213.33	2.13E-07	206.49	2.065E-07
5	4	8	12	8.00	256.00	2.56E-07	268.08	2.681E-07
6	5	8	11	8.00	293.33	2.93E-07	268.08	2.681E-07
7	4	8	11	7.67	234.67	2.35E-07	235.95	2.359E-07
8	4	8	12	8.00	256.00	2.56E-07	268.08	2.681E-07
9	5	8	12	8.33	320.00	3.20E-07	303.01	3.030E-07
10	5	8	11	8.00	293.33	2.93E-07	268.08	2.681E-07
11	5	8	12	8.33	320.00	3.20E-07	303.01	3.030E-07
12	5	8	11	8.00	293.33	2.93E-07	268.08	2.681E-07
13	5	8	14	9.00	373.33	3.73E-07	381.70	3.817E-07
14	5	8	12	8.33	320.00	3.20E-07	303.01	3.030E-07
15	5	8	12	8.33	320.00	3.20E-07	303.01	3.030E-07
16	5	8	14	9.00	373.33	3.73E-07	381.70	3.817E-07
17	4	7	12	7.67	224.00	2.24E-07	235.95	2.359E-07
18	5	8	13	8.67	346.67	3.47E-07	340.84	3.408E-07
19	4	8	10	7.33	213.33	2.13E-07	206.49	2.065E-07
20	4	8	10.5	7.50	224.00	2.24E-07	220.89	2.2089E-07
MEDIA	4.55	8.00	11.775	8.1083	285.74	2.86E-07	281.8286	2.818E-07

Fuente: Elaboración Propia.

3.2.1. Cálculos para la Potencia de Molido

Luego se procedió al cálculo de la potencia requerida para la molienda del café, mediante las leyes de desintegración sólida, del postulado de Bond, el cual Work Index de Bond, de acuerdo a las leyes de desintegración de material sólido, en nuestro caso la molienda de café se rige bajo estas leyes de desintegración sólida, desde un diámetro característico de 8.11 mm hasta los rangos establecidos en la Norma NTC 3534 (9) (ver siguiente Tabla).

Tabla 32:

Clasificación de la molienda y métodos recomendados para la preparación del café.

Molienda	Diámetro medio (µm)	Coefficiente de uniformidad	Preparación	Tiempo (min.)
Gruesa	701–900	> 2,5	Ollas, pistón, percolador	6 – 9
Media	501–700	> 3,0	Colador de tela, filtros de papel, greca, goteo.	4 – 6
Fina	350–500	> 3,8	Expresso doméstico e institucional	0,5 – 4

Fuente: (Guevara Barreto & Castaño Castrillón, 2005)

De la tabla anteriormente mencionada, se consideró un diámetro medio de molienda final al promedio del intervalo considerado por la NTC 3534.

Es decir:

$$D_f = \frac{D_{menor,int} + D_{mayor,int}}{2} = \frac{350 + 500}{2} = 425 \mu m \approx 0.425 mm$$

Y para diámetro inicial, se consideró el diámetro característico, obtenido de los experimentos de medición granulométrica del café.

$$D_i = D_c = 8.1083 mm$$

Para la Potencia de molienda requerida, nos hemos basado en las leyes o postulados sobre desintegración de sólidos y aplicarlo a cuerpos a granel.

De acuerdo con la ley de desintegración de sólidos, se ha aplicado la Ley de Bond, para diámetros comprendidos entre 0.05 mm y 50 mm. Para determinar la potencia se consideró la siguiente ecuación práctica para unidades inglesas.

$$\frac{P}{\dot{m}} = 0.3162 * W_i * \left(\frac{1}{\sqrt{L_p}} - \frac{1}{\sqrt{L_f}} \right)$$

Ecuación 56: Determinación de la Potencia por unidad de masa, según el Manual del Ingeniero Químico de Perry y Green.

Donde:

P : se expresa en kW;

m : flujo másico de alimentación en toneladas cortas/hora;

L_p : Diámetro final del grano a reducir, expresado en milímetros.

L_F : Diámetro inicial de la partícula (luego de la molienda) en milímetros.

Fuente: (Rao, 2010)

Así mismo de la siguiente fórmula se obtuvo el Work Index:

$$W_i = 2.59 * \left(\frac{C_s}{\rho_s} \right)$$

Ecuación 57: Determinación del Work Index, según el manual del Ingeniero Químico de Perry y Green.

Fuente: El Manual del Ingeniero Químico – (Perry & Green), tomo IV.

Dónde:

C_s: Resistencia de Trituración por Impacto lb-pie/pulg de espesor necesario para romperse.

Para la determinación del esfuerzo o resistencia de trituración por impacto C_s, Work Index (W_i) y de la potencia que se requiere para la molienda del café tostado, se realizó el experimento, que consiste en aplicarle un impacto con un peso determinado y determinar el punto de fractura, para lo cual se empleó:

1 tabla de cuyo peso es de 0.05 kg y de dimensiones: 75x106x18 mm.

1 tabla de cuyo peso es de 0.1 kg y de dimensiones: 140x48x33 mm.

Como soporte para determinar la altura de 0.02m:

1 tabla de cuyo peso es de 0.1 kg y de dimensiones: 103x81x20 mm.

De la experimentación de impacto de granos tostados de café, se obtuvo el siguiente resultado:

Tabla 33:

Determinación del Work Index, según la Ley de Bond en kWh/(ton-corta).

Ítems	Kg de fractura	Altura (m)	Energía de fractura (E.P.G.) lbf-pie	Diámetro inicial en mm	8.1083	Diámetro final en mm	0.425
				Cs (lb-pie/pulg espesor)	Gravedad específica	Work Index kW/ton corta	P kW
1	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
2	0.15	0.020	0.022	0.068	0.28	0.63	0.8201
3	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
4	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
5	0.15	0.020	0.022	0.068	0.28	0.63	0.8201
6	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
7	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
8	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
9	0.15	0.020	0.022	0.068	0.28	0.63	0.8201
10	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
11	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
12	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
13	0.15	0.020	0.022	0.068	0.28	0.63	0.8201
14	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
15	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
16	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
17	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
18	0.05	0.020	0.007	0.023	0.28	0.21	0.2734
19	0.15	0.020	0.022	0.068	0.28	0.63	0.8201
20	0.1	0.020	0.014	0.045	0.28	0.42	0.5468
PROM.	0.095	0.020	0.014	0.043	0.280	0.398	0.519
MÍN.	0.050	0.020	0.007	0.023	0.280	0.210	0.273
MÁX.	0.150	0.020	0.022	0.068	0.280	0.629	0.820

Fuente: Elaboración Propia.

De los resultados obtenidos se observó los valores máximos, mínimos y el promedio de las potencias para el molido de café reduciéndolo de un tamaño característico de 8.1083mm a 0.425 mm, para 100 kg de café:

$$P_{\max} = 820 \text{ W} ; P_{\text{prom}} = 548 \text{ W} ; P_{\min} = 82 \text{ W}$$

De lo cual se optó por la potencia promedio para la molienda del grano de café.

$$P_{\text{molido}} = P_m = 548 \text{ W}$$

3.2.2. Cálculos para la Tolva:

Se tomó en consideración la norma **DIN 1055 – 6:2005-03**, la cual hace referencia al diseño de silos o tolvas de alimentación.

Se seleccionó el material adecuado a las normas de salubridad, tomando en cuenta que se trata de procesamiento de alimento y de acuerdo a la LEY N° 29571 - CÓDIGO DE PROTECCIÓN Y DEFENSA DEL CONSUMIDOR, la cual establece en el Artículo N° 30, del Sub Capítulo II - Protección de los consumidores en los alimentos, Capítulo IV - Salud y seguridad de los consumidores, TÍTULO I: Derechos de los consumidores y relación consumidor - proveedor, el cual textualmente dice:

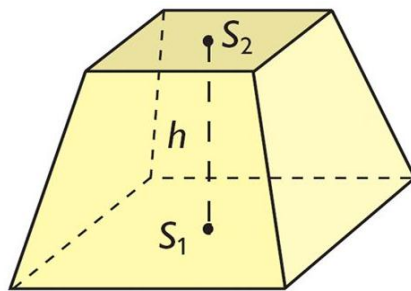
“**Artículo 30:** Inocuidad de los alimentos Los consumidores tienen derecho a consumir alimentos inocuos. Los proveedores son responsables de la inocuidad de los alimentos que ofrecen en el mercado, de conformidad con la legislación sanitaria.”

En el caso del presente diseño se consideró el acero AISI 304, por sus propiedades de alta resistencia a la oxidación o corrosión.

Equivalentes internacionales al Acero inoxidable AISI 304:

DIN X5 CR Ni 18.09, AFN Z6 CN 18.09, EN58E, JIS SUS 304 Wks 1.4301

Para Tolva: Forma Geométrica.



El volumen de un tronco de pirámide se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

Sean S_1 y S_2 las superficies de las bases del tronco de pirámide y h su altura, entonces:

$$\text{Volumen tronco pirámide} = \frac{h}{3} \cdot (S_1 + S_2 + \sqrt{S_1 \cdot S_2})$$

Figura 39: Volumen de tronco piramidal.

Fuente: (Lacerda, 2009)

Tabla 34:*Evaluación de las posibles dimensiones de la tolva.*

Lado Mayor	Lado menor	Altura (m)	Peso	Valor de la diferencia	
		0.5	25 kg		
		Volumen	IDEAL m3		
A (m)	a (m)	$V=H*(A^2+a^2+A*a)/3$	0.09	0	
0.7	0.1	0.08435	0.09	0.004936	
0.75	0.105	0.096841594	0.09	-0.007556	
0.9	0.1	0.138216667	0.09	-0.048931	
1	0.14	0.173592	0.09	-0.084306	
1.1	0.15	0.210404167	0.09	-0.121118	
1.2	0.16	0.250922667	0.09	-0.161637	

Fuente: Elaboración Propia**Tabla 35:***Interpolación de la evaluación del radio del radio mayor y menor de la tolva de geometría Trocopiramidal invertida.*

L mayor		L menor	
0.70	0.004936	0.1000	0.004936
0.720	0	0.102	0
0.75	-0.00756	0.1050	-0.00756

Fuente: Elaboración Propia

De las tablas anteriores podemos decir que las dimensiones adecuadas en cuanto a ergonomía y estética de la máquina, para un almacenamiento **25 kg**, en la zona de ingreso de café, con una altura de **0.5 m** cuya forma geométrica corresponde a la de una un tronco de pirámide:

Lado del cuadrado mayor: 0.72m -> 720 mm

Lado del cuadrado menor: 0.102m -> 102 mm

Altura de la tolva: 0.5 m.

 V_{total} de la tolva: 0.09 m^3 – equivalente a 90000 cm^3

Presión en el interior de la tolva:

La hipótesis de cálculo para la tolva, se asumió al café como si actuase en forma de fluido, dado que por el tamaño de los granos de café se comporta como un fluido, y la presión en el fondo de la tolva se obtendrá de la siguiente manera.

$$P = \rho * g * h$$

Ecuación 58: Presión que ejerce un fluido a una altura determinada, sobre un punto contenido en un plano horizontal.

Fuente: (Hibbeler, 2004)

Donde:

P: Presión (Pa: kN/m²).

ρ : Densidad expresado en kg/m³.

g: gravedad expresada en m/s².

h: Altura expresada en metros.

Se reemplazan los valores y obtenemos una presión de:

$$P = 280 * 9.81 * 0.5 = 1373.4 Pa \approx 1.4 kPa$$

Además se determinó que el área de contacto en la zona del paralelepípedo es igual a:

$$A_1 = \left(\frac{L_{mayor} * L_{menor}}{2} \right) * h_{Tolva,inc}$$

Ecuación 59: Área de un trapecio

Altura de la inclinación de la tolva.

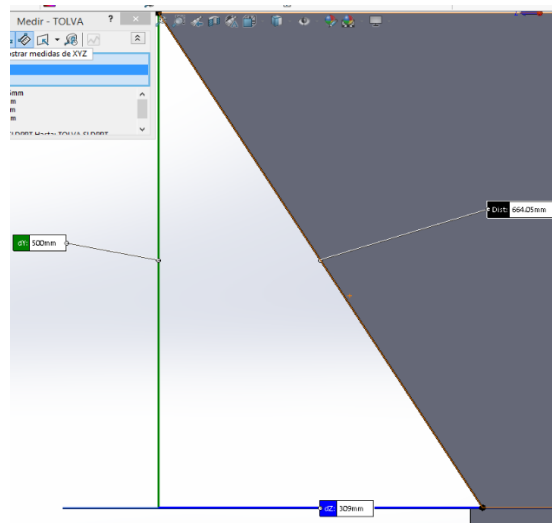


Figura 40: Altura de la inclinación de la tolva.

Fuente: Elaboración Propia

Con la ayuda del software Solidworks, hallamos la altura inclinada de la tolva:

$$h_{Tolva,inc} = 664.05mm \approx 0.6641m$$

De esto se tuvo que A_1 :

$$A_1 = \left(\frac{0.720 + 0.102}{2} \right) * 0.6641$$

$$A_1 \approx 0.273m^2$$

Donde:

Para el cálculo de la presión en el interior de la tolva, se consideraron solo la presión que ejerce el peso sobre la misma, más no la presión que genera la fricción, debido a que su coeficiente de fricción es demasiado bajo con respecto a la superficie de acero inoxidable.

Se determinó las fuerzas que actúan en las distintas áreas de las paredes de la tolva:

$$P_1 = \frac{F}{A} \rightarrow F_1 = P * A_1 = 1400 \frac{N}{m^2} * 0.273m^2 = 382.2N$$

Ecuación 60: Presión de una fuerza F a una sección transversal.

Para la parte superior, donde se encuentra el área 1:

Se consideró una concentración de esfuerzos tal como se describe en el siguiente gráfico:

Fuerza por unidad de Longitud ejercida en el área inclinada de la tolva.

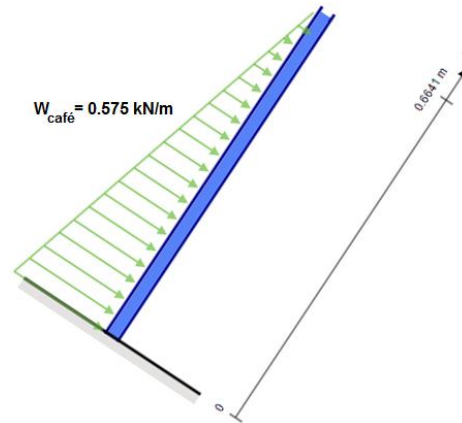


Figura 41: Fuerza por unidad de longitud por el café en el área inclinada

Fuente: Elaboración propia

Para efectos de cálculo se invirtió la posición de la tolva para determinar el momento flector:

Fuerza por unidad de Longitud ejercida por el café en la tolva.

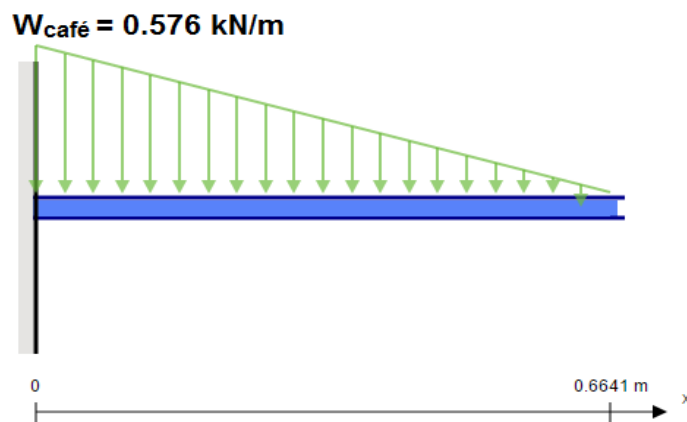


Figura 42: Fuerza por unidad de longitud ejercida por el café

Fuente: <http://bendingmomentdiagram.com/es/free-calculator/>

Para determinar el $W_{\text{café}}$, es decir la Fuerza por unidad de longitud ejercida por el café, se empleó la siguiente fórmula:

$$\frac{F_{\text{café}}}{L_{\text{Tolva, inclinada}}} = \frac{382.2N}{0.6641m} = 575.516 \frac{N}{m} \approx 0.576 \frac{kN}{m}$$

Ecuación 61: Ecuación de la Fuerza de Empuje del Café.

Dónde:

F: Fuerza expresada en Newtons.

V: Volúmen expresado en metros cúbicos.

ρ : Densidad expresada en kg/m^3 .

g: Aceleración de la gravedad -9.81 m/s^2

Luego se consideró la carga uniformemente distribuida a lo largo de la tolva como una distribución constante, para lograr determinar el espesor adecuado de la tolva.

Carga Distribuida a lo largo de la placa de la tolva.

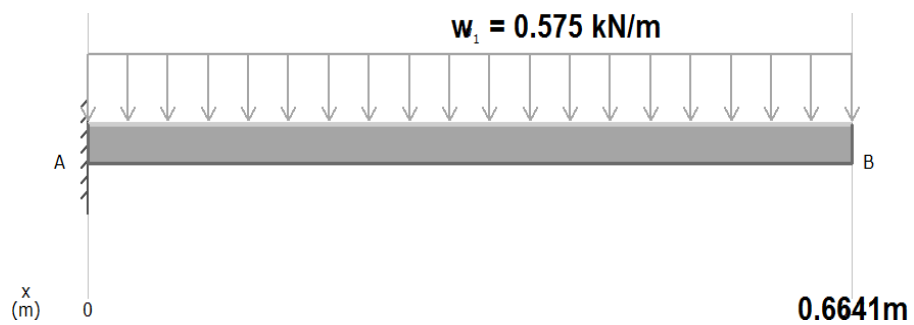


Figura 43: Carga distribuida a lo largo de la placa de la tolva en N/m

Fuente: Elaboración propia con el software MD-SOLIDS v3.5

Diagrama de Fuerza Cortante en la placa.

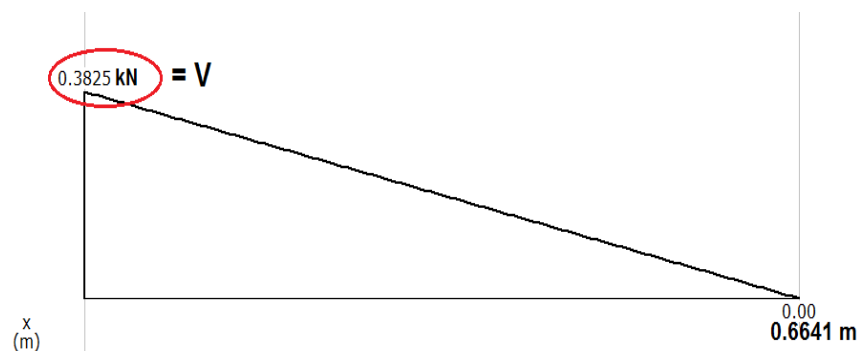


Figura 44: Diagrama de fuerza cortante en la placa debido a la carga en N

Fuente: Elaboración propia con el software MD-SOLIDS v3.5

Diagrama de Momento Flector debido a la carga distribuida del café en N-m

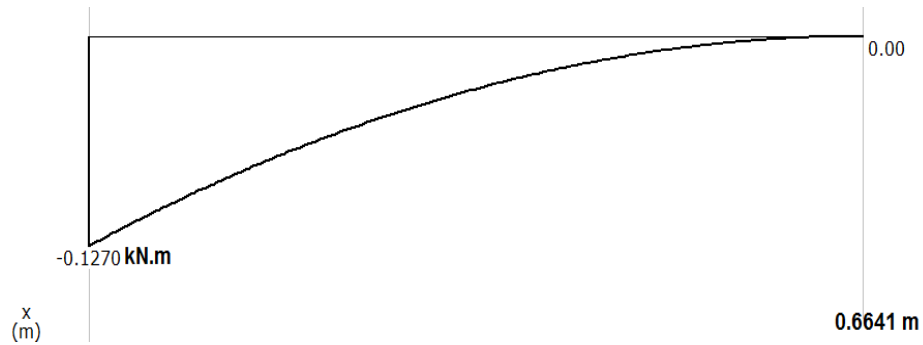


Figura 45: Diagrama de momento flector a la carga distribuida del café en N-m

Fuente: Elaboración propia con el software MD-SOLIDS v3.5.

Luego de obtener el Diagrama de Momento Flector y Fuerza Cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar la lámina.

$$V_{\max} = 0.3825 \text{ kN} \approx 382.5 \text{ N}; \quad M_{\text{flector},\max} = 0.127 \text{ kN.m} \approx 127 \text{ N.m}$$

De acuerdo con la empresa Poli metales, se obtuvo la siguiente tabla:

Tabla 36:

Tabla de formatos para Planchas de Aceros Inoxidables ASTM A240/ASME SA240.

Tipo de Producto	Norma	Aplicación según la norma	Acabado	Grado	Espesor (mm)	Formato					
						1219 mm X 2438 mm (4' x 8')	1500 mm X 3000 mm	1524 mm X 3048 mm (5' x 10')	1500 mm X 6000 mm	1524 mm X 6096 mm (5' x 20')	1800 mm X 6000 mm
Planchas	A-240	Industria Petroquímica, tanques, etc.	NO. 1	304/304 L	3.0 – 50.0	*	*	*	*	*	
				316/316 L	4.5 – 50.0	*	*	*	*	*	
				310 S	3.0 – 25.0	*	*	*	*	*	
				253MA	6.0 – 20.0	*	*	*	*	*	
				DUPLEX 2304S	6.0 – 32.0						*
				41003 (CROMGARD®)	3.0 – 12.0				*	*	
			2B	201	0.4 – 3.0	*					
				304/304 L	0.4 – 0.5	*					
					0.6	*	*	*			
					0.7	*					
					0.8-2.5	*	*	*			
				3.0 – 6.0	*	*	*	*	*		
				316/316 L	0.4-0.9	*					
					1.0	*	*	*			
					1.2	*					
					1.5 – 2.5	*	*	*			
				3.0 – 6.0	*	*	*	*	*		
				430	0.4 – 3.0	*					
			BA	430	0.4 – 2.0	*					
				BA-PVC	430	0.4 – 0.6	*				
			0.8		*						
			N4-PVC	201	0.5-1.5	*					
				304/304 L	0.4 – 0.7	*					
					0.8-2.0	*	*	*			
				430	0.4 – 0.9	*					
					1.0 – 1.2	*	*	*			
					1.5 – 2.0	*					

Fuente: Empresa Polimetales

Determinando el espesor por cortante máximo.

Una viga que soporta diferentes cargas transversales a su eje, desarrollará fuerzas de corte o cizalladura, las cuales se representan con la letra V. Para el análisis de vigas se suele calcular la variación de la fuerza cortante a lo largo de la viga, para luego trazar el diagrama de fuerza cortante.

De acuerdo al esquema de distribución de esfuerzos se puede determinar que la tolva sufre una carga transversal y su comportamiento será parecido al de una viga, para lo cual se empleó la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{V * Q}{I * t}$$

Ecuación 62: Esfuerzo cortante producto de la fuerza cortante vertical que sufre una viga, bajo efecto de cualquier carga.

Dónde:

I : Momento de Inercia Rectangular de la sección transversal de la viga.

V: Fuerza cortante (generalmente para diseño se considera el valor máximo).

t : Espesor del perfil en el lugar donde se va a calcular el esfuerzo cortante.

Q: Primer momento con respecto al eje centroidal del área de la sección transversal de esa parte, que está en el lado opuesto al eje donde se va a calcular el esfuerzo cortante.

$$Q = A_p * \bar{y}$$

Ecuación 63: Momento con respecto al eje centroidal.

Dónde:

A_p: Parte del área de la sección arriba del lugar donde se va a calcular el esfuerzo cortante.

Ȳ: Distancia del eje neutro de la sección, al centroide del área A_p.

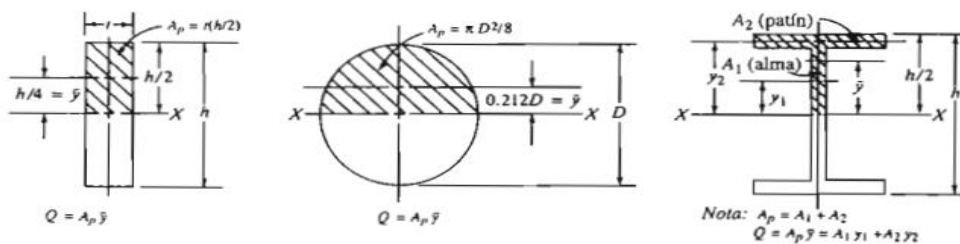


Figura 46: Ubicación del A_p y Y empleados para calcula el Q de los tres perfiles

Fuente: (Mott, 2006)

Tabla 37:*Espesor de Lámina y esfuerzo cortante máximo.*

Espesor de Lámina (m)	Altura (m)	Área (m²)	V (N)	T_{cortante,max} (MPa)
0.003	0.6641	0.0019923	382.5	0.288
0.004	0.6641	0.0026564	382.5	0.216
0.005	0.6641	0.0033205	382.5	0.173
0.006	0.6641	0.0039846	382.5	0.144

Fuente: Elaboración propia**Esfuerzo por flexión:****Tabla 38:***Espesor de Lámina y esfuerzo flexionante máximo*

Espesor de Lámina (m)	Altura (m)	Z: Módulo de sección Z = I/c ó Z = bh/6 – m³	M en N.m	σ_{max,flex}(MPa)
0.003	0.6641	9.9615 x 10 ⁻⁷	127	127.491
0.004	0.6641	1.77093 x 10 ⁻⁶	127	71.714
0.005	0.6641	2.76708 x 10 ⁻⁶	127	45.897
0.006	0.6641	3.9846 x 10 ⁻⁶	127	31.873

Fuente: Elaboración propia

De los valores calculados se obtuvo como resultado los siguientes esfuerzos de flexión y cortante que sufre una placa de 3mm de espesor.

$$\tau_{xy} = \tau_{\max} \approx 0.288 \text{ Mpa}; \sigma_x = \sigma_{flex,max} \approx 127.491 \text{ Mpa}$$

Posteriormente se calculó el factor de seguridad para el espesor de 3 mm, mediante la teoría de Energía de Distorsión de Von Mises:

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

Dónde:
$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x^2 * \sigma_y^2 + \sigma_y^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

Para nuestro caso: No existe esfuerzos axiales en el eje y; es decir: $\sigma_y = 0$.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

Reemplazo de valores de los esfuerzos realizados:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(127.491)^2 + 3 * (0.288)^2} \approx 127.492 \text{ MPa}; n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{206}{127.492} = 1.62$$

El factor de seguridad para el espesor de la tolva, es bastante confiable y es adecuada la selección con el mínimo espesor que existen en los fabricantes de aceros inoxidables AISI 304, el factor de seguridad nos indica que apenas llega a soportar el 60% adicional a su límite de fluencia, lo cual garantiza que el material soportará adicionalmente su propio peso y lograr durar más, evitando la fatiga.

Se puede concluir que el material que el material Acero Inoxidable AISI 304 soporta una fluencia de 206 MPa, para lo cual quiere decir que la selección como material para la tolva está correctamente diseñado porque $n \geq 1$, tanto en el tema de resistencia de materiales, como con las normas de salubridad, para cuando se de el procesamiento del café, no arrastre consigo algún tipo de óxido o partes metálicas, pudiendo generar problemas en la máquina o en la salud de los consumidores de café.

3.2.3. Análisis de la tolva con software FEA.

Luego del cálculo teórico se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 25 se aprecia la tolva sometida a cargas externas.

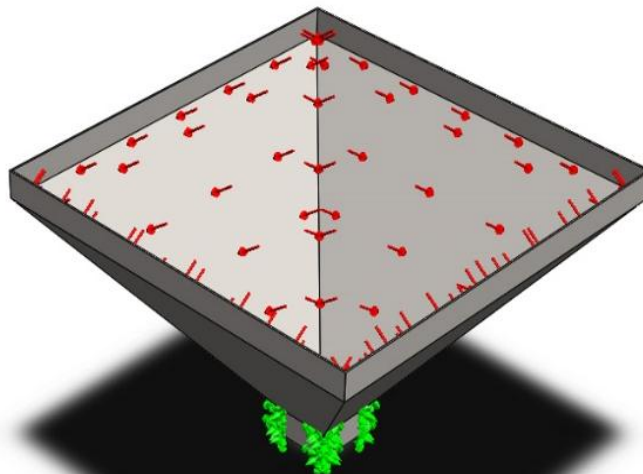


Figura 47: *Tolva sometida a fuerzas en software*
Fuente: Elaboración Propia Software – Solidworks.

Tabla 39:

Resultado del análisis estático de la tolva.

Resultados del Análisis Estático de la tolva			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: tensión de von mises	6656.95N /m ²	1.23 x 10 ⁸ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	2.3 mm
Factor de seguridad	Automático	1.68	-----
Propiedades del Material			
Nombre:		Acero inoxidable AISI 304	
Limite elástico:		2.06 x 10 ⁸ N/m ²	
Límite de tracción:		5.17 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente: Elaboración Propia (Software – Solidworks).

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 1.68 y el desplazamiento máximo es menor a 2.3 mm. Por lo que podemos indicar que la tolva no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 2.3 en las zonas mostradas no afectará al diseño de la tolva.

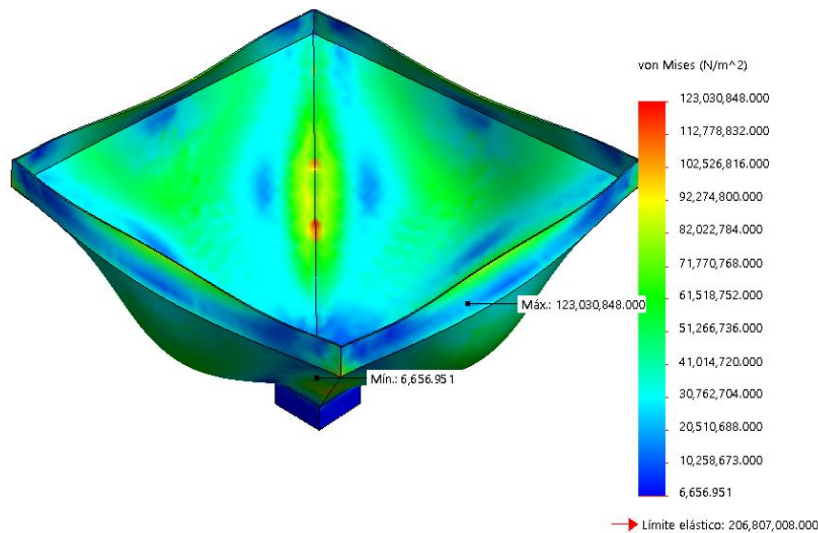


Figura 48: Tolva sometida a fuerzas en software FEA

Fuente: Elaboración Propia – software SolidWorks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una fuerza de presión soportada en la tolva es de 123 Mpa, para un límite elástico de 206.8 Mpa, con lo cual se concluyó que el diseño de la tolva es adecuado para las condiciones de almacenaje de 25 kg de grano.

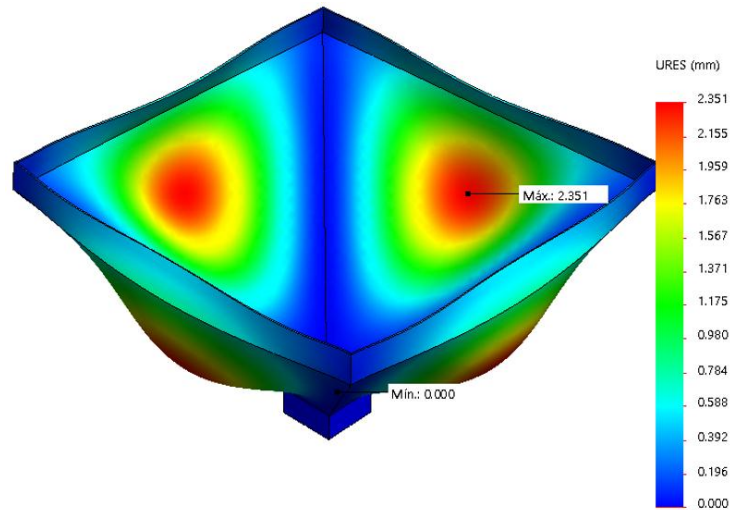


Figura 49: *Análisis Estático – Desplazamientos en la tolva.*

Fuente: Elaboración Propia – software SolidWorks

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el contenedor debido al peso del grano es de 2.3 mm, lo cual indica que el diseño y selección del espesor fueron los adecuados.

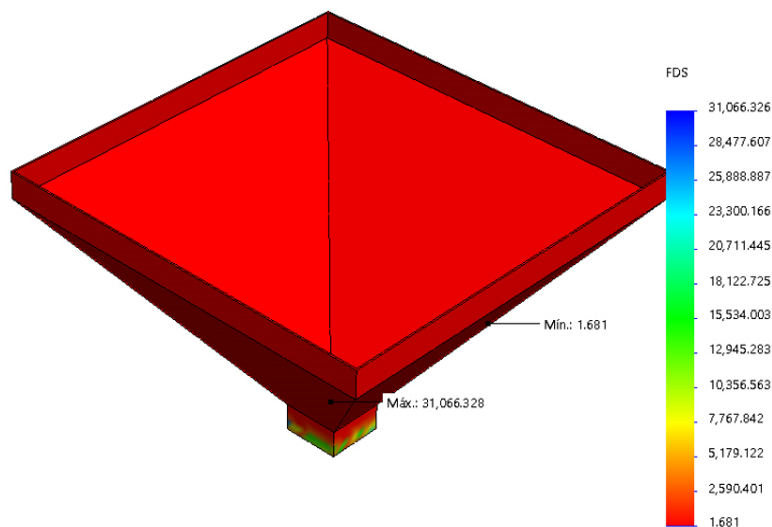


Figura 50: *Análisis estático – Factor de seguridad en la tolva*

Fuente: Elaboración Propia – software SolidWorks

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la tolva es de 4.6 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la tolva fueron las adecuadas.

3.2.4. Cálculo para el tornillo sin fin.

Para el cálculo del tornillo sin fin se procederá con el cálculo de la granulometría del café.

Granulometría del café.

Tabla 40:

Tabla Granulométrica conteniendo el volumen y la masa del grano de café.

Unidades	L1	L2	L3	Dc	Volumen	Densidad kg/m3
	a	b	c		4*(a*b*c)/3	280
mm y mm3 – Promedio	4.55	8	11.775	8.108	571.48	
mm y mm3 – Máximo	5	9	14	9.333	840	
m y m3 – Promedio	0.00455	0.008	0.011775	0.008	5.7148E-07	
m y m3 - Máximo	0.005	0.009	0.014	0.009	8.4000E-07	

Fuente: Elaboración Propia

Luego se calculó el interior de la carcasa se obtuvo:

$$\dot{V} = \rho * \dot{m}$$

Ecuación 64: Volumen Interior del contenedor.

$$\dot{V} = \frac{100 \frac{kg}{h}}{280 \frac{kg}{m^3}} = 0.357 \frac{m^3}{h} \approx 0.36 \frac{m^3}{h}$$

De esa capacidad, se consideró la moltura de 25 kg en 15 min (100 kg/h):

Luego:

$$25kg \rightarrow 15 \text{ min}$$

$$x \text{ kg} \rightarrow 1 \text{ min}$$

$$x = \frac{25}{15} = 1.67 \text{ kg}$$

Luego se obtuvo la cantidad de café a moler por minuto:

$$x = \frac{25}{15} = 1.67 \text{ kg}$$

Luego se calculó el volumen de 1.67 kg para considerarlo como volumen interno de la zona de transporte:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow V = \frac{m}{\rho} \rightarrow V = \frac{1.67 \text{ kg}}{280 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 5.97 * 10^{-3} \text{ m}^3 \approx 6 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Pero el volumen interior de la zona de transporte depende del área y la longitud de la zona de transporte, es semejante al volumen de un cilindro, es decir:

Para lo cual, estamos considerando una longitud de 0.3 m de longitud de transporte obtenemos el valor del diámetro del tornillo:

$$V = A * L = \pi * R_{\text{int}}^2 * L_{\text{transp}}$$

Ecuación 65: Volumen interior de la zona de transporte.

$$6 * 10^{-3} = \pi * R_{\text{int}}^2 * 0.3 \text{ m}$$

$$R_{\text{int}} = \sqrt{\frac{6 * 10^{-3}}{0.3 * \pi}} = 0.07979 \text{ m} \approx 0.08 \text{ m}; \quad D_{\text{int}} = 0.16 \text{ m}$$

Otra forma de calcularlo, según el Departamento de Ingeniería de la Universidad Carlos III de Madrid es la siguiente:

Para el diámetro del tornillo.

12 veces mayor que el diámetro de los pedazos a transportar (material homogéneo).

4 veces mayor que el diámetro de los pedazos a transportar (material heterogéneo).

(Díaz López, López Boada, López Boada, Álvarez Caldas, & Gauchía Babé, 2008)

Norma UNE 58 – 244 – 88

Se tiene las diferentes clases de materiales a transportar:

Clase I.

Son materiales pulverulentos, no abrasivos, con peso específico entre 0,4 - 0,7 aproximadamente, que corren fácilmente. Para estos materiales el coeficiente de llenado α es de 0,4. Coeficiente $f = 1,2$.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

Cebada, trigo, malta, arroz y similares.

Harina de trigo y similares.

Carbón en polvo.

Cal hidratada y pulverizada

Clase II

Son materiales en granos o pequeños tamaños, mezclados en polvo, no abrasivos o poco abrasivos, que corren fácilmente. Peso específico entre 0,6-0,8. Para estos materiales el coeficiente de llenado es de 0,3. Coeficiente $f = 1,4$ a 1,6.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

Alumbre en polvo.

Haba de soja.

Granos de café, cacao y maíz,

Carbón de hulla en finos y menudos.

Cal hidratada.

Clase III

Son materiales semi - abrasivos de pequeño tamaño, mezclados con polvos. Peso específico entre 0,6-1,2. Para estos materiales el coeficiente de llenado $\alpha = 0,25$. Coeficiente $f = 2$ a 2,5.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

Alumbre en terrones.

Bórax.

Carbón vegetal.

Corcho troceado.

Pulpa de papel.

Leche en polvo.

Sal.

Almidón.

Azúcar refinada.

Jabón pulverizado.

Clase IV

Son materiales semiabrasivos o abrasivos, granulares o pequeños tamaños en mezcla con polvos. Peso específico 0,8-1,6. Para estos materiales el coeficiente de llenado α es de 0,20. Coeficiente $f = 3$ a 4 .|

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

Bauxita en polvo.

Negro de humo.

Harina de huesos.

Cemento.

Arcilla.

Azufre.

Arena.

Polvo de piedra caliza.

Azúcar sin refinar.

Resinas sintéticas.

Óxido de cinc.

Clase V

Son materiales abrasivos, troceados o en polvo, como pueden ser cenizas, hollines de conductos de humos, cuarzo pulverizado, arena silíceas. Con estos materiales se debe trabajar con coeficiente de llenado muy bajo $\alpha \sim 0,10-0,12$, evitando que entre en contacto con soportes y cojinetes. No es aconsejable utilizar transportadores de tornillo sin fin para este tipo de material.

Las clases de materiales se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 41:

Clases de materiales.

Tipo de carga	Coefficiente de relleno, λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada y poco abrasiva	0,25
Ligera y poco abrasiva	0,32
Ligera y no abrasiva	0,4

Fuente: (Díaz López, López Boada, López Boada, Álvarez Caldas, & Gauchía Babé, 2008)

De la fórmula:

$$Q = 60 \frac{D^2}{4} \pi p n \alpha$$

Ecuación 66: Flujo de Caudal o flujo volumétrico que transporta el tornillo sin fin.

En donde:

$Q = m^3/h$

$D =$ diámetro del tornillo, en metros,

$p =$ paso de hélice, en metros,

$n =$ velocidad de giro, r.p.m.

$\alpha =$ coeficiente de llenado

Forma del circuito de transporte del tornillo sinfín

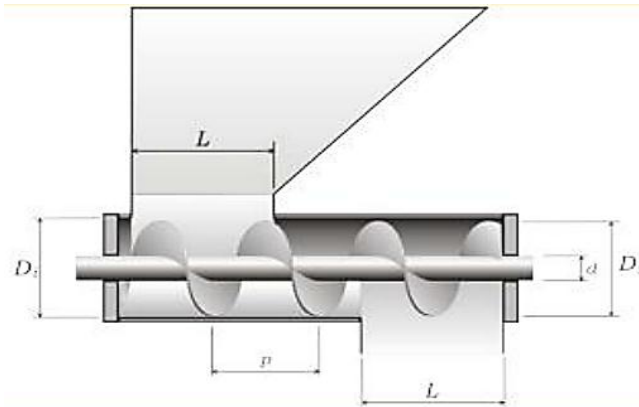


Figura 51: Forma del circuito de transporte del tornillo sinfín

Fuente: (Castaño & MIRANDA LONGA, 2016)

Tabla 42:

Factor de capacidad del transportador con paso especial.

Factor de Capacidad del Transportador con Paso Especial (Fp)		
Paso	Descripción	Fp
Estandar	Paso = Diámetro del Sinfín	1,00
Corto	Paso = 2/3 Diámetro del Sinfín	1,50
Medio	Paso = 1/2 Diámetro del Sinfín	2,00
Largo	Paso = 1-1/2 Diámetro del Sinfín	0,67

Fuente: (Martin Sprocket & Gear, Inc. , 2016)

Se seleccionó un diámetro corto (2/3 del diámetro el Sinfín), para obtener un factor 1.5, para transportadores de tornillo sinfín con paso especial, para que el flujo másico no se vea interrumpido.

Velocidad del Transportador:

Para transportadores con helicoidales de paso estándar o completo, la velocidad puede ser calculada con la siguiente fórmula:

$$N = \frac{Cap.req \text{ en } \text{pie}^3/\text{h}}{(Cap. \text{ en } \text{pi}^3/\text{h}) / rpm}$$

Ecuación 67: Números de RPM del tornillo sinfín transportador.

Donde:

N : Revoluciones por minuto del helicoidal

Fuente: (Martin Sprocket & Gear, Inc. , 2016)

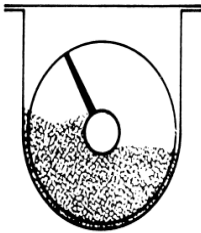
Luego, se determinó la capacidad de flujo volumétrico de la máquina:

$$Cap_{maq} = 0.36 \frac{m^3}{h} \rightarrow 0.36 \frac{m^3}{h} 35,3147 \frac{pie^3}{m^3} = 12.7133 \frac{pie^3}{h}$$

Se seleccionó la capacidad o porcentaje de llenado en operación:

Tabla 43:

Capacidad de transporte – Pies cúbicos por hora.

Carga de Artesa		Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Capacidad Pies Cúbicos por Hora (Paso Completo)		Máx. RPM
			A 1 RPM	A Máx. RPM	
45%		4	0.62	114	184
		6	2.23	368	165
		9	8.20	1270	155
		10	11.40	1710	150
		12	19.40	2820	145
		14	31.20	4370	140
		16	46.70	6060	130
		18	67.60	8120	120
		20	93.70	10300	110
		24	164.00	16400	100
		30	323.00	29070	90

Fuente: (Martin Sprocket & Gear, Inc. , 2016)

De la tabla para manejo de materiales a granel se seleccionó la capacidad en pi^3/h para cada rpm, teniendo en cuenta que el diámetro de nuestro tornillo es aproximadamente 6 pulgadas, se seleccionó 2.23 (pi^3/h)/rpm

$$N = \frac{Cap.req \text{ en } pie^3/h}{(Cap. \text{ en } pi^3/h) / rpm}$$

$$N = \frac{12.7133 pie^3/h * 1.5}{2.23 pie^3/h / rpm} = 8.56 \text{ rpm} \approx 9$$

Además, con la siguiente fórmula:

$$\dot{m} = 15 * \pi * (D_i^2 - d^2) * p * \rho * N * c_f$$

Ecuación 68: Formula del flujo másico para tornillo sinfín transportador en Kg/h.

Donde:

\dot{m} = Flujo másico en kg/h.

D_i = Diámetro interno de la carcasa del tornillo (aprox. Diámetro del tornillo) sinfín en metros.

d = Diámetro del eje del tornillo sinfín en metros.

p = Paso del tornillo sinfín en metros.

ρ = Densidad en kg/m³.

N = Velocidad de giro del tornillo sinfín en rpm.

cf = Coeficiente de llenado (Depende de la clase de material).

Se obtuvo:

Tabla 44:

Obteniendo los valores del diámetro del eje, de acuerdo a la ecuación del flujo másico para tornillos sinfín transportadores.

D_i	d_{eje}	d_{eje} mm	N en rpm	Flujo Mas. Kg/h	Cf	Paso	Densidad kg/m ³
0.150	0.06	62	9	100	0.45	0.1000	280
0.158	0.08	85	9	100	0.45	0.1053	280
0.160	0.09	90	9	100	0.45	0.1067	280

Fuente: Elaboración Propia.

De donde se calculó el momento de inercia del eje y del café.

Calculo en el Eje: En Vacío

Se calculó la potencia requerida en vacío para vencer la inercia de los elementos que se consideran en la máquina (ejes, poleas, disco, tornillo sinfín).

Se logró mediante las siguientes fórmulas:

De la expresión:

$$T = I \times \alpha$$

Tenemos:

$$Fr = \frac{1}{2}(mr^2)a$$
$$F = \frac{1}{2}(mr)a$$
$$a = \frac{2F}{mr}$$

Inercia del Eje:

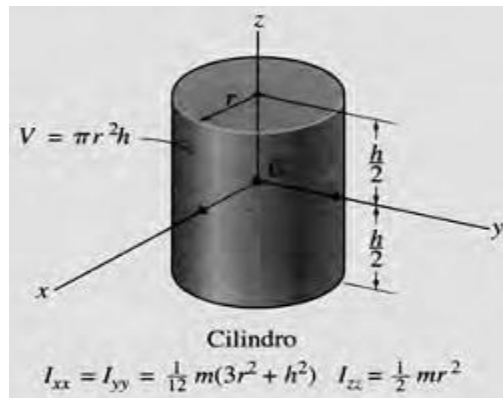


Figura 52: Momento de Inercia respecto a un eje central.

Fuente: Dinámica de Hibbeler – 12va Edición, pág. 733.

Inercia de todo el eje del tornillo sinfín y al resto de los ejes:

$$I_{eje} = \frac{m * r^2}{2} = \frac{\rho * \pi * d_{eje}^4 * L_{eje}}{2 * 2^4} = \frac{\rho * \pi * d_{eje}^4 * L_{eje}}{32}$$

Ecuación 69: Momento Inercial de Ejes.

Fuente: Dinámica de Hibbeler – 12va Edición, pág. 733

Selección del Motor Eléctrico:

Para seleccionar el motor tendremos en cuenta lo siguiente

Calculando el momento de Inercia del eje y de los granos de café.

Cálculo Potencias que intervienen en el proceso (molido, transporte)

Cálculo del momento Inercial en el eje y en el café.

Los motores estarán colocados de tal forma que permitan conectarse mediante cadena a los tornillos sin fin, además para optimizar el espacio se los colocara lo más cerca posible de los mismos. Para poder encontrar el motor adecuado, se tiene que vencer la cantidad de inercia que se produce al obtener el alimento de la tolva mediante un tornillo sin fin. El momento se determina mediante:

Cálculo de Potencias que intervienen en el Proceso:

Para la selección del motor eléctrico se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

Potencia requerida para el molido.

Potencia requerida para el transporte (en vacío)

Potencia requerida para vencer inercia de elementos (en vacío).

Para la adecuada selección del motor, se consideró la suma del total obtenido de las potencias mencionadas y se seleccionó el valor más cercano existente en el mercado.

De acuerdo con el resultado que se obtuvo para la molienda de 100kg/h de café tostado, se requiere

$$P_{\text{molido}} = P_m = 519 \text{ W}$$

Ecuación 70: Potencia de Molido.

Fuente: Elaboración propia

Teniendo en cuenta que el tiempo que toma la máquina para estabilizarse desde el reposo hasta lograr una aceleración constante, tarda en promedio un aproximado de 1s.

Se obtuvo la siguiente tabla de resultados:

Tabla 45:

Momentos de Inercia de los elementos.

Elemento	Abreviatura	Radios (m)	Masa (kg)	Momentos de Inercia (kg-m ²)
Disco	DM1	0.0950	4.423	0.0199590
eje 1	r1	0.0134	1.767	0.0001592
eje 2	r2	0.0134	1.767	0.0001592
eje 3	r3	0.0134	1.767	0.0001592
POLEA 1	RP1	0.0508	0.438	0.0005649
POLEA 2	RP2	0.0318	0.171	0.0000862
POLEA 3	RP3	0.1588	4.275	0.0538727
POLEA 4	RP4	0.0318	0.171	0.0000862
POLEA 5	RP5	0.1016	1.751	0.0090383
POLEA 6	RP6	0.0318	0.171	0.0000862
POLEA 7	RP7	0.1588	4.275	0.0538727
POLEA MOTOR (Pm)	Rpm	0.0318	0.171	0.0066362
Eje tornillo sinfín	R eje	0.0400	23.524	0.0188194

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 46:

Aceleraciones, velocidades angulares, fuerzas, torques y potencia en vacío.

Elemento	Abreviatura	Aceleración Angular (rad/s ²)	Velocidades Angulares (Rad/s)	Fuerza (N)	Torque en vacío (N.m)	Potencia (W)
Disco	DM1	0.942	0.942	0.198	0.019	0.018
eje 1	r1	75.922	75.922	0.900	0.012	0.918
eje 2	r2	15.184	15.184	0.180	0.002	0.037
eje 3	r3	4.744	4.744	0.056	0.001	0.004
POLEA 1	RP1	75.922	75.922	0.844	0.043	3.256
POLEA 2	RP2	75.922	75.922	0.206	0.007	0.497
POLEA 3	RP3	15.184	15.184	5.153	0.818	12.421
POLEA 4	RP4	15.184	15.184	0.041	0.001	0.020
POLEA 5	RP5	4.744	4.744	0.422	0.043	0.203
POLEA 6	RP6	4.744	4.744	0.013	0.000	0.002
POLEA 7	RP7	0.942	0.942	0.320	0.051	0.048
POLEA MOTOR (Pm)	Rpm	121.475	121.475	25.390	0.806	97.925
Eje tornillo sinfín	R eje	0.942	0.942	0.443	0.018	0.017
TOTAL						115.364

Fuente: Elaboración propia

De la presente tabla se obtuvo como resultado que para vencer la inercia potencia aproximada de **115.36 W**, es decir que es la potencia en vacío o sin carga representada por el parámetro P_v .

Finalmente se calculó la potencia necesaria para el motor, considerando 2 bandas y 4 poleas:

$$P_{Total} = P_m + P_v$$

$$P_{Total} = 519 + 115.364 = 634.364W$$

Para seleccionar el motor adecuado, debemos tener en cuenta que:

$$1 \text{ HP} = 746 \text{ Watts}$$

Finalmente se halló la fracción de HP que corresponde para la máxima potencia:

$$P_{motor,HP} = \frac{P_{motor}}{746 \frac{W}{HP}} = \frac{634.364W}{746 \frac{W}{HP}} = 0.85035HP$$

Para lo cual podemos afirmar que el valor más cercano en HP es 1 HP, es decir, posterior a este cálculo seleccionaremos el motor adecuado y las RPM respectivas, para proceder con el cálculo de cada elemento y la reducción de las RPM en el sistema de la máquina, para la selección del motor de 1 Hp hemos recurrido al fabricante de motores WEG, por motivos económicos se optó por la selección de un motor monofásico y revisando de su catálogo se tuvo lo siguiente:

IP: 55

Frecuencia: 60 Hertz.

$N = 1160$ rpm

$F_s = 1.15$

T_{amb} : -20°C hasta 40°C

$I_N = 6.03$ A

$\eta = 0.7$

N° Polos: 6

$V = 230V$

$F_p = 0.76$

Tabla 47:

Tabla de motores eléctricos con diferentes especificaciones técnicas para su correcta selección.

Norma	Voltaje nominal	Polos		Momento de inercia (kgm ²)	Peso (kg)	Factor de Servicio	Rotación nominal (rpm)	Eficiencia (%)			Factor de Potencia			Corriente nominal (A)
			Ip / In											
IEC	220/440V	2	6.5	0.00120	18.4	1.15	3490	60	64	67	0.52	0.64	0.72	7.00/3.50
IEC	230V	2	6.5	0.00120	18.4	1.15	3490	60	64	67	0.52	0.64	0.72	6.70
IEC	220/440V	4	5	0.00320	18.5	1.15	1720	61	65	66	0.56	0.68	0.76	6.80/3.40
IEC	230V	4	5	0.00320	18.5	1.15	1720	61	65	66	0.56	0.68	0.76	6.50
IEC	220/440V	6	6.7	0.00655	27.0	1.15	1160	0	0	70	0	0	0.76	6.30/3.15
IEC	230V	6	6.7	0.00655	27.0	1.15	1160	0	0	70	0	0	0.76	6.03

Fuente: Catálogo WEG para motores eléctricos.

Link:http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_sel_web.asp?cd_producto=715&CD_CATEGORIA_PRODUTO=7&cd_mercado=000L&cd_idioma_cat=ES&cd_empresa=110#

3.2.5. Cálculos mecánicos de los discos:

Cálculo para los discos:

Del valor promedio se tuvo:

$$P = T * \omega \rightarrow P = T * \frac{2\pi * N_{\text{eje,molino}}}{60}$$

Ecuación 71: Potencia de Mecánica de Movimiento Circular.

Dónde Neje, molino se expresa en RPM.

$$\omega = \frac{2\pi * N_{\text{eje,molino}}}{60}$$

Además, se obtuvo el torque:

$$T = \frac{60 * P_{\text{motor}}}{2\pi * N_{\text{eje,molino}}} = \frac{60 * 746}{2\pi * 9} = 791.531 N.m = 791.531 N.m$$

Luego se consideró la presión del grano que deberá ejercer el disco para moler:

$$P = \frac{F_{\text{avance}}}{A_{\text{disco}}}$$

La fuerza de avance se obtuvo de la siguiente fórmula:

$$Pot_{\text{Motor}} = F_{\text{avance}} * V_{\text{avance}}$$

Ecuación 72: Potencia que brinda el motor.

La velocidad de avance se calculó de la siguiente manera:

$$V_{\text{avance}} = \frac{N * \text{paso}}{60}$$

Ecuación 73: Velocidad de avance.

Donde:

n: rotación del tornillo sinfín en rpm (rev/min).

paso: paso del tornillo sinfín (m/rev).

$$V_{\text{avance}} = \frac{9 * 0.1053}{60}$$

$$V_{\text{avance}} = 0.016 \frac{m}{s}$$

Luego se obtuvo:

$$F_{avance} = \frac{Pot_{motors}}{V_{avance}} = \frac{746 \frac{Nm}{s}}{0.016 \frac{m}{s}} = 46625N \approx 46.63kN$$

Ecuación 74: Fuerza de avance.

Disco Móvil:

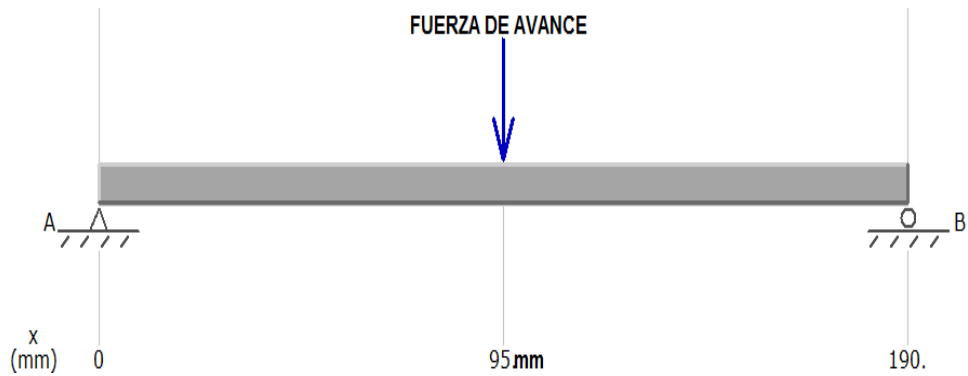


Figura 53: Carga puntual que va a sufrir el disco debido a la potencia suministrada del motor y la que ejercerá el propio café, en N.

Fuente: Elaboración Propia con apoyo del software MD-SOLIDS

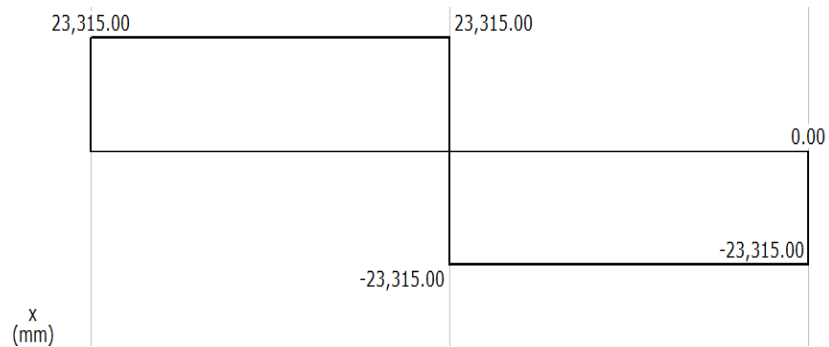


Figura 54: Diagrama de Fuerza Cortante V que va a sufrir el disco, en N.

Fuente: Elaboración Propia con apoyo del software MD-SOLIDS.

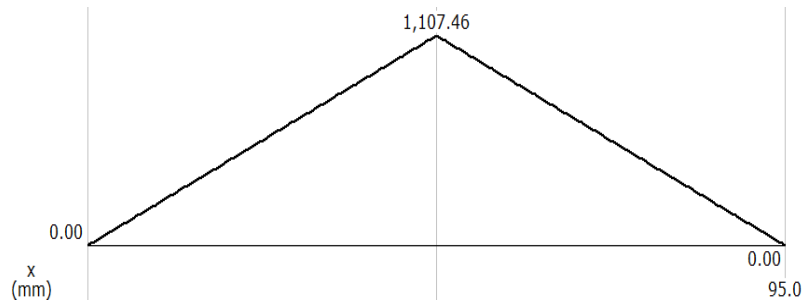


Figura 55: Diagrama de Momento flector que va a sufrir el disco, en N-m.

Fuente: Elaboración Propia con apoyo del software MD-SOLIDS.

Esfuerzo por flexión:

$$\sigma_x = \frac{M}{Z}$$

Tabla 48:

Esfuerzo por Flexión en el Disco Móvil.

Espesor del disco (m)	(D _{ext} -D _i) D _{ext} = 0.27m D _i = 0.08m	Z: Módulo de sección Z = I/c ó Z = bh/6 – m ³	M en N.m	σ _{max,flex} (MPa)
0.018	0.19	0.00001026	1107.46	107.940
0.019	0.19	1.14317E-05	1107.46	96.877
0.02	0.19	1.26667E-05	1107.46	87.431
0.021	0.19	0.000013965	1107.46	79.303
0.022	0.19	1.53267E-05	1107.46	72.257

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 49:

Esfuerzo por Fuerza Cortante en el Disco Móvil.

Espesor del disco (m)	Largo (m) (D _e -D _i)	Z: Módulo de sección Z = I/c ó Z = bh ² /6 – m ³	V (N)	T _{max, cortante} (MPa)
0.018	0.19	0.00001026	46254.877	20.2872
0.019	0.19	1.14317E-05	46254.877	19.2195
0.02	0.19	1.26667E-05	46254.877	18.2585
0.021	0.19	0.000013965	46254.877	17.3891
0.022	0.19	1.53267E-05	46254.877	16.5986

Fuente: Elaboración Propia

Dónde:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x^2 * \sigma_y^2 + \sigma_y^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_y = 0 \rightarrow \sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

Ecuación 75: Esfuerzo de Von Mises o Esfuerzo plano, en función de las componentes xyz y del esfuerzo aplicado.

Posteriormente se calculó el factor de seguridad para el espesor de 3 mm, mediante la teoría de Energía de Distorsión de Von Mises

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

Tabla 50:

Factor de Seguridad del Disco Móvil.

$\sigma_{\max, \text{flex}}$ (MPa)	$T_{\max, \text{cortante}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{Von Mises}}$ (MPa)	S_y	n
107.94	20.29	113.52	206.00	1.81
96.88	19.22	102.44	206.00	2.01
87.43	18.26	92.97	206.00	2.22
79.30	17.39	84.83	206.00	2.43
72.26	16.60	77.77	206.00	2.65

Fuente: Elaboración propia.

Dónde:

Reemplazo de valores de los esfuerzos realizados:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2} ; \sigma' = \sqrt{(87.43)^2 + 3 * (9.2)^2} \approx 88.87 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{206 \text{ MPa}}{92.97 \text{ MPa}} = 2.22$$

Para un espesor de 2 cm del disco se obtuvo un factor de seguridad de 2.22, lo cual es un factor de seguridad adecuado a los esfuerzos que van a sufrir los discos al momento del molido.

3.2.6. Análisis del disco móvil con software FEA

Luego del cálculo teórico se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura se aprecia el disco móvil sometido a cargas externas.

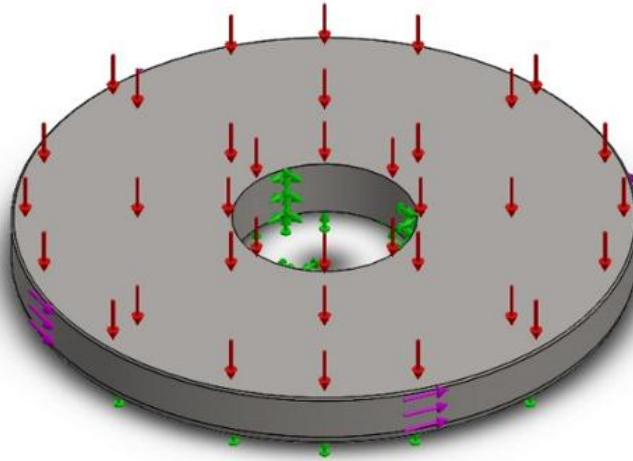


Figura 56: Disco móvil sometido a fuerzas en Software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

Tabla 51:

Resultado del análisis estático del disco móvil.

Resultados del Análisis Estático del disco móvil			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	119376 N /m ²	1.72 x 10 ⁸ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.01 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	2.04	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>	Acero inoxidable AISI 1020		
<i>Límite elástico:</i>	2.06 x 10 ⁸ N/m ²		
<i>Límite de tracción:</i>	7.7 x 10 ⁷ N/m ²		

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 2.04 y el desplazamiento máximo es menor a 0.01355 mm. Por lo que podemos indicar que la el disco móvil no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.01355 en las zonas mostradas no afectará al diseño del disco móvil.

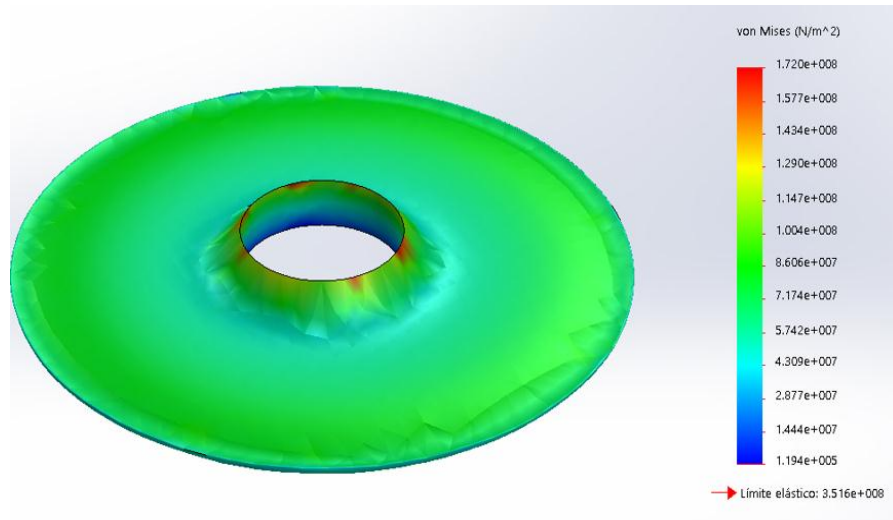


Figura 57: Análisis estático del esfuerzo de Von Misses del disco móvil.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una fuerza de presión soportado en el disco en promedio, es de 86.06 Mpa, para un límite elástico de 206 MPa, con lo cual se concluyó que el diseño del disco es adecuado para las condiciones de molienda del café.

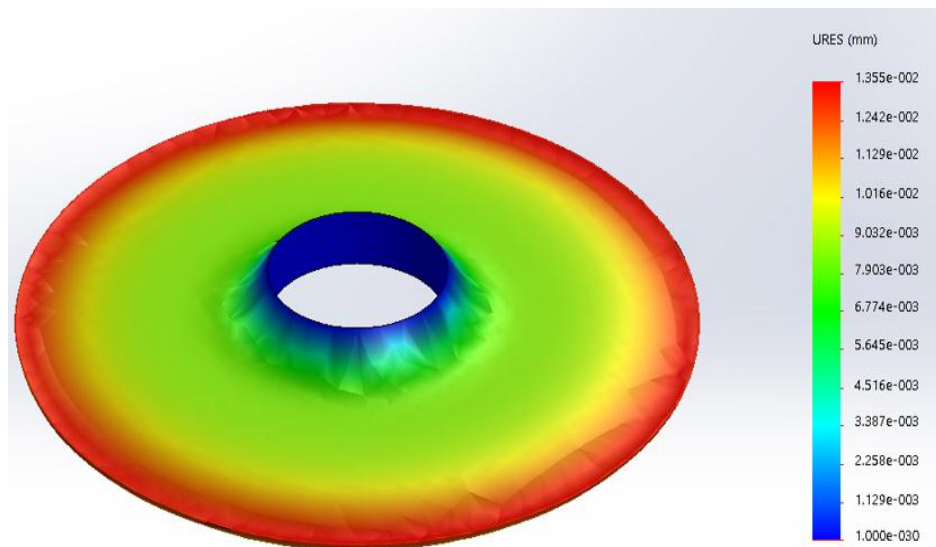


Figura 58: Análisis de desplazamiento para el disco móvil con software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el disco, debido al impacto y molienda del grano es de 0.01355 mm, lo cual indica que el diseño y selección del espesor fueron los adecuados.

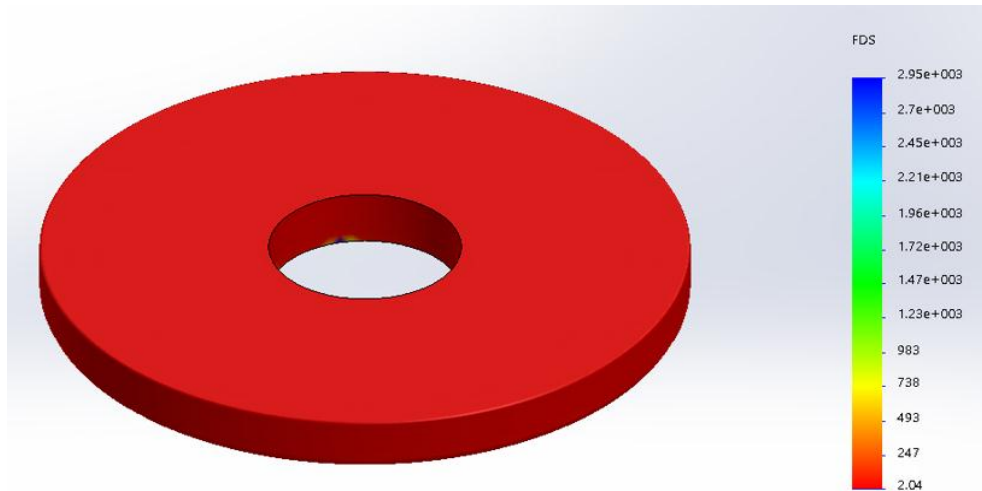


Figura 59: Análisis del factor de seguridad para el disco móvil con software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo del disco móvil es de 2.04 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño del disco móvil fueron las adecuadas.

3.2.7. Cálculos mecánicos del disco fijo:

Tabla 52:

Esfuerzo por Flexión en el Disco Fijo.

Espesor del disco (m)	Largo (m) (De-Di) De = 27cm Di = 16cm	Z: Módulo de sección $Z = I/c$ ó $Z = bh/6 - m^3$	M en N.m	$\sigma_{max,flex}$ (MPa)
0.028	0.11	1.43733E-05	2220.63	154.497
0.029	0.11	1.54183E-05	2220.63	144.025
0.03	0.11	0.0000165	2220.63	134.584
0.031	0.11	1.76183E-05	2220.63	126.041
0.032	0.11	1.87733E-05	2220.63	118.286

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 53:*Esfuerzo por Fuerza Cortante en el Disco Fijo.*

Espesor de Disco (m)	Largo (m) - (De-Di)	Z: Módulo de sección	V (N)	T _{max, cortante} (MPa)
		$Z = I/c$ ó $Z = bh^2/6 - m^3$		
0.028	0.11	1.4373333E-05	46254.877	22.527
0.029	0.11	1.5418333E-05	46254.877	21.750
0.03	0.11	1.6500000E-05	46254.877	21.025
0.031	0.11	1.7618333E-05	46254.877	20.347
0.032	0.11	1.8773333E-05	46254.877	19.711

Fuente: Elaboración Propia.**Tabla 54:***Factor de Seguridad en el Disco Fijo.*

$\sigma_{max, flex}$ (MPa)	T _{max, cortante} (MPa)	$\sigma_{Von Mises}$ (MPa)	Sy	n
154.497	22.527	159.347	206	1.29
144.025	21.750	148.871	206	1.38
134.584	21.025	139.423	206	1.48
126.041	20.347	130.875	206	1.57
118.286	19.711	123.115	206	1.67

Fuente: Elaboración Propia.

Para un espesor de disco de 3 cm obtenemos un factor de seguridad de 2.203, lo cual es un factor de seguridad adecuado a los esfuerzos que van a sufrir los discos al momento del molido.

3.2.8. Análisis del disco fijo con software FEA

Luego del cálculo teórico se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 25 se aprecia la disco sometida a cargas externas.

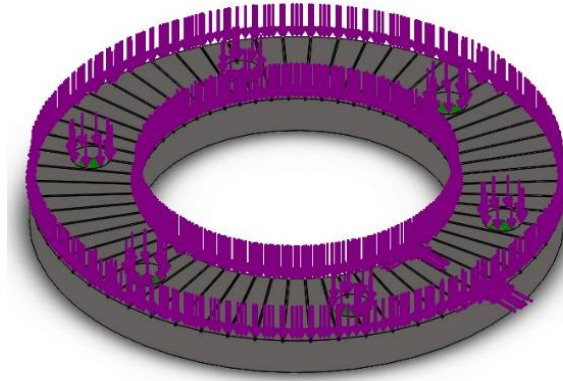


Figura 60: Disco Fijo sometido a fuerzas en software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

Tabla 55:

Resultado del análisis del Disco Fijo con software FEA.

Resultados del Análisis Estático del disco fijo			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	609 410 N /m ²	1.10 x 10 ⁸ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.00 mm	0.02 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	1.868	-----
Propiedades del Material			
Nombre:		Acero AISI 304	
Límite elástico:		2.06 x 10 ⁸ N/m ²	
Límite de tracción:		7.7 x 10 ⁷ N/m ²	

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 2.32 y el desplazamiento máximo es menor a 0.045 mm. Por lo que podemos indicar que el disco fijo no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.045 en las zonas mostradas no afectará al diseño del disco fijo.

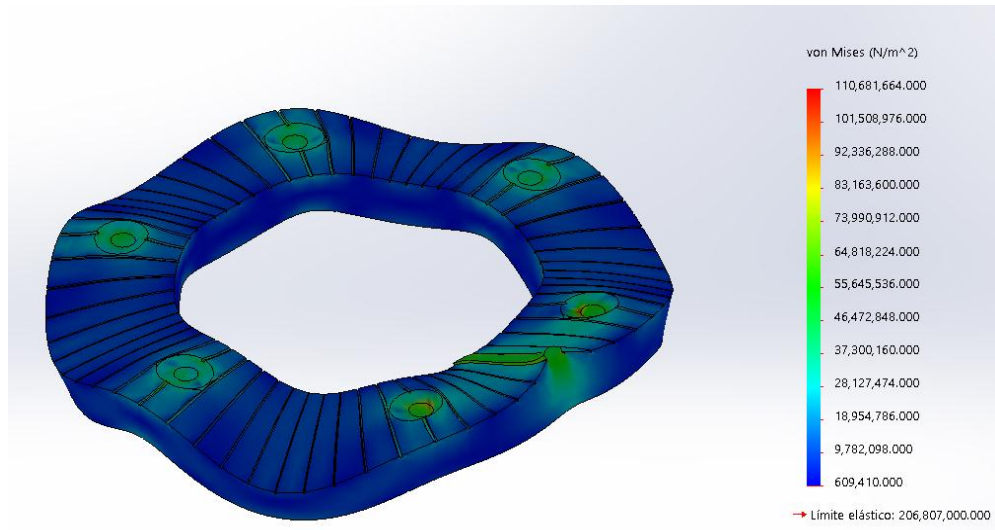


Figura 61: *Análisis estático del esfuerzo de Von Mises del disco fijo en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Mises para una fuerza de presión, debido al impacto y molienda del grano soportado en el disco fijo es de 110.68 Mpa, para un límite elástico de 206 Mpa, con lo cual se concluyó que el diseño del disco fijo, es adecuado para las condiciones de molienda del café.

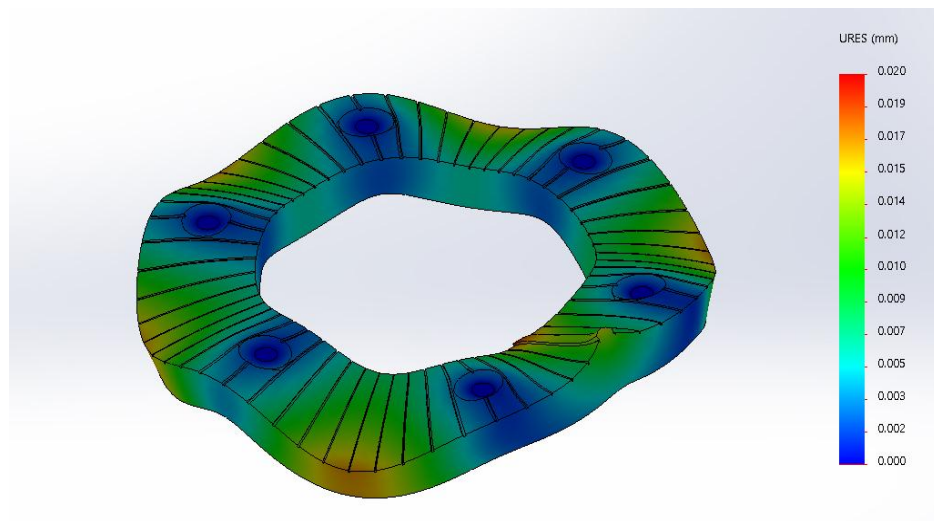


Figura 62: *Análisis estático para Desplazamiento del disco fijo en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el contenedor debido al impacto (presión) y molienda del grano de café es de 0.045 mm, lo cual indica que el diseño y selección del espesor del disco es el adecuado.

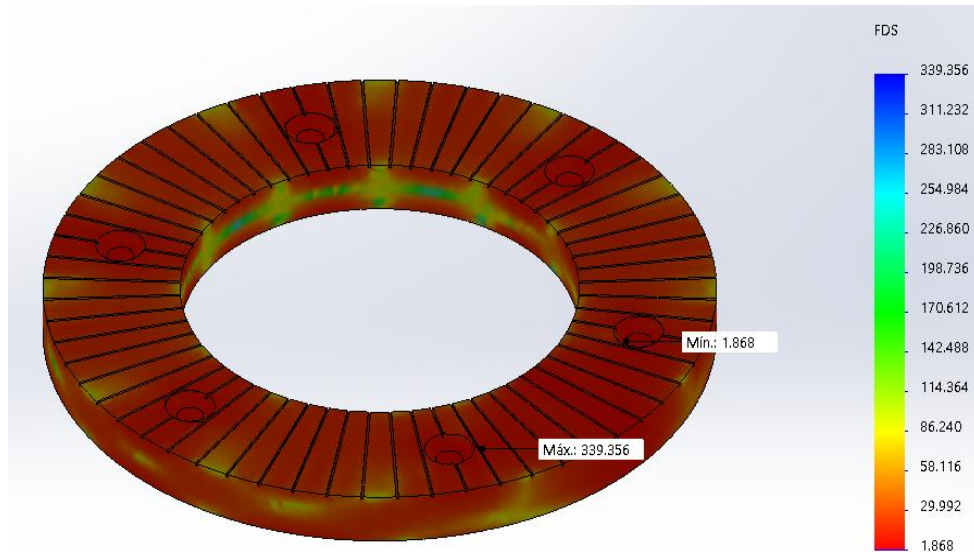


Figura 63: Análisis estático para el Factor de Seguridad del disco fijo en software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks.

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo del disco fijo es de 1.86 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño del disco fijo son las adecuadas.

3.2.9. Poleas normalizadas por ISO.

Tomando en cuenta los diámetros ISO para poleas en pulgadas, se consideró:

Tabla 56:

Diámetros ISO de poleas y altura de coronamiento w , en pulgadas.

Diámetro ISO de polea, pulg	Altura de coronamiento, pulg	Diámetro ISO de polea, pulg	Altura de coronamiento, pulg	
			$w \leq 10$ pulg	$w > 10$ pulg
1.6, 2, 2.5	0.012	12.5, 14	0.03	0.03
2.8, 3.15	0.012	12.5, 14	0.04	0.04
3.55, 4, 4.5	0.012	22.4, 25, 28	0.05	0.05
5, 5.6	0.016	31.5, 35.5	0.05	0.06
6.3, 7.1	0.020	40	0.05	0.06
8, 9	0.024	45, 50, 56	0.06	0.08
10, 11.2	0.030	63, 71, 80	0.07	0.10

*El coronamiento debe estar redondeado, no en ángulo; la rugosidad máxima es $R_a = AA\ 63\ \mu\text{pulg}$.

Fuente: Shigley, pág. 870

Luego de las ecuaciones de transmisión de potencia, se tiene la reducción o aumento de velocidades.

$$\frac{n_{i1}}{n_{pi}} = \frac{d_{pi}}{d_{pi1}} = R$$

Ecuación 76: Relación de Transmisión en poleas.

Dónde:

d_{i1} = Diámetro de la polea $i = 1, 2, 3$.

n_{i1} = rpm de la polea $i = 1, 2, 3$.

$d_{p,i}$ = Diámetro de la polea $i = 1, 2, 3$.

$n_{p,i}$ = rpm de la polea $i = 1, 2, 3$.

R = Relación de transmisión.

Para la polea del motor se consideró seleccionar la más pequeña posible para maximizar la reducción de velocidad que proporciona el motor de 1 HP, es decir reducir $n_m=1160$ rpm a 9 o 10 rpm aprox., haciendo que el sistema de transmisión conste de 4 poleas y 3 ejes (incluyendo el del motor eléctrico).

$$n_m * d_m = n_2 * d_2$$

$$\frac{n_m}{n_1} = \frac{d_1}{d_m}$$

$$\frac{1160}{10} = \frac{d_1}{d_m} \rightarrow \frac{d_1}{d_m} = 116$$

Para la polea del motor se seleccionó una polea cuyo diámetro mínimo es:

$$d_m = 2.5 \text{ pulg} = 2.5 \text{ pulg} * \frac{25.4 \text{ mm}}{\text{pulg}} = 63.5 \text{ mm} \approx 6.35 \text{ cm}$$

$$116 = \frac{d_2}{63.5} \rightarrow d_2 = 7366 \text{ mm} \approx 7.37 \text{ m}$$

El diámetro de la polea sería de 7.37m demasiado grande, para la geometría de la máquina, es por eso que se optó por dividirlo en 4 etapas, como se muestra en la siguiente figura:

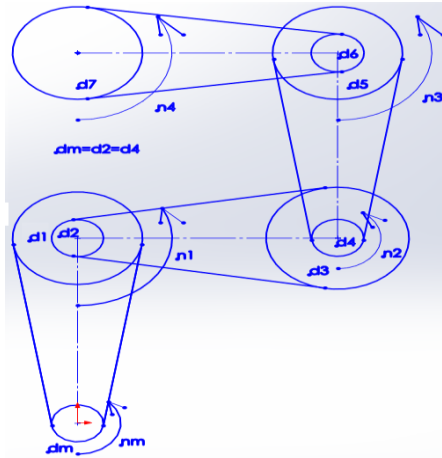


Figura 64: *Díametro de poleas.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks.

Para garantizar la máxima reducción, se optó por igualar los diámetros de las poleas menores:

$$d_m = d_{p2} = d_{p4} = d_{p6} = 2.5 \text{ pulg}$$

Primera reducción: $n_m = 1160 \text{ rpm}$ a $n_1 = 725 \text{ rpm}$.

$$\frac{n_m}{n_1} = \frac{d_{p1}}{d_m} \rightarrow d_{p1} = \frac{d_m * n_m}{n_1} \rightarrow d_{p1} = \frac{2.5 \text{ pulg} * 1160}{725} = 4 \text{ pulg}$$

Segunda reducción: $n_1 = 725 \text{ rpm}$ a $n_2 = 145 \text{ rpm}$.

$$n_1 = n_{p2} : \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p3}}{d_{p2}} \rightarrow d_{p3} = \frac{d_{p2} * n_1}{n_2} \rightarrow d_{p3} = \frac{2.5 \text{ pulg} * 725}{145} = 12.5 \text{ pulg}$$

Tercera reducción: $n_2 = 145 \text{ rpm}$ a $n_3 = 45.3 \text{ rpm}$.

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{d_{p5}}{d_{p4}} \rightarrow d_{p5} = \frac{d_{p4} * n_2}{n_3} \rightarrow d_{p5} = \frac{2.5 \text{ pulg} * 145}{45.3} \approx 8 \text{ pulg}$$

Cuarta reducción: $n_3 = 45.3 \text{ rpm}$ a $n_4 = 9 \text{ rpm}$.

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{d_{p7}}{d_{p6}} \rightarrow d_{p7} = \frac{d_{p6} * n_3}{n_4} \rightarrow d_{p7} = \frac{2.5 \text{ pulg} * 45.3}{9} \approx 12.5 \text{ pulg}$$

3.2.10. Selección de bandas de transmisión

A continuación, se muestra el procedimiento de selección de bandas para el primer caso, que va desde la polea del motor hacia la polea 1 cuyo diámetro es $d_p = 2.5$ pulg., contenida en el eje uno, cuyo diámetro d_1 es 4 pulg.

$$D_{pm} = 2.5 \text{ pulg} ; D_{p1} = 4 \text{ pulg} ; D_{p2} = 2.5 \text{ pulg} ; D_{p3} = 12.5 \text{ pulg} ;$$

$$D_{p4} = 2.5 \text{ pulg} ; D_{p5} = 8 \text{ pulg} ; D_{p6} = 2.5 \text{ pulg} ; D_{p7} = 12.5 \text{ pulg}$$

Tabla 57:

Selecciones de bandas en V estándar.

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Fuente: Shigley

$$P_{EJE\ MOTOR} = 0.746 \text{ kW} = 1 \text{ HP}$$

Se optó por la sección A de la banda cuyo diámetro mínimo de polea es 3 pulgadas y cuyas dimensiones son: $a = \frac{1}{2}$ pulg; $b = \frac{11}{32}$ pulg; Para intervalos de potencias entre $\frac{1}{4}$ HP y 10 HP.

Tabla 58:

Dimensiones de conversión de longitud.

Tabla 17-11

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: Shigley

Tabla 59:

Factor de corrección del Ángulo de contacto K_1 .

Tabla 17-13

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Fuente: Shigley

Datos de las poleas en cuanto a día metros y rpm, así como una longitud entre centros asumida inicialmente de 410 mm, es decir 16.142 pulgadas.

En el primer tramo, desde el motor al eje N° 1:

Tabla 60:

Datos de las poleas en rpm 1er tramo.

<i>rpm polea mayor</i>	725	<i>rpm</i>
<i>rpm polea menor</i>	1160	<i>rpm</i>
<i>Diámetro de polea mayor</i>	4	<i>pulg</i>
<i>Diámetro de polea menor</i>	2.5	<i>pulg</i>
<i>Longitud entre centros</i>	16.142	<i>pulg</i>
<i>Potencia Nominal</i>	1	<i>HP</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 61:

Factores de Corrección.

<i>Factores de corrección</i>		
<i>Factor de ángulo de contacto</i>		
$(D-d)/C$	0.0929253	
<i>Interpolando [K1]</i>	0.759	<i>Tabla 17-13</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 62:*Factor de longitud de banda.*

<i>Factor de longitud de banda</i>		
<i>longitud de paso banda</i>	42.529023	<i>pulg</i>
<i>[K2]</i>	0.85	<i>Tabla 17-14</i>

Fuente: Elaboración propia**Tabla 63:***Factor de Servicio y designación de la banda.*

<i>Factor de servicio</i>		
<i>Impacto ligero-par de torsión no uniforme</i>		
<i>[Ks]</i>	1.2	<i>Tabla 17-15</i>
<i>Factor de diseño [ms]</i>	1.5	<i>Criterio</i>
<i>Potencia de selección o diseño Hd</i>	1.8	<i>HP</i>
<i>Velocidad periférica</i>	759.218	<i>pie/min</i>
<i>Polea seleccionada</i>	B	
<i>Potencia permitida Ha</i>	0.611	<i>HP</i>
<i>Numero de bandas Nb</i>	2	<i>unidad</i>
<i>Conversión de banda B</i>	1.8	<i>pulg</i>
<i>Longitud de Banda</i>	40.729	<i>pulg</i>
<i>Longitud normalizada</i>	42	<i>pulg</i>
<i>Designación de la banda</i>	<i>B42</i>	
<i>Factor de Seguridad</i>	<i>1.528</i>	

Fuente: Elaboración propia**Tabla 64:***Datos de las poleas en rpm 2do tramo.*

<i>rpm polea mayor</i>	145	<i>rpm</i>
<i>rpm polea menor</i>	725	<i>rpm</i>
<i>Diámetro de polea mayor</i>	12.5	<i>pulg</i>
<i>Diámetro de polea menor</i>	2.5	<i>pulg</i>
<i>Longitud entre centros</i>	15.748	<i>pulg</i>
<i>Potencia Nominal</i>	1	<i>HP</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 65:*Factores de corrección.*

FACTORES DE CORRECCIÓN		
Factor de Angulo de contacto		
<i>(D-d)/C</i>	0.6350013	
<i>interpolando [K1]</i>	0.754	Tabla 17-13

Fuente: Elaboración propia**Tabla 66:***Factor de Longitud de banda.*

Factor de longitud de banda		
<i>longitud de paso banda</i>	56.645448	<i>pulg</i>
<i>[K2]</i>	0.9	Tabla 17-14

Fuente: Elaboración propia**Tabla 67:***Factor de Servicio y designación de la banda.*

Factor de servicio		
impacto ligero-par de torsión no uniforme		
<i>[Ks]</i>	1.3	Tabla 17-15
<i>Factor de diseño [ns]</i>	1.5	Criterio
<i>Potencia de selección o diseño Hd</i>	1.95	HP
<i>Velocidad periférica</i>	474.51139	<i>pie/min</i>
<i>Polea seleccionada</i>	B	
<i>Potencia permitida Ha</i>	0.846	HP
<i>Numero de bandas Nb</i>	2	<i>unidad</i>
<i>Conversión de banda B</i>	1.8	<i>pulg</i>
<i>Longitud de Banda</i>	54.845448	<i>pulg</i>
<i>Longitud normalizada</i>	55	<i>pulg</i>
<i>Designación de la banda</i>	B55	
<i>Factor de Seguridad</i>	1.302	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 68:

Datos de las poleas en rpm, 3er tramo.

<i>rpm polea mayor</i>	45.3	<i>rpm</i>
<i>rpm polea menor</i>	145	<i>rpm</i>
<i>Diámetro de polea mayor</i>	8	<i>pulg</i>
<i>Diámetro de polea menor</i>	2.5	<i>pulg</i>
<i>Longitud entre centros</i>	15.74	<i>pulg</i>
<i>Potencia Nominal</i>	1	<i>HP</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 69:

Factores de Corrección.

FACTORES DE CORRECCIÓN		
<i>Factor de ángulo de contacto</i>		
<i>(D-d)/C</i>	0.349	
<i>interpolando [K1]</i>	0.795	<i>Tabla 17-13</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 70:

Factor de Longitud de banda.

<i>Factor de longitud de banda</i>		
<i>longitud de paso banda</i>	48.453825	<i>pulg</i>
<i>[K2]</i>	0.9	<i>Tabla 17-14</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 71:

Factor de Servicio y designación de la banda.

<i>Factor de servicio</i>		
<i>impacto ligero-par de torsión no uniforme</i>		
<i>[Ks]</i>	1.3	<i>Tabla 17-15</i>
<i>Factor de diseño [ns]</i>	1.5	<i>Criterio</i>
<i>Potencia de selección o diseño Hd</i>	1.95	<i>HP</i>
<i>Velocidad periférica</i>	94.88	<i>pie/min</i>
<i>Polea seleccionada</i>	B	
<i>Potencia permitida Ha</i>	0.474	<i>HP</i>
<i>Numero de bandas Nb</i>	2	<i>unidad</i>
<i>Conversión de banda B</i>	1.8	<i>pulg</i>
<i>Longitud de Banda</i>	46.6538	<i>pulg</i>
<i>Longitud normalizada</i>	48	<i>pulg</i>
<i>Designación de la banda</i>	<i>B48</i>	
<i>Factor de Seguridad</i>	1.457	<i>Factor de Seguridad</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 72:

Datos de las poleas en rpm el 4to tramo.

<i>rpm polea mayor</i>	9	<i>rpm</i>
<i>rpm polea menor</i>	45.3	<i>rpm</i>
<i>Diámetro de polea mayor</i>	12.5	<i>pulg</i>
<i>Diámetro de polea menor</i>	2.5	<i>pulg</i>
<i>Longitud entre centros</i>	15.75	<i>pulg</i>
<i>Potencia Nominal</i>	1	<i>HP</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 73:

Factores de Corrección.

FACTORES DE CORRECCIÓN		
<i>Factor de ángulo de contacto</i>		
<i>(D-d)/C</i>	0.635	
<i>interpolando [K1]</i>	0.833	<i>Tabla 17-13</i>
<i>Factor de longitud de banda</i>		
<i>longitud de paso banda</i>	56.649	<i>pulg</i>
<i>[K2]</i>	0.9	<i>Tabla 17-14</i>

Fuente: Elaboración propia

Tabla 74:

Factor de Servicio y designación de la banda.

<i>Factor de servicio</i>		
<i>impacto ligero-par de torsión no uniforme</i>		
<i>[Ks]</i>	1.3	<i>Tabla 17-15</i>
<i>Factor de diseño [ns]</i>	1.5	<i>Criterio</i>
<i>Potencia de selección o diseño Hd</i>	1.95	<i>HP</i>
<i>Velocidad periférica</i>	29.45	<i>pie/min</i>
<i>Polea seleccionada</i>	B	
<i>Potencia permitida Ha</i>	0.452	<i>HP</i>
<i>Numero de bandas Nb</i>	2	<i>unidad</i>
<i>Conversión de banda B</i>	1.8	<i>pulg</i>
<i>Longitud de Banda</i>	54.8492	<i>pulg</i>
<i>Longitud normalizada</i>	55	<i>pulg</i>
<i>Designación de la banda</i>	B55	
<i>Factor de Seguridad</i>	1.391	

Fuente: Elaboración propia

3.2.11. Cálculo para el eje principal que contiene el tornillo sinfín

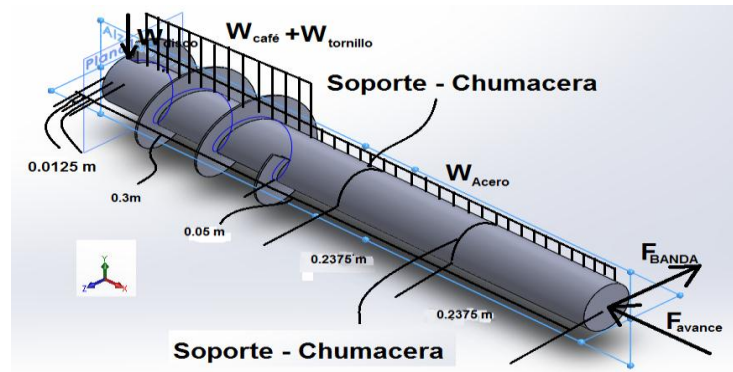


Figura 65: Eje del tornillo sinfín del molino, y las fuerzas a las que está sometido.

Fuente: Elaboración Propia – Software Solidworks.

Datos:

$$V_{avance} = 0.016 \frac{m}{s}$$

$$F_{avance} = 46.75 \text{ kN}$$

$$P_2 = F_{banda} = \frac{T_{p7}}{R_{p7}} \rightarrow F_{banda} = \frac{2 * T_{p7}}{D_{p7}} = \frac{2 * (791.531 \text{ N.m})}{8 \text{ pulg} * \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}} = 7790.659 \text{ N}$$

Se determinó el peso del disco:

$$W_{disco} = \rho_{acero} * V * g \rightarrow W_{disco} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \pi * (0.095 \text{ m})^2 * (0.025 \text{ m}) * 9.81$$

$$W_{disco} = 5.529 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 54.24 \text{ N}$$

$$P_1 = W_{disco} = 54.24 \text{ N}$$

Además, el café también va a ejercer una fuerza sobre el eje en el tornillo sinfín:

$$W_{café} = \rho_{café} * V * g \rightarrow \frac{W_{café}}{0.3} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] = 280 * \pi * \frac{(0.16)^2}{4} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 55.23 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$W_{café} = 55.23 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$W_{tornillo} = \rho_{Acero} * V * g \rightarrow \frac{W_{café}}{L} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \pi * \frac{(0.158 \text{ m})^2}{4} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1500 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$W_{tornillo} = 1500 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\text{Finalmente: } W_{café} + W_{tornillo} = 55.23 + 1500 = 1555.23 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

En el resto del eje:

$$W_{eje} = \rho_{Acero} * V * g \rightarrow \frac{W_{café}}{L} \left[\frac{N}{m} \right] = 7800 \frac{kg}{m^3} * \pi * \frac{(0.08m)^2}{4} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 384.62 \frac{N}{m}$$

$$W_{eje} = 384.62 \frac{N}{m}$$

Luego se analizó el eje en 2 planos:

En el plano xy, tenemos:

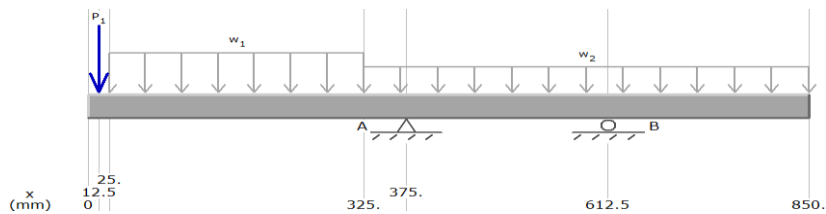


Figura 66: Diagrama de Cuerpo Libre en el plano XY del eje principal.

Fuente: Elaboración Propia – Software MD-SOLIDS.

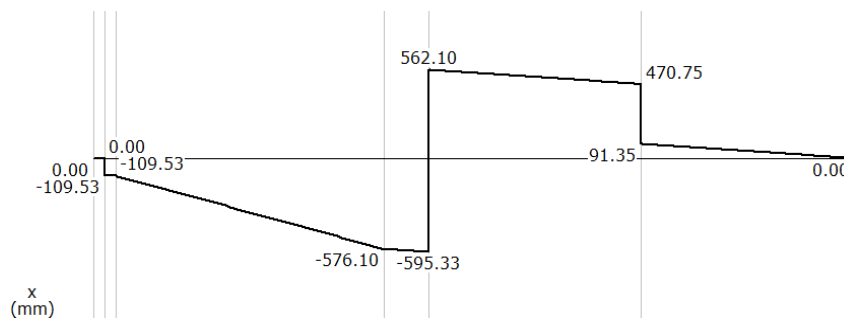


Figura 67: Diagrama de Fuerza Cortante del eje principal en el plano XY.

Fuente: Elaboración Propia con software MD - SOLIDS.

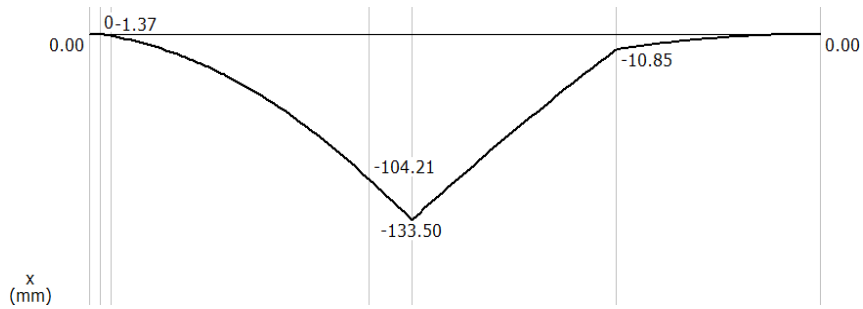


Figura 68: Diagrama del momento flector del eje principal en el plano XY.

Fuente: Elaboración Propia con software MD - SOLIDS.

De los resultados del DMF y DFC, se obtuvo:

$$M_{A1} = 133.5 \text{ N-m}; M_{B1} = 10.85 \text{ N-m}$$

En el plano xz, tenemos:

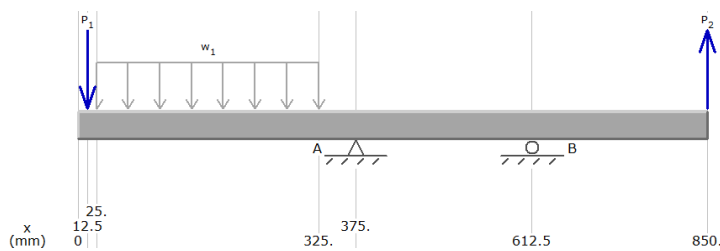


Figura 69: Diagrama de Cuerpo Libre del eje principal en el plano XZ.

Fuente: Elaboración Propia con software MD - SOLIDS.

Luego tenemos las siguientes gráficas para Diagrama de Momentos Flectores y Fuerzas Cortantes:

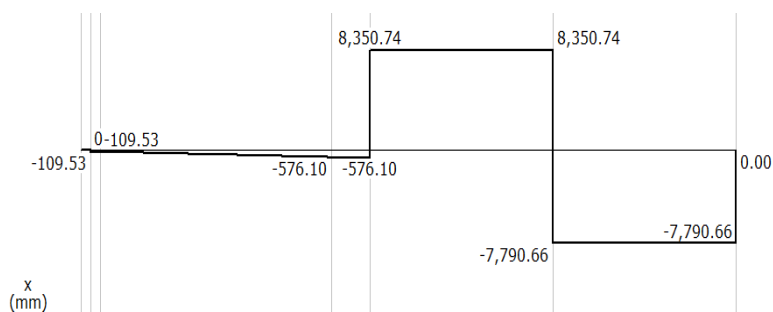


Figura 70: Diagrama de Fuerza Cortante del eje principal en el plano XZ.

Fuente: Elaboración Propia con el programa MD-SOLIDS

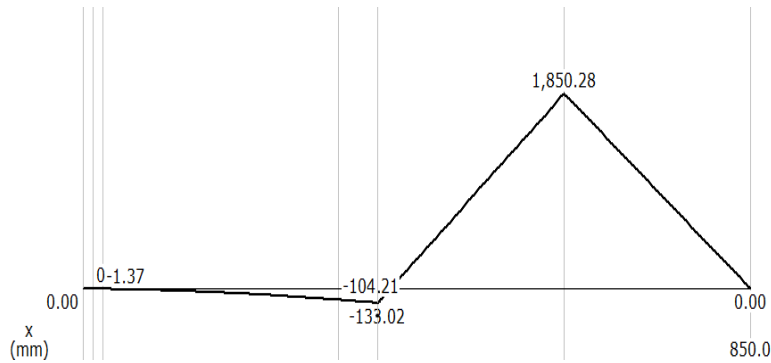


Figura 71: Diagrama del Momento Flector del eje principal en el plano XZ.

Fuente: Elaboración Propia con el programa MD-SOLIDS

De los resultados del DMF y DFC, se obtuvo:

$$M_{A1} = 133.02 \text{ N-m}; M_{B1} = 1850.28 \text{ N-m}$$

Finalmente se obtuvo:

$$M_A = \sqrt{M_{A1}^2 + M_{A2}^2} = \sqrt{(133.5)^2 + (133.02)^2} = 188.46 \text{ N-m}$$

$$M_B = \sqrt{M_{B1}^2 + M_{B2}^2} = \sqrt{(10.85)^2 + (1850.28)^2} = 1852.312 \text{ N-m} \dots M_{\max}$$

$$T = 791.531 \text{ N-m}$$

Pasamos al plano XZ y luego aplicamos Von Misses:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \frac{32(M \max)}{\pi \cdot d^3} ; \tau_{XY} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} + \frac{4}{3} * \left(\frac{V}{A} \right);$$

$$V = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \sqrt{8350.74^2 + 560.1^2} = 8369.637 \text{ N}$$

$$\sigma_x = \frac{46750 \text{ N}}{\pi * (0.08 \text{ m})^2} + \frac{32 * (1852.312 \text{ N-m})}{\pi * (0.08)^3};$$

$$\tau_{XY} = \frac{16(791.531 \text{ N-m})}{\pi * (0.08 \text{ m})^3} + \frac{4}{3} * \left(\frac{4 * 8369.637}{\pi * (0.08 \text{ m})^2} \right)$$

$$\sigma_x = 39.18 \text{ MPa}; \tau_{XY} = 10.094 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}; \sigma' = \frac{S_y}{n}; \sigma' = \sqrt{39.18^2 + 3 * (10.094)^2}; \sigma' = 42.904 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{206}{42.9} = 4.8$$

El factor de seguridad nos garantiza que el eje tomado en cuenta, cuyo diámetro es de 8 cm, puede para contener al tornillo sinfín, para transportar 100kg/h de café hacia la zona de molido, es el indicado.

Tabla 75:

Método Esfuerzo - Vida.

RESUMEN MENSUAL DE TEMPERATURAS EN EL DISTRITO DE JAMALCA DEL PERIODO 2015 - 2016				
AÑO	MES	Tmin	Tmax	Tprom
2015	MARZO	18.04	24.44	21.24
	ABRIL	18.42	24.83	21.63
	MAYO	18.15	24.96	21.56
	JUNIO	17.62	25.45	21.54
	JULIO	17.32	24.85	21.09
	AGOSTO	17.68	27.13	22.41
	SEPTIEMBRE	18.36	28.36	23.36
	OCTUBRE	18.35	27.86	23.11
	NOVIEMBRE	18.73	27.43	23.08
	DICIEMBRE	18.33	25.37	21.85
2016	ENERO	19.24	27.76	23.50
	FEBRERO	18.76	25.85	22.30
	MARZO	18.84	26.21	22.52
PROMEDIO TOTAL				22.24

Fuente: Resumen Mensual, obtenido de las tablas Senahmi.

Considerando los diferentes factores que modifican los esfuerzos y el diseño en general del eje (K_a , K_b , K_c , K_d , K_e , K_f).se procedió a calcular el factor de seguridad de acuerdo al eje calculado, para un esfuerzo constante provocado por la torsión del eje giratorio:

K_a : Se escogió al acero recién salido de la forja para el eje.

K_b : Se escogió para el intervalo de $51 < d < 254$ mm.

K_c : Se escogió para torsión.

K_d : Se escogió la temperatura de 20 y 50° C, ya que son las temperaturas entre las cuales oscila la localidad, de acuerdo al SENHAMI en la siguiente tabla de una localidad con similares condiciones geográficas. (Condición 1: $T = 20$ °C; Condición 2: $T = 50$ °C)

K_e : Se escogió una confiabilidad mayor e igual al 90% (Condición 1: 90 %; Condición 2: 95%)

K_f : Se escogió como valor 1, porque el eje no presenta agujeros y/o formaciones geométricas en las que se presencien concentración de esfuerzos.

Adicionalmente, se tomó la siguiente consideración para determinar mediante la ecuación GOODMAN – MOD:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f * M_a)^2 + 3(K_{fs} * T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f * M_m)^2 + 3(K_{fs} * T_m)^2} \right\}}$$

Ecuación 77: Diámetro de acuerdo a Goodman - Mod.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Las ecuaciones pueden simplificarse al igualar M_m y T_a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos quedando en la siguiente expresión:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{K_{fs} * T_m * \sqrt{3}}{S_{ut}} \right\}}$$

Despejando en términos de la inversa de n:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi * d^3} \left\{ \frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{K_{fs} * T_m * \sqrt{3}}{S_{ut}} \right\}$$

Ecuación 78: Goodman – Mod en términos de factor de seguridad.

Tabla 76:

Valores de los factores que modifican el diseño escogido.

Cond.	S_{ut} (MPa)	Factor K_a	Factor K_b	Factor K_c	Factor K_d	Factor K_e	Factor K_f
1	568000000	0.494	0.759	0.59	1.000	0.897	1
2	568000000	0.494	0.759	0.59	1.010	0.868	1

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 77:

Límite de resistencia a la fatiga, factor de seguridad, según la ecuación de Goodman – Mod (Eje principal).

Cond.	S'e (MPa)	Se (MPa)	DIÁMETRO VON MISES (m)	FACTOR DE SEGURIDAD GOODMAN - MOD
1	284000000	56354879	0.08	1.48
2	284000000	56354879	0.08	1.443

Fuente: Elaboración Propia.

Se observó que de los valores obtenidos el diseño es adecuado para operar a 20 y 50°C de temperatura, lo cual quiere decir que está acorde al intervalo de temperaturas que existe en la localidad obteniendo un factor de seguridad de 1.48 y 1.443 para ambas condiciones, lo cual nos indica que el diseño es el indicado y el eje no fallará por fatiga.

Tabla 78:

Valores sobre el límite de resistencia a la fatiga, factor de seguridad, según la ecuación de Goodman – Mod (todos los ejes).

N° De eje	Sy (MPa)	Sut (Mpa)	Factor Ka	Factor Kb	Factor Kc	Factor Kd	Factor Ke	Factor Kf
1	276	568	0.494	0.759	0.59	1.01	0.868	1
2	276	568	0.494	0.759	0.59	1.01	0.868	1
3	276	568	0.494	0.759	0.59	1.01	0.868	1
4	276	568	0.494	0.759	0.59	1.01	0.868	1

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 79:

Valores del S'e y del Se, para determinar el diámetro y factor de seguridad.

N° De eje	S'e (MPa)	Se (MPa)	Diámetro (cm)	Factor de Seguridad ESFUERZO - VIDA
1	284	55	2.6855	1.5
2	284	55	2.6855	1.5
3	284	55	2.6855	1.5
4	284	55	2.6855	1.5

Fuente: Elaboración Propia

Con estos resultados se puede concluir que para un diámetro de 2.68 cm, alrededor de una pulgada de diámetro, se tiene un factor de seguridad de 1.5, lo cual garantiza que el diseño soportará las condiciones de operación de la máquina.

3.2.12. Análisis del Eje principal con software FEA.

Luego del cálculo teórico se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 25 se aprecia el eje sometido a cargas externas.

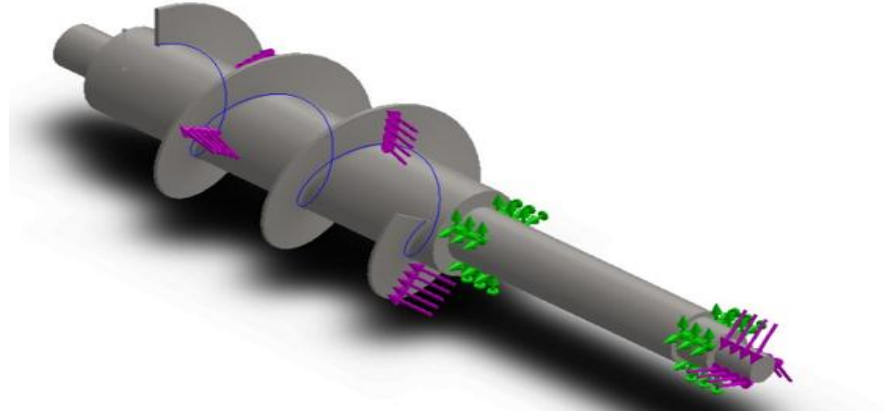


Figura 72: Eje principal sometido a fuerzas en software FEA.
Fuente: Elaboración Propia con el programa MD-SOLIDS

Tabla 80:

Resultado del análisis estático del eje principal.

<i>Resultados del Análisis Estático del Eje Principal</i>			
<i>Nombre</i>	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	253.249 N /m²	2.18 x 10⁸N/m²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.048 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	1.61	-----
<i>Propiedades del Material</i>			
<i>Nombre:</i>		Acero inoxidable AISI 304	
<i>Límite elástico:</i>		2.06 x 10⁸ N/m²	
<i>Límite de tracción:</i>		5.17 x 10⁸ N/m²	

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 1.61 y el desplazamiento máximo es menor a 0.048 mm.

Por lo que podemos indicar que el eje no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.04 en las zonas mostradas no afectará al diseño del eje.

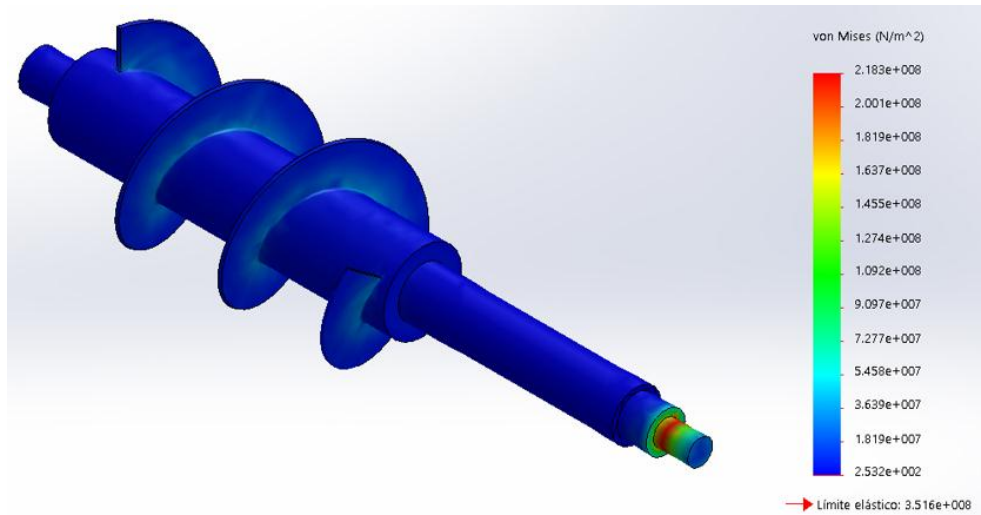


Figura 73: *Análisis del esfuerzo de Von Mises con software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia con software SOLIDWORKS

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Mises soportada en el eje es menor a 200 Mpa, para un límite elástico de 206 Mpa, con lo cual se concluye que el diseño del eje principal y del tornillo sinfín transportador es adecuado para las condiciones de transporte.

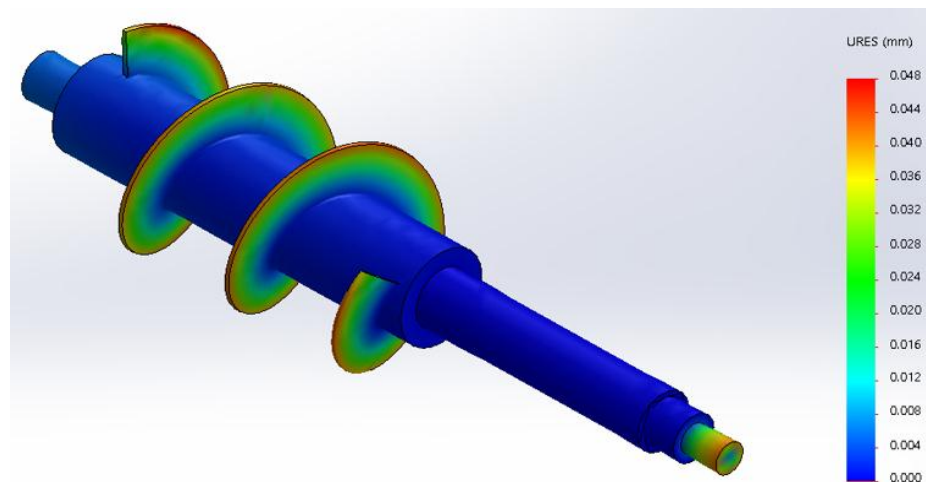


Figura 74: *Análisis de Desplazamiento del eje principal sometido a fuerzas en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia con software SOLIDWORKS

De la figura anterior se concluye que la deformación máxima que sufre el contenedor debido al peso del grano es de 0.048 mm tanto en el extremo del eje principal como en el extremo del tornillo sinfín de transporte, lo cual indica que el diseño y selección del espesor fueron los adecuados.

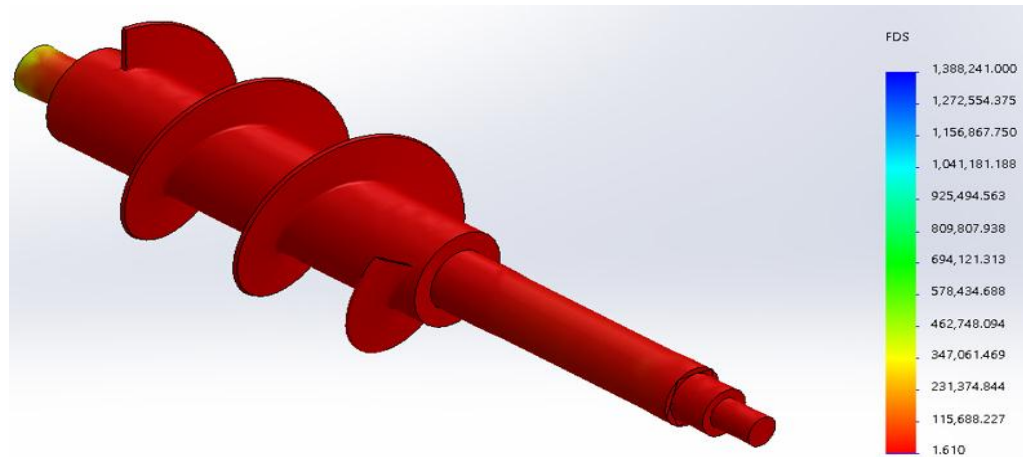


Figura 75: *Análisis del Factor de Seguridad del eje principal sometido a fuerzas en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia con software SOLIDWORKS

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo del eje principal y del tornillo sinfín transportador es de 1.61 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño del eje principal con el tornillo sinfín fueron las adecuadas.

3.2.13. Análisis del contenedor con software FEA.

Luego del cálculo teórico Se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura se aprecia el contenedor sometido a cargas externas.

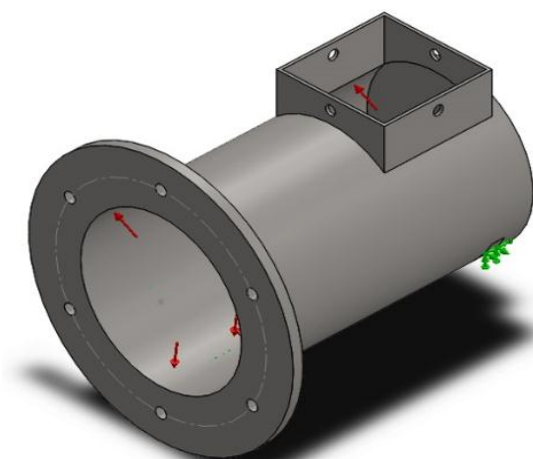


Figura 76: *Contenedor sometido a fuerzas en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia con software SOLIDWORKS

Tabla 81:

Resultado del análisis estático del contenedor.

Resultados del Análisis Estático del contenedor			
<i>Nombre</i>	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de Von mises	253.249 N /m²	2.18 x 10⁸N/m²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.109 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	2.28	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero inoxidable AISI 304	
<i>Limite elástico:</i>		2.06 x 10⁸ N/m²	
<i>Límite de tracción:</i>		5.17 x 10⁸ N/m²	

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 2.287 y el desplazamiento máximo es menor a 0.109 mm.

Por lo que podemos indicar que la tolva no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.109 en las zonas mostradas no afectará al diseño del soporte del contenedor.

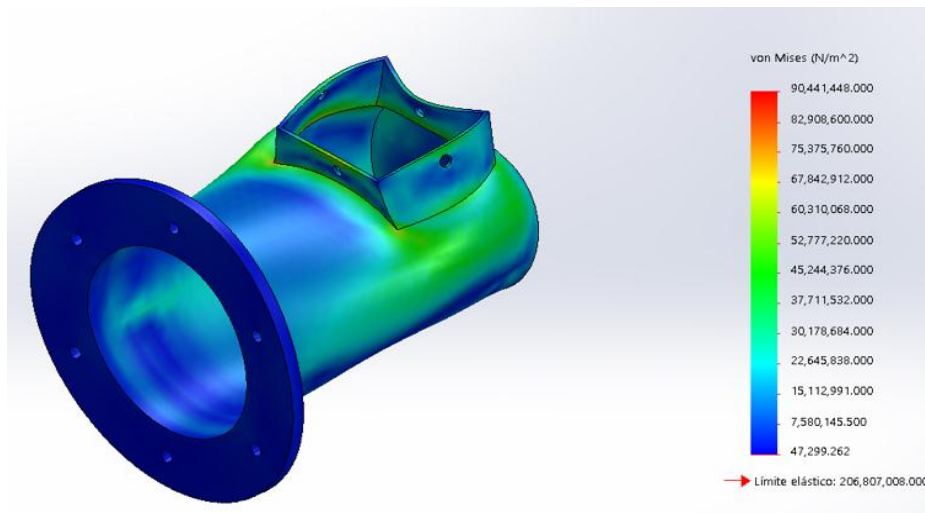


Figura 77: Análisis estático – Tensión de Von Misses del contenedor en software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una fuerza de presión soportada en la tolva es de 90.44 Mpa, para un límite elástico de 206 Mpa, con lo cual se concluyó que el diseño del contenedor es adecuado.

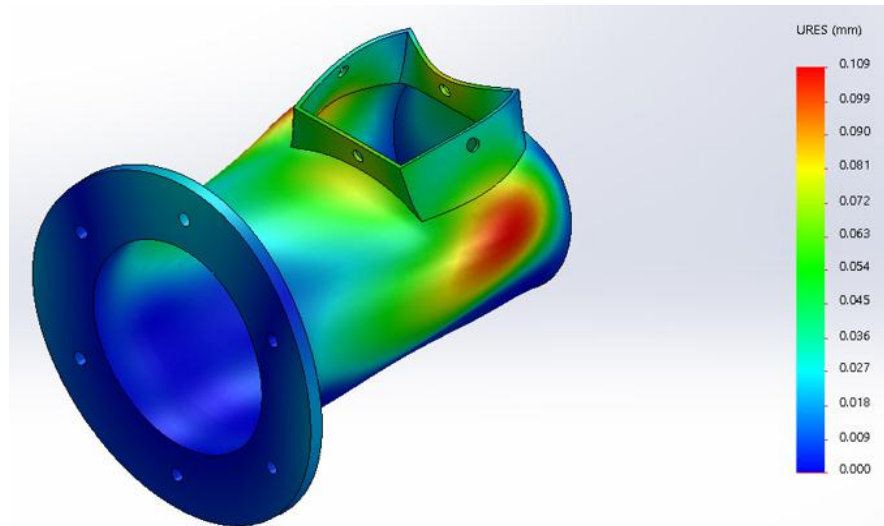


Figura 78: *Análisis estático – Desplazamientos del contenedor en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se concluye que el desplazamiento máximo que sufre el contenedor debido al peso del grano es de 0.109 mm, lo cual indica que el diseño y selección del espesor del contenedor es el adecuado.

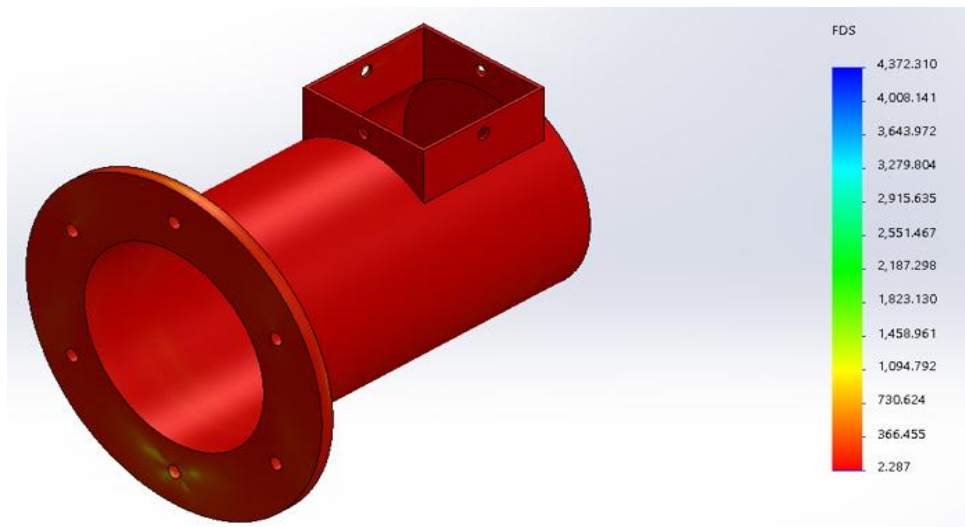


Figura 79: *Análisis estático – Factor de seguridad del contenedor en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo de la tolva es de 2.287 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño del contenedor son las adecuadas.

3.2.14. Análisis del soporte del contenedor con software FEA.

Luego del cálculo teórico se realizó el diseño y la simulación del Modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 85 se aprecia el contenedor sometido a cargas externas.

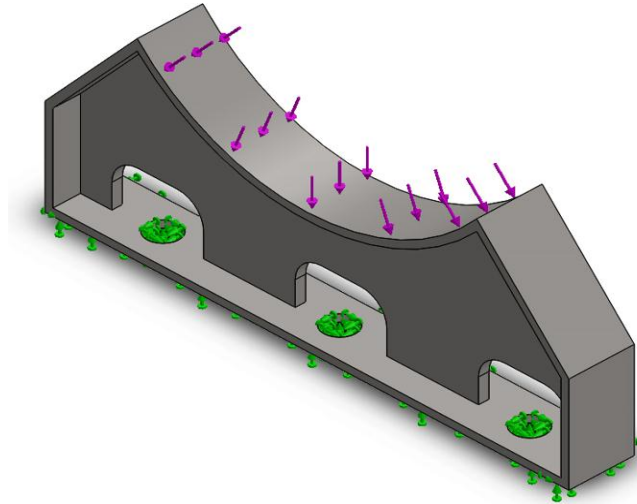


Figura 80: Soporte del contenedor sometido a fuerzas en software FEA.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

Tabla 82:

Resultado del análisis estático del soporte del contenedor.

Resultados del Análisis Estático del contenedor			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de von mises	62.5092 N/m ²	5.59575 x 10 ⁷ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.0166 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	6.283	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 1020	
<i>Límite elástico:</i>		3.516 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		4.2 x 10 ⁷ N/m ²	

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad menor es de 6.283 y el desplazamiento máximo es menor a 0.0166 mm. Por lo que podemos indicar que la tolva no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo de 0.0166mm en las zonas mostradas no afectará al diseño del soporte del contenedor.

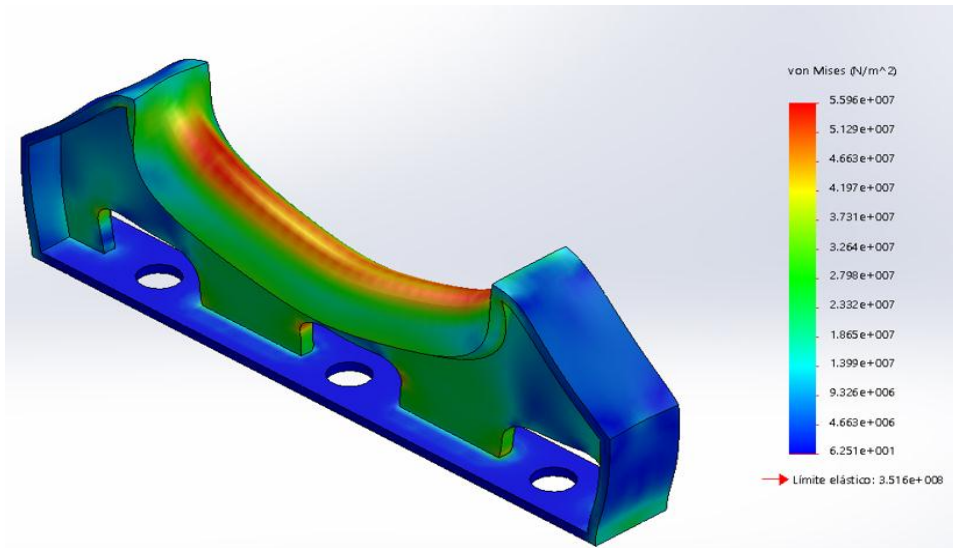


Figura 81: *Análisis estático – Tensión de Von Misses del soporte para el contenedor en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una fuerza de presión soportada en el soporte del contenedor es de 55.96 Mpa, para un límite elástico de 351.6 Mpa, con lo cual se concluye que el diseño del soporte del contenedor es adecuado.

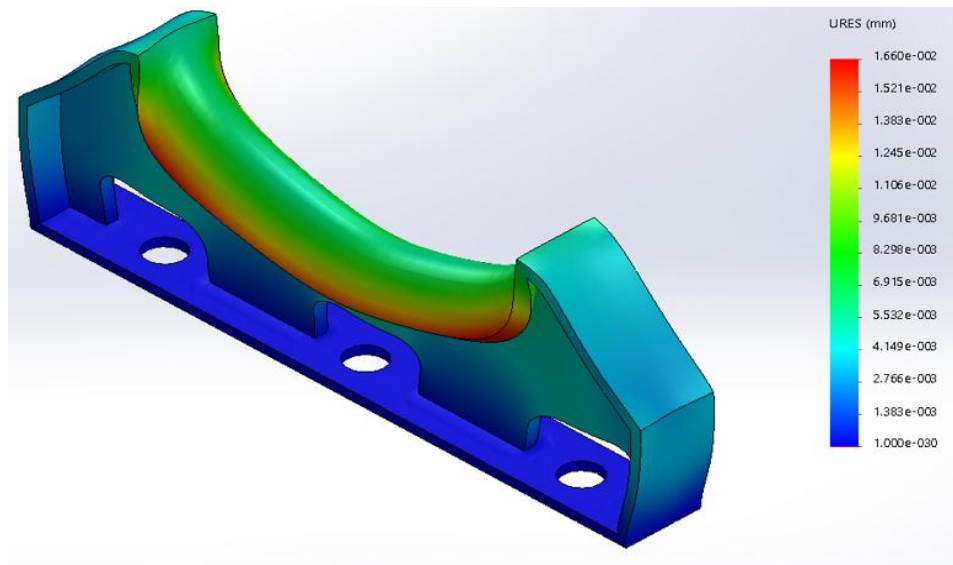


Figura 82: *Análisis estático – Desplazamiento del soporte para el contenedor en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se concluye que el desplazamiento máximo que sufre el contenedor, es de 0.0166 mm, lo cual indica que el diseño es el adecuado.

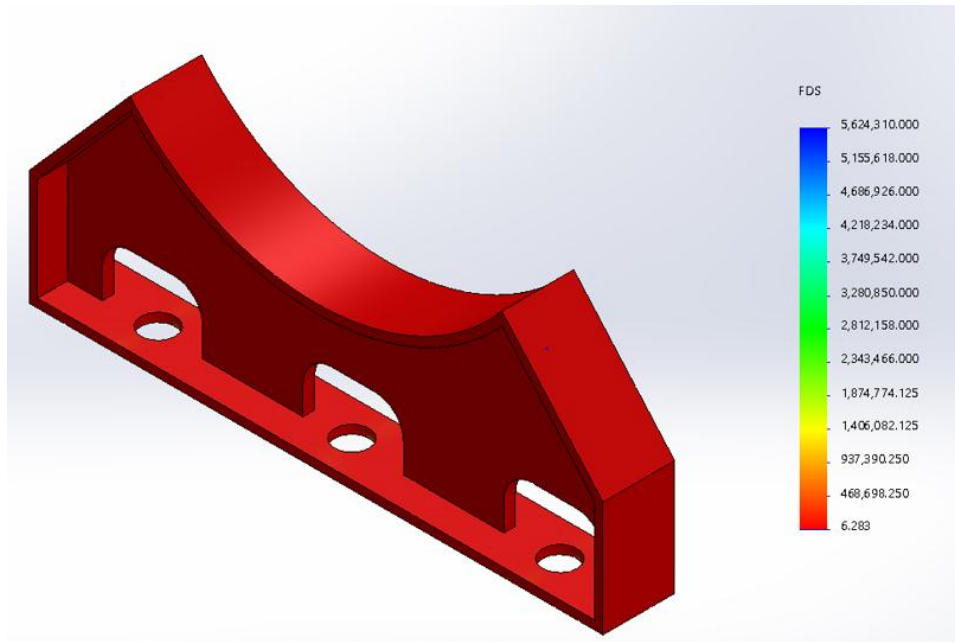


Figura 83: *Análisis estático – Factor de seguridad del soporte para el contenedor en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura anterior se puede concluir que el factor de seguridad mínimo del soporte del contenedor es de 6.283 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño del soporte del contenedor, son las adecuadas.

3.2.15. Análisis de los ejes que contienen a las poleas con software FEA.

Se procedió primero al diseño del eje del engranaje y posteriormente se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 84 se aprecia el eje sometido a fuerzas.

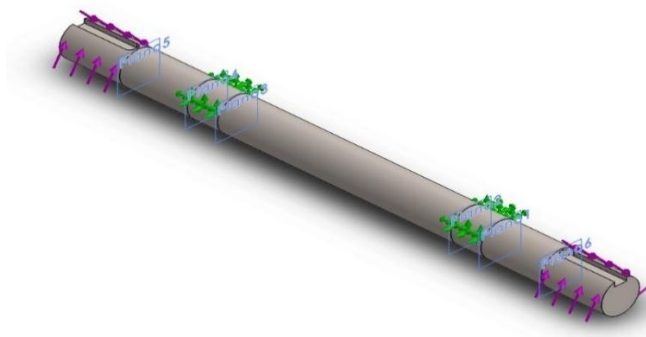


Figura 84: *Eje sometido a fuerzas en software FEA.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

En la tabla se aprecia los resultados del análisis. Las deformaciones previstas son más que aceptables.

Tabla 83:

Resultado del análisis estático del eje.

Resultados del Análisis Estático del contenedor			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de Von mises	36.6247 N/m ²	1.4 x 10 ⁸ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.09 mm	0.094 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	4.4	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 1020	
<i>Límite elástico:</i>		3.51 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		4.20 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es 4.4 y el desplazamiento máximo es 0.094 mm. Por lo que podemos indicar que eje no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es menor de 1 mm de este modo no afectará a nuestro elemento de máquina.

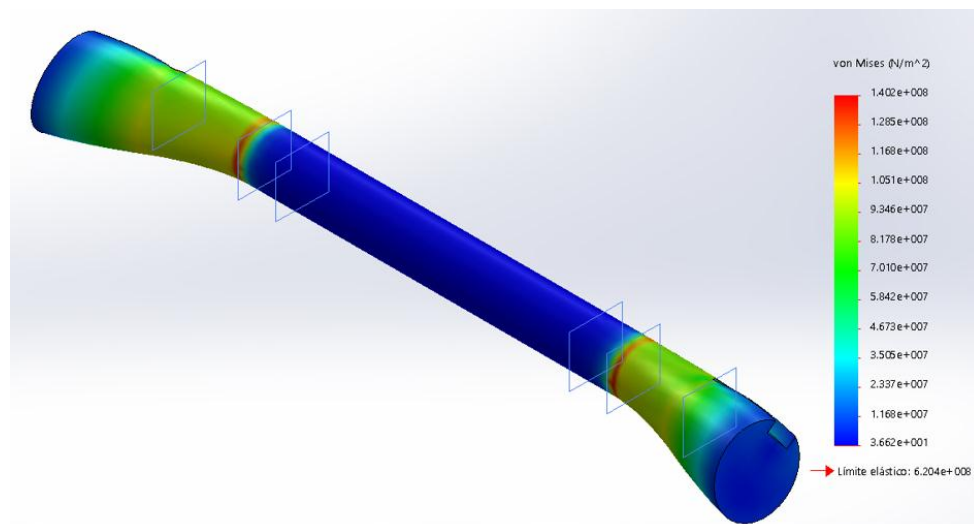


Figura 85: Análisis estático – Tensión de Von Misses en el eje.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre 36.6247 Pa y 140.2 MPa, para un límite elástico de 351.6 MPa, con lo cual se concluye que el diseño del eje no fallara.

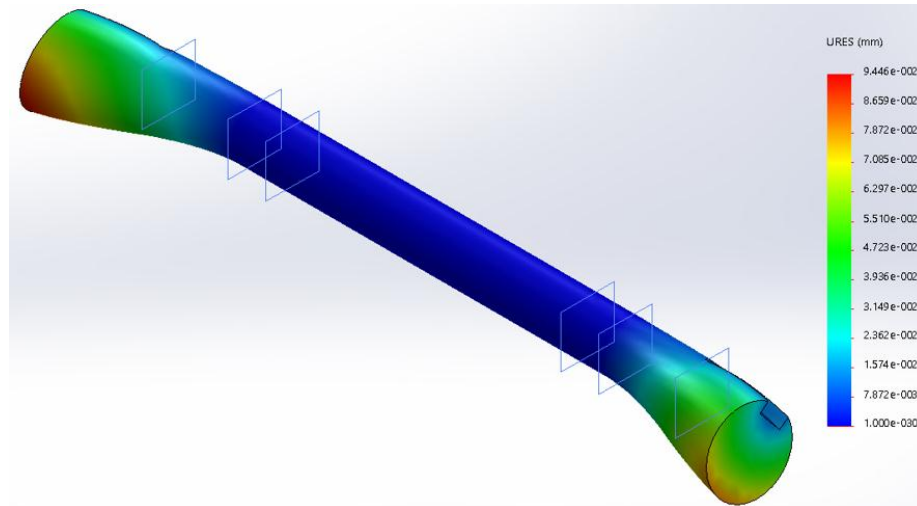


Figura 86: *Análisis estático – Desplazamientos en el eje.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la figura, podemos observar que el desplazamiento máximo es de 0.094 mm, al momento de realizar el análisis se le aumento la escala para poder ver el comportamiento de la deformación.

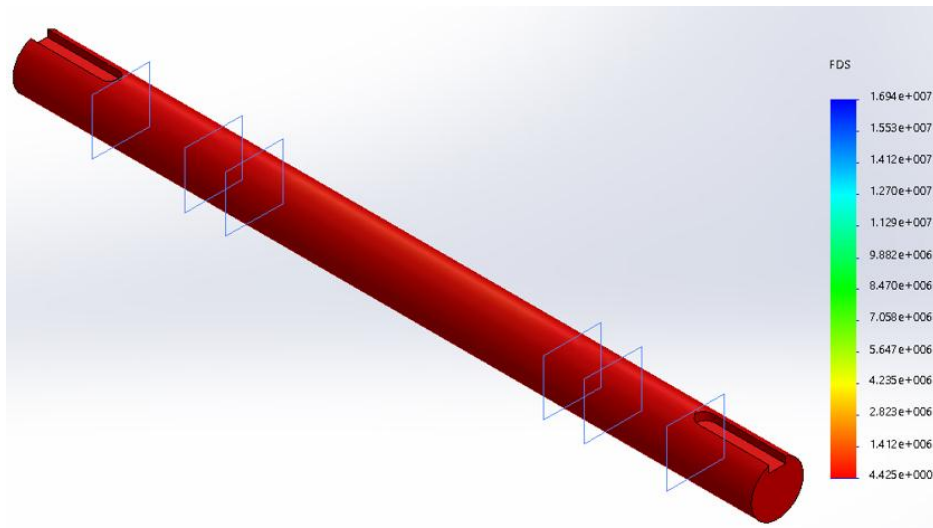


Figura 87: *Análisis estático – Factor de seguridad en el eje.*

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen se concluye que el factor de seguridad que tiene el eje de la máquina es de 4.425 con este valor garantizamos que el eje no fallara por resistencia mecánica.

3.2.16. Selección de Rodamientos del eje principal

La utilización de los cojinetes de rodamiento es muy importante para reducir la fricción del eje que está rotando; en este caso la fricción de deslizamiento se sustituye por fricción de rodamiento.

Como las áreas de contacto son pequeñas y los esfuerzos altos, las partes de los rodamientos sobre las que actúa normalmente fuerzas se hacen de materiales duros de alta resistencia, superiores a los materiales del eje y del elemento exterior. Los rodamientos que se seccionaron para el eje principal son rígido de bolas.

Se realizó el cálculo para la selección del rodamiento:

Punto A:

$$R_{ay} = 595.33 \text{ N}$$

$$R_{az} = 8350.74 \text{ N}$$

Punto B:

$$R_{ay} = 7790.66 \text{ N}$$

$$R_{az} = 470.75 \text{ N}$$

Por lo tanto, la resultante total será

$$RT_A = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2}$$

Ecuación 79: Carga resultante de rodamientos.

$$RT_A = \sqrt{(595.33)^2 + (8350.74)^2}$$

$$RT_A = 8371.93 \text{ N}$$

$$RT_B = \sqrt{(7790.66)^2 + (470.75)^2}$$

$$RT_b = 7804.86 \text{ N}$$

Seleccionaremos el rodamiento de acuerdo a la carga del punto A porque es donde se encuentra el mayor valor.

Según la tabla de rodamientos rígidos de bolas con un diámetro de 50 mm se obtuvo del catálogo de rodamientos FAG los valores de los índices de carga básica ver anexo E.

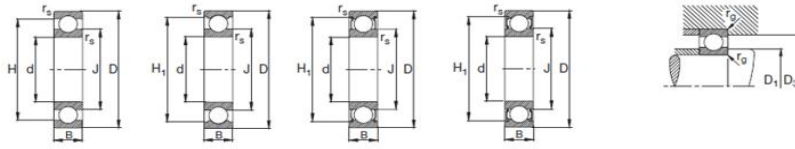
$$C = 22400 \text{ N.}$$

$$C_o = 11400 \text{ N.}$$

Tabla 84:

Capacidad de carga de rodamiento rígido de bolas.

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s mm	H	H ₁	J		d _{yn} C kN	stat. C ₀ kN
	45	120	29	2	100,9	104,3	75,2	1,97	76,5	47,5
50	50	80	10	0,6	70,5		60,1	0,181	16	13,2
	50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,272	20,8	15,6
	50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,28	20,8	15,6
	50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,282	20,8	15,6
	50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,283	20,8	15,6
	50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6

20,8	15,6
20,8	15,6
20,8	15,6
20,8	15,6
20,8	15,6

Fuente: (Catálogo FAG)

Y a la vez para una velocidad de 9 rpm y una vida útil de 10 000 horas tenemos los siguientes valores (ver tabla 84 y 85): $f_n = 1.49$ y $f_l = 2.71$

Tabla 85:

Factor de Seguridad.

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas								$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n} \cdot \frac{1}{f_n}}$	
n min ⁻¹	f_n	n min ⁻¹	f_n	n min ⁻¹	f_n	n min ⁻¹	f_n		
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,967	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fuente: (Catálogo FAG)

Tabla 86:

Factor de Vida.

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot f_L$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Fuente: (Catálogo FAG)

Tabla 87:

Factor para el tipo de rodamiento y lubricación.

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor f_0									
	Serie de rodamientos		161	60	62	622	63	623	64	
	618	160								
3					12,9					
4					12,2			13,2		
5					13,2			13		
6					13					
7				13	12,4					
8				12,4	13					
9				13	12,4					
00				12,4	12,1		12,1	11,3		
01			12,4	13	12,3		12,2	11,1		
02		13,9	13	13,9	13,1		13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1		13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1		13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8		13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8		13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8		13,8	13,1	13,1	12,1

Fuente: (Catálogo FAG)

A). Análisis dinámico.

$$P = Fr$$

Ecuación 80: Carga dinámica.

Donde P = RTA

Para:

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_0 f_n} * P$$

Ecuación 81: Capacidad de carga dinámica requerida.

$$C_{req} = \frac{2.71}{12.4 \times 1.49} \times 8371.93$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e ; Fa = 0$$

$$C_{req} = 1227$$

Finalmente:

$$C_{req} \leq C_{dis}$$

Ecuación 82: Condición necesaria en rodamientos.

$$1227N \leq 20800 N$$

Como podemos observar se cumple con la condición necesaria.

B). Análisis estático

$$C_{oreq} = fs * P_o$$

Ecuación 83: Capacidad de carga estática requerida.

El valor de fs: 0.7 – 1 para condiciones moderadas para ello tomamos, un valor de 0.7.

$$P_o = X_o * Fr + Y_o * Fa$$

Ecuación 84: Carga estática equivalente.

$X_o = 1$ factor radial.

$F_a = 0$

Remplazando los valores en la ecuación 83:

$$C_{o_{req}} = 0.7 * 14854.11$$

$$C_{o_{req}} = 10397.8$$

$$C_{o_{req}} \leq C_{o_{dis}}$$

$$10397.8 \leq 11400$$

Al comprobar que con los valores del rodamiento seleccionado anteriormente cumple con las condiciones planteadas, se define el rodamiento SERIE FAG 6305 (se realizó el cálculo con la ecuación del proveedor FAG, siendo menos tediosas de las demás marcas de rodamientos pero con esa serie podemos seleccionar el rodamiento en SKF si fuera el caso).

Tabla 88:

Características del Rodamiento SKF 6010.

Denominación.		Rodamiento SKF 6010		
\varnothing exterior (mm)	\varnothing interior (mm)	Longitud (mm)	Capacidad de carga (N)	Peso (kg)
80	50	16	15600	0.265

Fuente: (Catálogo SKF)

3.2.17. Análisis de rodamientos con software SolidWorks

Con la denominación del rodamiento se utilizó la calculadora de rodamientos de SolidWorks el cual nos da la cantidad de vida en horas pero este valor varía de acuerdo a la lubricación y mantenimiento que reciba el rodamiento.

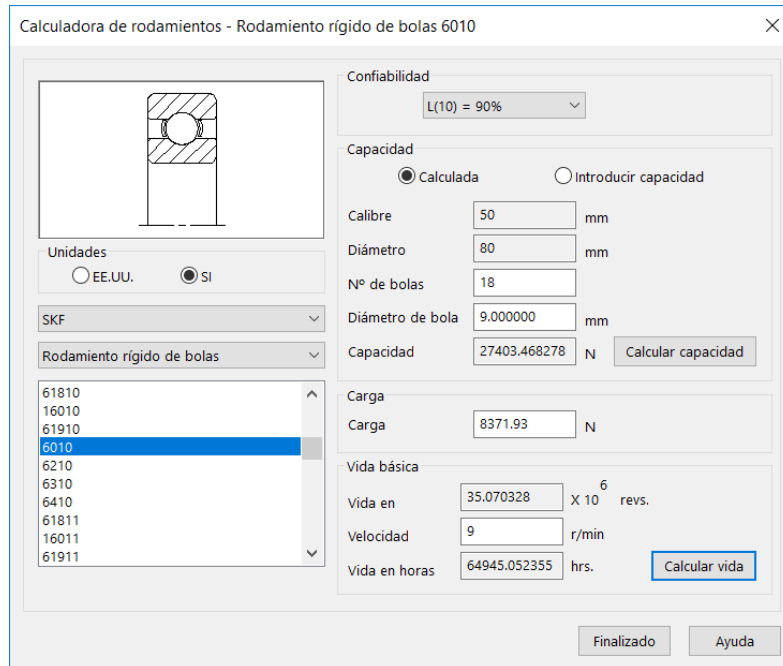


Figura 88: Calculadora de Rodamientos.

Fuente: Elaboración Propia – software solidworks

De la imagen anterior podemos observar que hemos seleccionado el rodamiento SKF 6010 a una confiabilidad del 90%, la cargas que se presenta en el rodamiento debido alas fuerzas es de 8306.91 N a soportar y a una velocidad de 560 RPM nos da el valor de 992.72 horas de vida y para 9 RPM, tenemos 64 945 horas de vida.

3.2.18. Cálculo y diseño de la chaveta del eje.

El propósito de usar una cuña es transmitir el par de torsión completo además cumple la función de un sistema de seguridad. La cuña fallara por cortante antes de que falle el eje o el engranaje.

Las chavetas fallan principalmente por corte o por compresión ver figura 89:

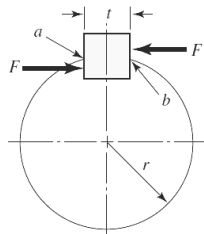


Figura 89: Fuerzas en una chaveta.

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

A). Calculo de Falla por corte en la chaveta

$$\tau_{diseño} < \frac{S_{sy}}{n_s}$$

Ecuación 85: Falla debida al esfuerzo cortante.

Donde S_{sy} es el esfuerzo de fluencia en cortante y n_s es el factor de seguridad.

Para nuestro diseño tenemos una chaveta cuadrada hecha de acero AISI 1020 (ver anexo F), tiene un ancho de 8 mm y alto de 7 mm y una longitud de 40 mm de longitud. Estas dimensiones se seleccionaron según la tabla que se muestra a continuación. La chaveta se analizar solamente para el diámetro de 25 mm porque es ahí donde se generará el mayor esfuerzo.

Tabla 89:

Características de la Chaveta.

Árbol		Cuñas		Chavetas	Altura de la cabeza	Cuñas planas		Aplana- miento del árbol		Cuñas cóncavas		
<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂	<i>t</i> ₂	<i>h</i> ₂	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₂
10...12	4	4	2,5	1,2	1,8	7						
12...17	5	5	3,0	1,7	2,3	8						
17...22	6	6	3,5	2,1	2,8	10						
22...30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3	8	3,5	3,2
30...38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8	10	4	3,7
38...44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8	12	4	3,7

Fuente: <http://www.amoticos.org/t4731-chaveta-encendido-derbi-rd-ciguenal>

$$\tau_{diseño} = \frac{2T}{Dbh}$$

Ecuación 86: Esfuerzo cortante en la chaveta.

$$\tau_{diseño} = \frac{2(31.37)}{(0.025)(0.008)(0.007)}$$

$$\tau_{diseño} = 44.81 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = S_{ys} = 0.4S_y$$

$$S_{ys} = 0.4(210)$$

$$S_{ys} = 84 \text{ Mpa}$$

Remplazando los datos en la ecuación 84 se tiene:

$$n_s = \frac{84}{44.81}$$
$$n_s = \mathbf{1.87}$$

En el resultado de la condición se garantiza que la chaveta no fallara por corte teniendo un factor de seguridad de 1.87.

B). Calculo de Falla debida al esfuerzo de compresión en la chaveta:

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90 S_y}{n_s}$$

Ecuación 87: Falla debido a la compresión.

Se procede a garantizar la falla debido al esfuerzo por compresión.

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 T}{Dlh}$$

Ecuación 88: Esfuerzo Normal en la chaveta.

$$\sigma_{diseño} = \frac{4 (31.37)}{(0.025)(0.04)(0.007)}$$

$$\sigma_{diseño} = \mathbf{17.92 MPa}$$

$$\sigma_{perm} = S_{ys} = 0.9S_y$$

$$S_{ys} = 0.9(210)$$

$$S_{ys} = \mathbf{189 Mpa}$$

Remplazando los datos en la ecuación 87 se tiene que el factor de seguridad es:

$$n_s \leq \frac{S_{ys}}{\sigma_{diseño}}$$
$$n_s = \frac{189 MPa}{17.92 MPa}$$
$$n_s = 10.54$$

Como se puede apreciar los valores están dentro de lo permisible. Y solo se realizó el cálculo para el análisis del diámetro de menor dimensión debido a que los diámetros de mayor dimensión necesitan a la vez chaveta de mayor dimensión, pero el torque no varía lo cual se deduce que el factor de seguridad será mayor a los calculados.

3.2.19. Análisis de la chaveta del eje con software FEA:

Se procedió primero al diseño de la chaveta y posteriormente se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software SolidWorks en la figura 81 se aprecia el eje sometido a fuerzas.

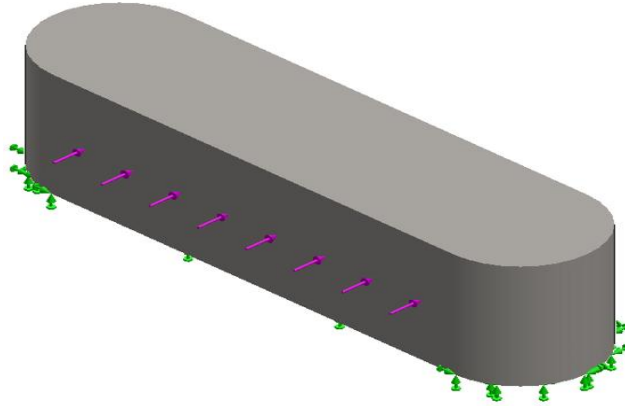


Figura 90: Chaveta sometida a fuerzas en Software FEA.

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

En la tabla N° 90 se aprecia los resultados del análisis. Las deformaciones previstas son más que aceptables.

Tabla 90:

Resultados del análisis estático de la Chaveta.

Resultados del Análisis Estático del contenedor			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de Von mises	194413 N/m ²	7.89 x 10 ⁷ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.0016 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	4.5	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 1020	
<i>Límite elástico:</i>		3.51 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		4.2 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente: (Elaboración Propia)

De la tabla anterior se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es 4.5 y el desplazamiento máximo es 0.0016 mm. Por lo que podemos indicar que la chaveta central no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es menor de 1 mm de este modo no afectará a nuestro elemento de máquina.

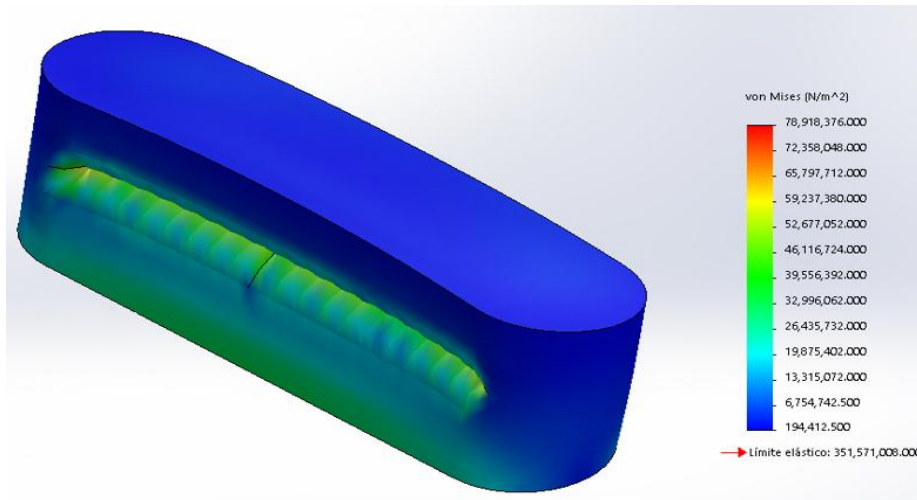


Figura 91: *Análisis estático en la chaveta – Tensión de Von Misses.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

De la imagen se concluye que el esfuerzo de Von Misses para una oscila entre $0.19 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ (0.19 MPa) y $7.89 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ (78.9 MPa), para un límite elástico de 351 MPa , con lo cual se concluye que el diseño de la chaveta no fallara.

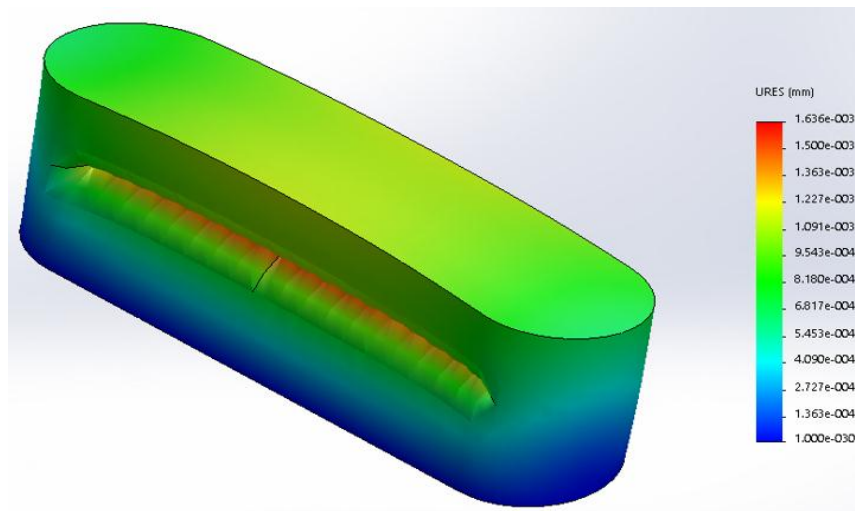


Figura 92: *Análisis estático en la chaveta – Deslizamientos.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

De la figura 92 podemos observar que el desplazamiento máximo es de 0.00163 mm , al momento de realizar el análisis se le aumento la escala para poder ver el comportamiento de la deformación.

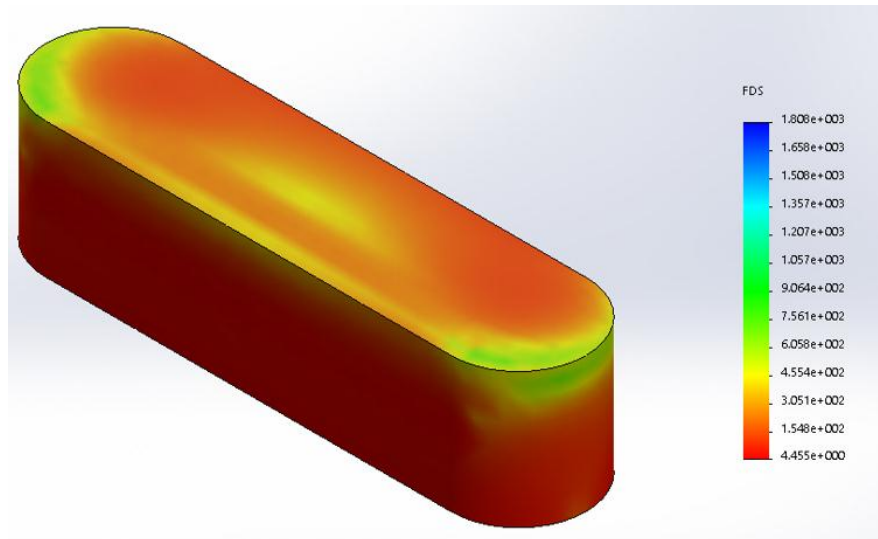


Figura 93: *Análisis estático en la chaveta – Factor de Seguridad.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

El factor de seguridad que tiene el eje de la máquina es de 4.5 con este valor garantizamos que la chaveta no fallara por resistencia mecánica.

3.2.20. Diseño y análisis de la estructura base mediante software FEA.

Mediante el análisis de elementos finitos se realizó el cálculo del factor de seguridad de la estructura base de la máquina moledora, este factor nos determinó que el diseño funciona correctamente cuando esté sometido a las cargas de los componentes mecánicos y del producto a mezclar.

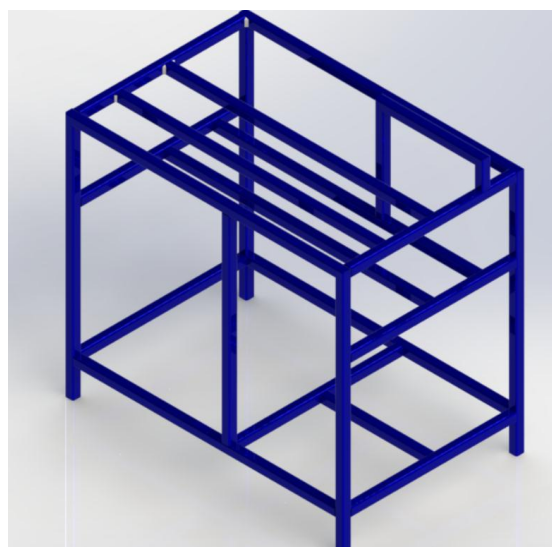


Figura 94: *Estructura Base de la máquina moledora de café.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

Para el modelamiento de la base se utilizó perfil estructural cuadrado de 30 x 30 x 2. mm.

En la figura 95 podemos observar las zonas que están soldadas:

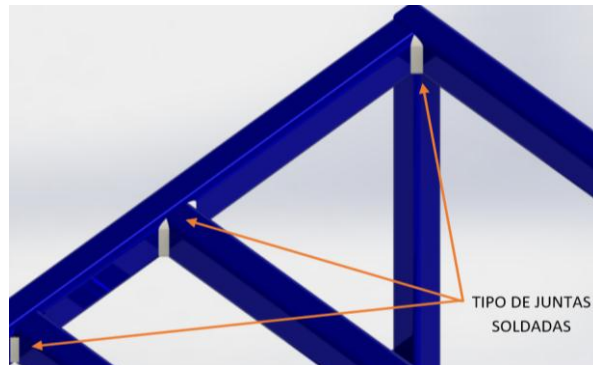


Figura 95: *Juntas soldadas.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

A continuación, se mostrará las cargas que se presentan en la estructura base de la máquina moledora.

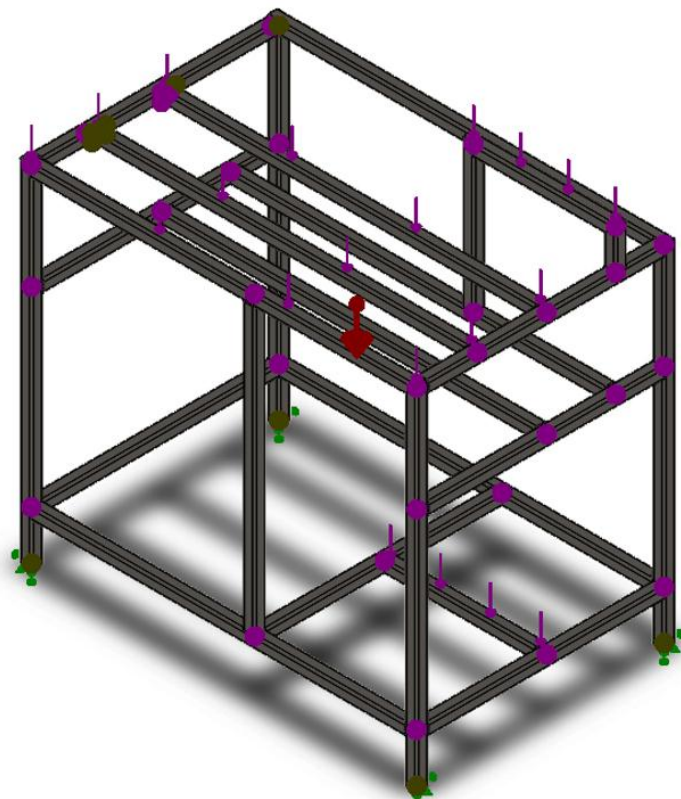


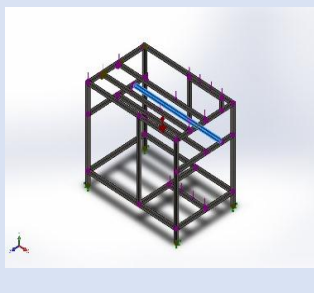
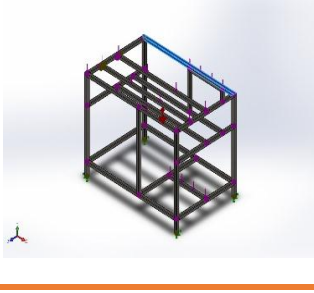
Figura 96: *Estructura base sometida a fuerzas.*

Fuente: Elaboración Propia con el software SOLIDWORKS

En la figura 96 se aprecia las cargas que ejercen sobre la estructura, estas cargas se obtuvieron con el software SOLIWORKS. Como se puede apreciar en la tabla 91.

Tabla 91:

Carga que soporta la estructura base.

<i>Nombre de carga</i>	<i>Ubicación de la carga</i>	<i>Detalles de la carga</i>
<i>Fuerza-1 (Sistema de mezclado con carga de 500 kg)</i>		Entidades: 3 Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Fuerza Valores: 980 N
<i>Fuerza-2 (Sistema de transmisión)</i>		Entidades: 1 VIGA Viga(s) Referencia: Planta Tipo: Fuerza Valores: 100 N

Fuente: (Elaboración Propia)

Se aprecian los resultados del análisis de la estructura, se aprecia la tensión axial y flexión en el límite, el desplazamiento de 4.3 mm y el factor de seguridad de 3.4.

Tabla 92:

Resultados del análisis de la Estructura Base.

Resultados del Análisis Estático de la Estructura Base			
<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Mín.</i>	<i>Máx.</i>
<i>Tensiones 1</i>	VON: tensión de Von mises	754 N /m ²	72.012 x 10 ⁶ N/m ²
<i>Desplazamientos</i>	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.0016 mm
<i>Factor de seguridad</i>	Automático	3.4	-----
Propiedades del Material			
<i>Nombre:</i>		Acero AISI 1020	
<i>Límite elástico:</i>		3.51 x 10 ⁸ N/m ²	
<i>Límite de tracción:</i>		4.2 x 10 ⁸ N/m ²	

Fuente: (Elaboración Propia)

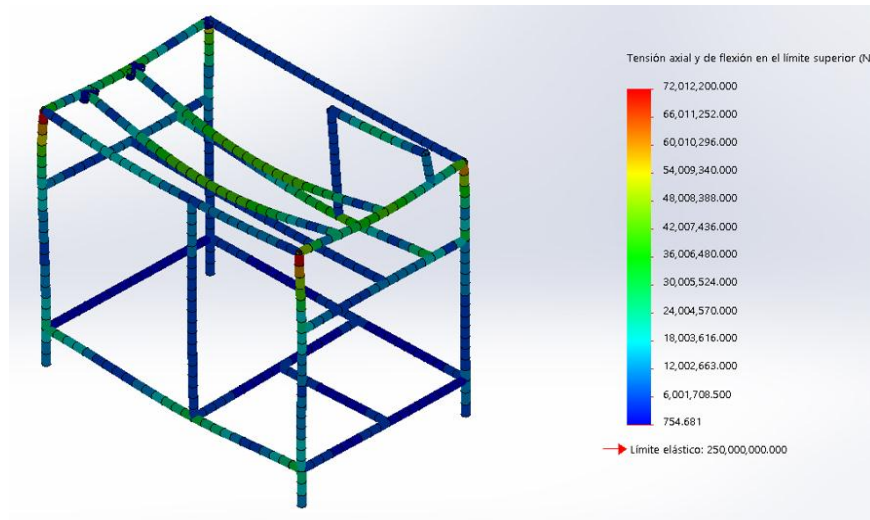


Figura 97: *Tensión Axial y Flexión en la Base*

Fuente: (Elaboración Propia – Software Solidworks)

Como podemos observar en la imagen 105 el análisis ubica las zonas donde se encuentra la mayor tensión axial y de flexión como se puede apreciar que la tensión máxima axial y de flexión es 72.012 MPa, para un límite elástico de 250 MPa.

Esto nos ayuda a mejorar el diseño colocándole cartelas (ver figura 107). Para disminuir el esfuerzo, pero para el presente proyecto no se tomó en consideración agregarles.

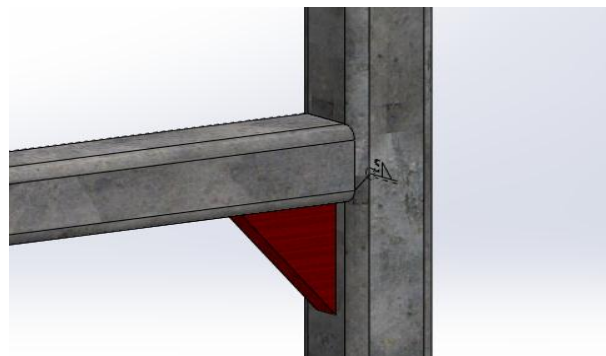


Figura 98: *Cartela*

Fuente: (Elaboración Propia – Software Solidworks)

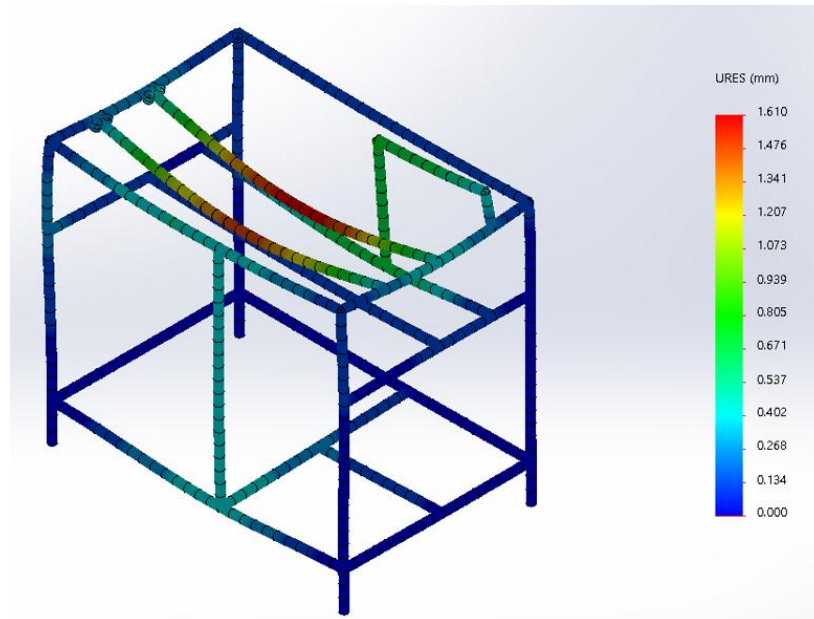


Figura 99: Análisis estático – Desplazamientos en la Estructura Base

Fuente: (Elaboración Propia – Software Solidworks)

El desplazamiento máximo generado para las cargas es de 1.61 mm y se encuentra justo por el lado está ubicado el motor.

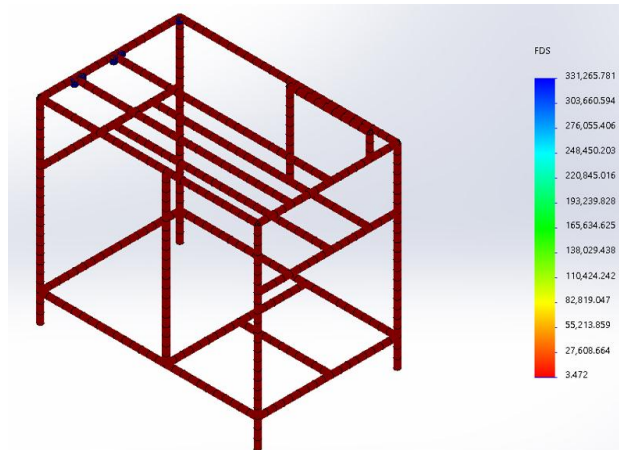


Figura 100: Análisis estático – Factor de Seguridad en la Estructura Base

Fuente: (Elaboración Propia – Software Solidworks)

Para garantizar que el diseño de la estructura base soporte las cargas a la que está sometida se realizó el análisis para determinar el factor de seguridad de la base; este nos dio como resultado el valor de 3.4 lo que hace que el diseño sea óptimo y adecuado para la máquina. De esta manera se garantiza el buen funcionamiento de la estructura base.

3.2.21. Sistema de regulación de Molido.

Dado que en el presente diseño se consideró la NTC 3534, que está explicada en la Tabla 32, la cual es denominada “Clasificación de la molienda y métodos recomendados para la preparación del café, se elaboró un sistema de regulación mediante tuerca y contratuerca, que consta de 1 tuerca y 1 contratuerca y sirve para lograr realizar una inmovilización de los discos, para evitar que los discos moledores se aflojen o entren en contacto directo por efecto de la vibración y mantener una luz entre discos, dentro de un rango de 0.3 hasta 0.6 mm, para mantener la calidad entre fina y media, las cuales son aptas para el consumo, lo ideal sería 0.35 para que el café quede completamente pulverizado, pero esto dependerá de las especificaciones del mercado al cual va destinado.

En ajustes o cuando se emplea dicho sistema de tuerca y contratuerca, normalmente se utilizan como contratuercas tuercas hexagonales rebajadas (DIN 936).

Fuente: (Universidad del País Vasco, 2013)

3.2.22. Sistema Eléctrico de la Máquina.

La potencia del equipo será suministrada por el motor monofásico marca WEG, para este se seleccionó un sistema de arranque directo y una protección por relé térmico, teniendo en cuenta la corriente calculada con la siguiente ecuación:

$$I_{MOT} = \frac{P_{MOT}}{V_M \times \cos \varphi \times \eta}$$

Ecuación 89: *Cálculo para la intensidad del motor.*

Donde

I_P	:	Intensidad del motor [A]
P_{MOT}	:	Potencia nominal de motor [W]
V_{MOT}	:	Tensión de funcionamiento [V]
$\cos \varphi$:	Factor de potencia a plena carga.
η	:	Eficiencia del motor.

Los datos de potencia y factor de potencia se tomaron de la ficha técnica del motor WEG, y la tensión de funcionamiento es normalizada en 220 V para Perú, teniéndose de este modo.

$$I_{MOT} = \frac{746}{220 \times 0.76 \times 0.75}; \quad I_{MOT} = 5.95 \text{ A}$$

Lo cual nos indicó que se debería trabajar con un amperaje de 5.95 A, pero según el fabricante, tendremos 6.03 A.

$$I_{\text{NomMOT}} = 6.03 \text{ A}$$

La marca de sistemas de protección eléctrica ABB recomienda seleccionar una corriente de protección I_{PROT} , como mínimo un 45% mayor a la corriente del equipo para asegurar el funcionamiento correcto de los equipos, entonces:

$$I_{\text{PROT}} > 1.45 \times I_{\text{MOT}}$$

Ecuación 90: Intervalo de corriente para protección del motor.

$$I_{\text{PROT}} = 1.45 \times 6.03; I_{\text{PROT}} = 8.74 \text{ A}$$

Se seleccionó un arrancador directo en caja, en la marca ABB, modelo DRAF09-13N, con una corriente máxima de 9 Amperios y funcionamiento de bobinas a 220 Voltios de fase – neutro, se muestra a continuación.



Figura 101: Sistema de arranque directo ABB encapsulado

Fuente: Catalogo Protección y control ABB component's

Este arrancador cuenta con un sistema de protección mediante el uso de un relé térmico, modelo TF42 – 10, con una variación de corriente entre 7 – 10 amperios, óptimo para la máquina.



Figura 102: Relé térmico TF42

Fuente: Catalogo Protección y control ABB component's

Selección de la sección del conductor eléctrico:

Para la selección del conductor, se realizó mediante Excel, teniendo como referencia la caída de tensión, como se señala en la siguiente ecuación:

$$\Delta V = \frac{K \times I \times \rho \times L \times \cos\phi}{S}$$

Ecuación 91: Caída de Tensión en un conductor.

Donde:

- ΔV : Caída de tensión [V]
- I : Intensidad [A]
- ρ : Resistividad del cobre [Ohm – mm²/m]
- $\cos \phi$: Factor de potencia a plena carga.
- S : Sección del conductor [mm²].
- L : Longitud del conductor [m].

Tabla 93:

Caída de tensión por sección o calibre de cable.

AWG	Potencia del Motor (W)	K	Inom	RESISTIVIDAD	LONGITUD (m)	FACTOR DE POTENCIA	SECCIÓN (mm ²)	ΔV	% ΔV
16	746	1.00	6.03	0.0175	10	0.85	1.31	0.68	0.311229
14	746	1.00	6.03	0.0175	10	0.85	2.08	0.43	0.196015
12	746	1.00	6.03	0.0175	10	0.85	3.31	0.27	0.123175

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla 93 nos indica que para una sección de 2.08 mm^2 de conductor (equivalente al calibre 14 THW 90 - INDECO AWG), y para una longitud de 10 metros de cable, obtendremos como caída de tensión un aproximado de 0.43 V, es decir un 0.196% y lo máximo permitido para motores es 2.5%, según lo señalado en el Código Nacional de Electricidad – CNE (Ministerio de Energía y Minas, 2006), lo cual indica que la selección del conductor es adecuado.

La máquina moladora de café consta de 2 circuitos: circuito de mando o control y el circuito de fuerza o potencia.

Circuito de mando o control:

Es el encargado de accionar el motor por medio de pulsadores de encendido y apagado.

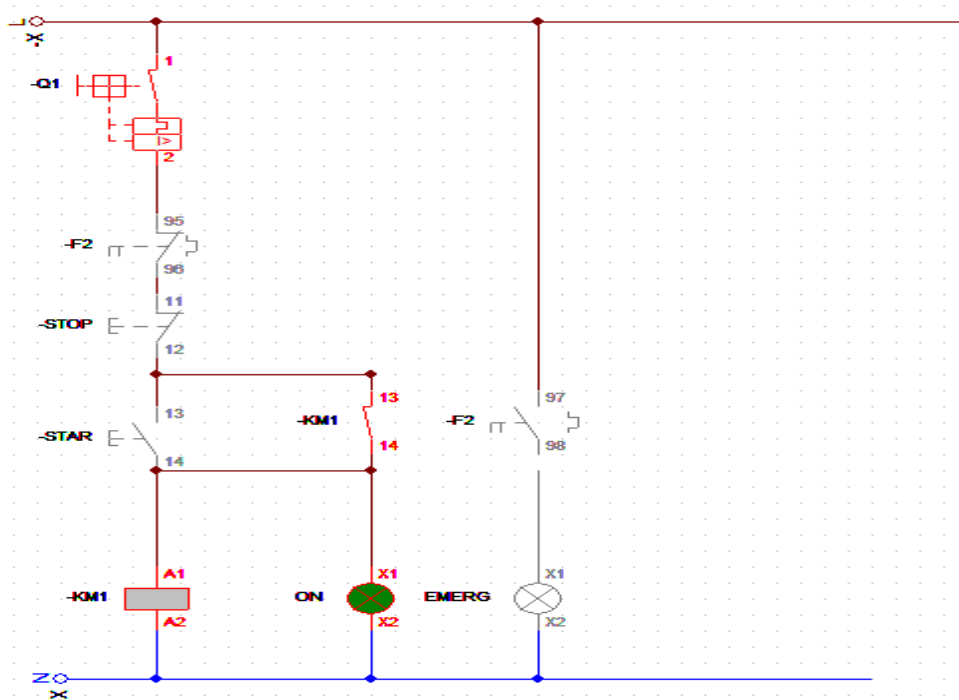


Figura 103: *Circuito de mando o control.*

Fuente: (Elaboración Propia – Software Cade Simu)

Circuito de fuerza o potencia:

Permite el paso de la corriente para el encendido del motor

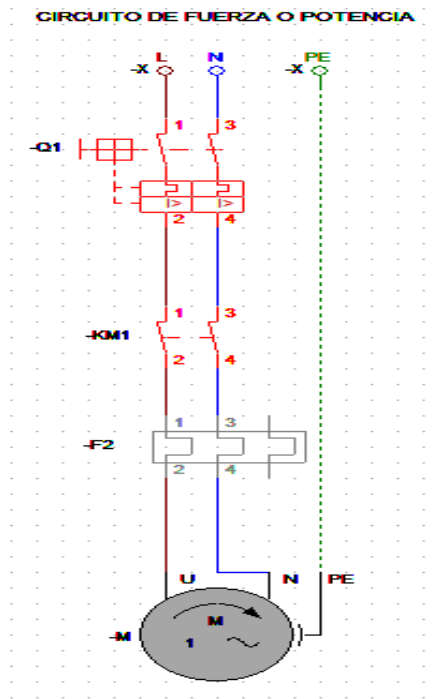


Figura 104: Circuito de fuerza o potencia

Fuente: (Elaboración Propia – Software Cade Simu)

Para el contactor, se tuvo en cuenta las consideraciones, según la norma eléctrica IEC 60947-4-1, para la categoría de contactores AC-3:

Se aplica generalmente a los motores de jaula en los que el corte se realiza con el motor lanzado.

En el cierre, el contactor establece la corriente de arranque, que es de 5 a 7 veces la corriente nominal del motor.

En la apertura, el contactor corta la corriente nominal absorbida por el motor; en ese momento, la tensión en las bornas de sus polos se acercará al 20% de la tensión de la red. El corte resulta sencillo.

“Ejemplos de utilización: todos los motores de jaula habituales: ascensores, escaleras mecánicas, cintas transportadoras, elevadores de cangilones, compresores, bombas, trituradoras, climatizadores, etc.”

Fuente: (SCHNEIDER ELECTRIC)

Tabla 94:

Catálogo de contactores, según la potencia del motor, en Hp o en kW de Schneider Eléctric.

Motor Potencia		Contactor	
kW	HP	Referencia (3)	A (AC3)
0,37	0,5	LC1D09M7	9
0,75	1	LC1D09M7	9
1,5	2	LC1D09M7	9
2,2	3	LC1D09M7	9
3	4	LC1D09M7	9
4	5,5	LC1D09M7	9
5,5	7,5	LC1D12M7	12
7,5	10	LC1D18M7	18
11	15	LC1D25M7	25
15	20	LC1D32M7	32
18,5	25	LC1D40AM7	40
22	30	LC1D50AM7	50
30	40	LC1D65AM7	65
37	50	LC1D80M7	80
45	60	LC1D95M7	95
55	75	LC1D115M7	115
75	100	LC1D150M7	150
90	125	LC1F185M7	185
110	150	LC1F225M7	225
132	175	LC1F265M7	265
160	200	LC1F330M7	330
220	300	LC1F500M7	500
250	350	LC1F500M7	500

Fuente: (CATÁLOGO SCHNEIDER ELÉCTRIC)

Teniendo en cuenta la corriente nominal, y consultando con el catálogo de Schneider, se seleccionó el contactor LC1D09M7, el cual trabaja a 9 A.

3.2.23. Plan de Mantenimiento de la máquina diseñada.

Plan de Mantenimiento de la Máquina Moledora de Café de 100 kg/h.

La metodología del mantenimiento preventivo está basada en las técnicas científicas que aplicadas en la empresa permite establecer los cimientos sobre los cuales se fundamenta el manejo del mantenimiento preventivo, lo cual proporciona además información relevante para retroalimentar el sistema y crear un mantenimiento preventivo basados en la mejora continua.

Mantenimiento preventivo

El mantenimiento preventivo como su nombre lo indica, prevenir al máximo, las fallas que se puedan generar detectándolas con anterioridad, básicamente son todas aquellas actividades que conllevan a revisiones e inspecciones programadas, que pueden tener una consecuencia correctiva o de cambio.

El mantenimiento se hace a través de un programa de actividades entre las cuales tenemos la revisión y lubricación, previamente establecidas. Para un mantenimiento preventivo es necesario contar con el apoyo de todo el personal dentro de la empresa para poder planificarlo adecuadamente, es de suma importancia mencionar, que la base del mantenimiento preventivo, está en función del tiempo.

Es necesario que se lleve un control, lo cual indica un análisis detallado de cada una de las actividades y del estricto cumplimiento de éstas; el control nos ayuda a comprobar que lo planeado se está llevando a cabo; en caso de que se presente una anomalía esta se puede corregir. Una de las ventajas de mantenimiento preventivo es que se sabe con anticipación qué es lo que se debe de hacer, ya que se dispone de personal, documentos técnicos y repuestos.

Proceso de mantenimiento

Como ya se mencionó anteriormente, la empresa cuenta con un taller, cuyo encargado es el jefe de producción; actualmente el taller es utilizado por los operarios que se encargan de cubrir la demanda de mantenimiento, ya que al momento de fallar algún equipo o máquina ellos cuentan con la experiencia para minimizar los problemas que se acontecen día a día.

Sin embargo, contar únicamente con el mantenimiento correctivo, conlleva a mantener un proceso a un costo elevado, no únicamente por el tiempo perdido en la reparación del equipo dañado, sino en el costo por no contar con el producto a tiempo, lo que genera incomodidad del cliente y lo obliga a buscar un producto de distinta marca, reduciendo la demanda de este producto (Costo por no calidad). Para satisfacer la demanda de producción, actualmente se cuenta con personal con experiencia para sustentar el mantenimiento correctivo.

Algunos de los operarios tienen la capacidad de reparar algún tipo de averías por la experiencia que poseen. El proceso de mantenimiento se lleva a través de una secuencia de pasos, para solucionar el problema inmediatamente.

En el siguiente párrafo se presenta las actividades a realizar al momento de ejecutar un mantenimiento correctivo. Cuando la falla se presenta, se le notifica al personal de producción para que éste a su vez notifique al mecánico.

El operario o encargado de la máquina, hace referencia del fallo; el mecánico realiza una revisión general e identifica el problema, analiza las distintas alternativas, las presenta y selecciona la mejor o la que indiquen las autoridades superiores u otros departamentos.

Para poder reparar el equipo o la máquina como primer paso, se hace uso de los recursos disponibles en el taller o si el problema es complejo y requiere de un conocimiento especializado, se contrata a una firma externa de la empresa.

En caso de cambiar alguna pieza, se hace una requisición para mandar a comprar; cuando se adquieren los repuestos se hacen los cambios, se arma el equipo y se realizan las pruebas.

Para la lubricación de los distintos equipos, los operarios encargados de cada área, engrasan las partes indicadas, así como la inspección de los niveles de aceite, para que el equipo se mantenga en constante funcionamiento, sin embargo, muchas veces pasar por desapercibido por no contar con una hoja de control para la lubricación de las distintas partes y del consumo de aceite de cada una de ellas.

Se debe destacar que se realiza un mantenimiento anualmente, para la limpieza, ajustes y cambio de algunas piezas de los equipos. No se cuenta con registro de todas las actividades ejecutadas, así como los cambios de cada una de las piezas realizadas y al no llevar un registro, se puede estar atacando los efectos y no las causas, ya que no se sabe exactamente cuándo se realizó el cambio y a qué equipo.

Tabla 95:

Plan de Mantenimiento Preventivo - Correctivo.

TABLA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y CORRECTIVO			
Equipo	Frecuencia	Acciones	Responsable
MOTOR ELÉCTRICO	Semanal	Revisar el motor eléctrico por posibles recalentamientos y concentración de polvo.	Operador
		Lubricar los rodamientos SKF con grasa solid oil	Operador
		Revisar los cables de alimentación del motor por medio de una pinza amperimétrica para medir los rangos de AC.	Operador
FAJAS	Diaria	Revisar las fajas con un tensiómetro para medir la fuerza de deflexión y no haya perdidas de transmisión.	Operador
CHUMACERAS	Semanal	Lubricar las chumaceras SKF con grasa solid Oil.	Operador
DISCOS MOLEDORES	Diaria	Revisar los discos moledores ante posibles desgastes y acumulación de partículas de café	Operador
		Limpiar los discos moledores a fin de verificar posibles atascamientos del café tostado.	Operador
Equipos para Limpieza	Semanal	Utilizar soplador para la parte interna de la carcasa, empleo de trapo industrial para la limpieza de los ejes.	Operador

Fuente: (Elaboración Propia)

3.2.24. Desarrollo del Análisis Económico del Proyecto (VAN y TIR)

En el aspecto económico se realizará el estudio del Valor Actual Neto, así como analizar el COSTO-BENEFICIO de llegar a fabricarse la máquina moladora, así como también evaluar a la población que será beneficiada, desde el inicio del proyecto, y tomando un tiempo de proyección, para poder evaluar el período de recuperación de la inversión en la fabricación de la máquina diseñada.

Costos:

En el siguiente análisis económico se pretende dar una descripción general de todos los gastos realizados para obtener el valor de la inversión realizada en el diseño y futura construcción de la máquina.

Costos Directos

Costos de materiales y componentes mecánicos.

Costos de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico.

Costos por mano de obra.

Costos por maquinaria y equipos utilizados.

Tabla 96:*Cuadro de Costos de Materiales y Componentes Mecánicos.*

CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES MECÁNICOS.						
N°	DENOMINACIÓN	Cant.	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES MECÁNICOS						
01	Tubo estructural LAC	02	Según plano de estructura base	A36	S/ 60.00	S/ 120.00
02	Plancha galvanizada	01	Según plano de 1.20 m x 2.44 m x 1.5 mm	A500	S/ 120.00	S/ 120.00
03	Plancha de acero inoxidable	01	Según plano de tolva 1.20 m x 2.44 m x 3mm	AISI 304	S/ 650.00	S/ 650.00
04	Chumaceras	07	--	--	S/ 45.00	S/ 315.00
05	Motor eléctrico WEG 1 HP	01	--	--	S/ 650.00	S/ 650.00
06	Fajas	04			S/ 50.00	S/200.00
07	Poleas	07		Fundición de Al	S/80.00	S/560.00
08	Eje solido de acero	0.25	Según dimensiones para ejes de poleas	AISI 1020	S/380.00	S/100.00
09	Eje solido de acero inoxidable	0.6	Según dimensiones para eje principal	AISI 304	S/ 1800.00	S/ 300.00
10	Plancha de acero	--			S/ 80.00	S/ 80.00
11	Pintura anticorrosiva	1			S/ 60.00	S/ 60.00
12	Pintura acrílica	1			S/ 80.00	S/ 80.00
13	Soldadura Cellocord E6011	5 kg			S/ 8.00	S/ 40.00
14	Pernos de ½ Inch	16			S/6.00	S/ 96.00
15	Rodamientos	8				S/ 320.00
RESPONSABLE: <i>Cerdán Tello, Luis Jonathan / Cubas Díaz, Santos Mac Donald</i>					TOTAL <i>S/ 3 691.00</i>	
MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ					USS	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 97:*Cuadro de Costos de Materiales y Componentes Eléctricos.*

CUADRO DE COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES ELÉCTRICOS						
N°	DENOMINACIÓN	Cant.	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES ELÉCTRICOS						
01	Caja modular	1			S/ 15.00	S/ 15.00
02	Pulsador monobloq verde	1			S/ 6.00	S/ 6.00
03	Pulsador monobloq rojo	1			S/ 6.50	S/ 6.50
04	Pulsador NC rojo	1			S/ 6.00	S/ 6.00
05	Luz piloto verde	1			S/ 6.00	S/ 6.00
06	Llave termo magnética	1			S/ 95.00	S/ 95.00
07	Contactador	1			S/ 80.00	S/ 80.00
08	Conductor flexible # 12	10 m			S/ 1.00	S/ 10.00
09	Bornera para cable 12	6			S/ 0.50	S/ 3.00
10	Riel de montaje	1			S/ 2.00	S/ 2.00
RESPONSABLE: <i>Cerdán Tello, Luis Jonathan / Cubas Díaz, Santos Mac Donald</i>					TOTAL, S/ 229.50	
PZA	CANT	MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ			USS	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 98:*Cuadro de Costos por Mano de Obra.*

CUADRO DE COSTOS POR MANO DE OBRA						
N°	DENOMINACIÓN	Cant.	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
COSTOS DE MANO DE OBRA						
01	Bachiller de ingeniería 1	100			S/ 9.00	S/ 900.00
02	Bachiller de ingeniería 2	100			S/ 9.00	S/ 900.00
03	Técnico mecánico	80			S/ 6.00	S/ 480.00
04	Técnico electricista	80			S/ 6.00	S/ 480.00
RESPONSABLE: <i>Cerdán Tello, Luis Jonathan / Cubas Díaz, Santos Mac Donald</i>					TOTAL	S/ 2760.00
PZA	CANT	MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ			USS	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 99:*Cuadro de Costos de Maquinarias y Equipos Utilizados.*

CUADRO DE COSTOS MAQUINARIAS Y EQUIPOS UTILIZADOS						
N°	DENOMINACIÓN	Cant.	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT	PRECIO TOTAL
COSTOS DE MAQUINARIAS Y EQUIPOS UTILIZADOS						
01	Torno	5			S/ 40.00	S/ 200.00
02	Guillotina	5			S/ 7.00	S/ 35.00
03	Plegadora	5			S/ 7.00	S/ 35.00
04	Sierra de cinta	4			S/ 10.00	S/ 40.00
05	Taladro	3			S/ 7.00	S/ 21.00
06	Soldadora TIG	8			S/ 15.00	S/ 120.00
07	Amoladora/ Pulidora	8			S/10.00	S/80.00
08	Herramienta Manual	--			S/100.00	S/100.00
09	Compresora	5			S/ 10.00	S/50.00
COSTOS DE MAQUINARIAS Y EQUIPOS UTILIZADOS						S/ 681.00
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES MECÁNICOS						S/ 3 691.00
COSTOS DE MATERIALES Y COMPONENTES ELÉCTRICOS						S/ 229.50
COSTOS DE MANO DE OBRA						S/ 2 760.00
<i>COSTO TOTAL</i>						<i>S/ 7 361.50</i>
RESPONSABLE: <i>Cerdán Tello, Luis Jonathan / Cubas Díaz, Santos Mac Donald</i>						
<i>MÁQUINA MOLEDORA DE CAFÉ</i>						USS

Tabla 100:*Flujo de Efectivo*

FLUJO DE EFECTIVO						
CONCEPTOS / AÑO	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
FLUJO DE CAJA	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -
(+) VENTA DE CAFÉ	S/ -	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75
(=) INGRESOS TOTALES	S/ -	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75	S/ 17,377.75
COSTOS FIJOS	S/ -	S/ 4,232.30	S/ 4,232.30	S/ 4,232.30	S/ 4,232.30	S/ 4,232.30
COSTOS VARIABLES	S/ -	S/ 900.00	S/ 900.00	S/ 900.00	S/ 900.00	S/ 900.00
(=) COSTOS TOTALES	S/ -	S/ 5,132.30	S/ 5,132.30	S/ 5,132.30	S/ 5,132.30	S/ 5,132.30
COSTO DE MATERIAL	S/ 3,920.50	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -
MANO DE OBRA	S/ 2,760.00	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -
OTROS GASTOS	S/ 681.00	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -
(=) SALDO FINAL	S/ 7,361.50	S/ 12,245.45	S/ 12,245.45	S/ 12,245.45	S/ 12,245.45	S/ 12,245.45

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 101:*Análisis de Rentabilidad (VAN, TIR, B/C).*

ANÁLISIS DE RENTABILIDAD (VAN, TIR, B/C)						
Tasa de actualización	10.00%					
AÑO	INGRESOS	COSTOS	FLUJO DE EFECTIVO	TASA (1+t)^n	INGRESOS ACTUALIZADOS	EGRESOS ACTUALIZADOS
0	S/ -	S/ 7,361.50	-S/ 7,361.50	1.00	S/ -	-S/ 7,361.50
1	S/ 17,377.75	S/ 5,132.30	S/ 12,245.45	0.91	S/ 15,797.95	-S/ 4,665.73
2	S/ 17,377.75	S/ 5,132.30	S/ 12,245.45	0.83	S/ 14,361.78	-S/ 4,241.57
3	S/ 17,377.75	S/ 5,132.30	S/ 12,245.45	0.75	S/ 13,056.16	-S/ 3,855.97
4	S/ 17,377.75	S/ 5,132.30	S/ 12,245.45	0.68	S/ 11,869.24	-S/ 3,505.43
5	S/ 17,377.75	S/ 5,132.30	S/ 12,245.45	0.62	S/ 10,790.22	-S/ 3,186.75
TOTAL	S/ 86,888.75	S/ 33,023.00	S/ 53,865.75	-	S/ 65,875.34	-S/ 26,816.95

Fuente: Elaboración Propia

La evaluación económica de la tesis se realizó en tablas de EXCEL, el cual permite un mejor manejo de las estadísticas numéricas, por lo cual obtuvimos el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el beneficio costo (B/C).

Para el desarrollo de este se elaboró el FLUJO EFECTIVO en la que se detallan los ingresos, los costos tanto como fijos y variables, costo de material y mano de obra y otros gastos presentes al proyecto; con una duración de 5 años.

A continuación, se muestra los cuadros de flujo de efectivo y la tabla de análisis de rentabilidad (VAN, TIR, B/C); y se asume lo siguiente si:

Condiciones para que un proyecto de inversión sea rentable y sea aceptado.

Tabla 102:

Condiciones para rentabilidad y aceptación de un proyecto de inversión.

van>0	ACEPTABLE
van=0	ACEPTABLE
van<0	NO ACEPTABLE
tir>tasa	ACEPTABLE
tir=tasa	ACEPTABLE
tir<tasa	NO ACEPTABLE
B/C>1	ACEPTABLE
B/C=1	ACEPTABLE
B/C<1	NO ACEPTABLE

Fuente: Elaboración Propia.

Para determinar los ingresos por venta de café molido, se tomó como referencia a los datos obtenidos del censo nacional 2007, y como mercado potencial proyectado para la venta es el distrito de Cajaruro, el cual tiene una cantidad aproximada de 26735 habitantes, además del consumo per cápita de café al año, es decir 0.65 kg/hab-año, y enfocado a un 5% inicial de alcance efectivo al mercado, y a un costo de 20.00 S/. /kg.

Es decir:

$$I_{Ventas} = 26735 \text{ hab} * \frac{0.65 \text{ kg}}{\text{hab} - \text{año}} * 0.05 * 20.00 \frac{\text{S/}}{\text{kg}} = 17377.75 \frac{\text{S/}}{\text{año}}$$

Además, considerando una depreciación del 20% por año del valor inicial de la máquina, es decir:

$$C_{Depreciación} = 7361.5 * 0.2 = \text{S/}. 1472.3$$

El costo variable por consumo de energía eléctrica, a una tarifa aproximada de 0.55 S/. /kW-h

$$C_{Energía} = 0.55 \frac{S/}{kW-h} * 0.746 kW * \frac{6h}{día} * 365 días = S/. 898.557$$

Adicionalmente se consideró un costo por mantenimiento por mano de obra y de repuestos de la máquina por un monto total de S/. 2760.00

Finalmente se logró determinar el tiempo de retorno de la inversión:

$$t = 0 + \frac{7361.5}{12245.45} = 0.60116 \text{ años}$$

Lo que puede concluirse que el tiempo de recuperación o retorno de la inversión se dará en aproximadamente:

$$t = 0.60116 * 12 = 7.214 \text{ meses}$$

Es decir, dentro de 7 meses de realizada la inversión aproximadamente.

Tabla 103:

Resultados del VAN, TIR y B/C.

VAN	S/. 39,058.39	ACEPTABLE
TIR	165.07%	ACEPTABLE
B/C	S/. 2.46	ACEPTABLE

Interpretación del Análisis Económico (Van y Tir)

Los resultados obtenidos de la evaluación económica fueron satisfactorios, debido a que el valor actual neto (VAN) tiene un valor de S/. 39,058.39 superando a la inversión, la tasa interna de retorno (TIR) cuenta con un valor de 160.07% anualmente, durante 5 años, siendo así mayor que la tasa de actualización y un beneficio/ costo (B/C) de 2.47 siendo mayor a 1. Se llegó a la conclusión que el diseño de la máquina es factible.

IV. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Determinar las características actuales de las técnicas para el proceso del molido de café.

Actualmente en el mercado se cuenta con una infinidad de máquinas para molido de café, considerando las más comunes que son molinos mediante fresas, rodillos y de discos dentados, de éstos se eligió el molido por discos dentados por la finura obtenida producto de la molienda, la cual está constituida en un rango de 350 a 500 μm , acorde con la Norma NTC 3534 tomada como referencia en concordancia a lo señalado por los autores (Guevara Barreto & Castaño Castrillón, 2005), en su estudio denominado: “CARACTERIZACIÓN GRANULOMÉTRICA DEL CAFÉ COLOMBIANO TOSTADO Y MOLIDO”, dicha norma es elegida, debido a que el Perú no cuenta con una normativa para la clasificación de la molienda y los intervalos de granulometría para el grano molido. Así mismo, se difiere del estudio de la autora (Bermeo Martínez, 2014), quien señala en su estudio denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE MARTILLOS TRITURADOR DE GRANOS PARA GRANJAS AVÍCOLAS”, en la parte de molienda, debido a la materia prima a procesar, en el caso del café se requiere las características granulométricas anteriormente señaladas.

Seleccionar y diseñar el sistema mecánico del proceso de molido de café.

Se seleccionó y diseñó el sistema mecánico del proceso de molido de café por medio de una matriz morfológica, en concordancia con la norma VDI 2221, para evaluar tanto técnica como económicamente varias propuestas del diseño de la máquina, es decir, existe una evaluación técnica y económica que se elaboró, en conjunción con expertos en el ámbito del diseño, a diferencia de la autora (Bermeo Martínez, 2014), quien señala en su estudio denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE MARTILLOS TRITURADOR DE GRANOS PARA GRANJAS AVÍCOLAS”, quien ya tenía previamente establecido el tipo de mecanismo para la molienda, como lo son los martillos trituradores.

Analizar con software de simulación CAD los elementos mecánicos críticos de la máquina.

Se analizó con software Solidworks para simulación (CAD – CAE) los elementos mecánicos críticos de la máquina, como el tornillo sinfín, tolva, eje de la polea, disco móvil y fijo, además del contenedor, chaveta y rodamientos obteniéndose deformaciones mínimas, menores a 1 mm durante la operación a carga máxima y factores de seguridad mayores a 1. Se utilizó la técnica del postproceso mejorando el diseño de los componentes mediante la utilización del software SolidWorks.

Para la estructura base que soporta toda la máquina, se obtuvo un factor de seguridad de 3, en comparativa a la máquina propuesta por (Bermeo Martínez, 2014), quien obtuvo un factor de seguridad de 2.0 para su estructura base.

Desarrollar el análisis económico del proyecto (TIR y VAN):

En la presente propuesta se obtuvo el valor actual neto (VAN), el tiene un valor de S/. 39,058.39 superando a la inversión, la tasa interna de retorno (TIR) cuenta con un valor de 160.207% anual siendo así mayor que la tasa de actualización y un beneficio/ costo (B/C) de 2.47, con un periodo de retorno de aproximadamente 7 meses.

Comparando con la propuesta de diseño la máquina para moler granos de maíz, propuesta por la autora (Bermeo Martínez, 2014), cuyo VAN fue de \$ 1, 792.85, TIR equivalente a 51% y una relación Beneficio/Costo (B/C) de 1.94, y un periodo de retorno de 2 años y 5 días.

Éstas diferencias se deben a la diferencia de materia prima que se va a procesar y llevar al mercado, las cuales tienen diferente costo y diferentes precios de ventas.

V. CONCLUSIONES

Actualmente en el mercado se cuenta con una infinidad de máquinas para molido de café, considerando las más comunes que son molinos mediante fresas, rodillos y de discos dentados, de éstos se eligió el molido por discos dentados por la finura obtenida producto de la molienda, la cual está constituida en un rango de 350 a 500 μm , acorde con la Norma NTC 3534 tomada como referencia, dicha norma es, debido a que en Perú no cuenta con una normativa para la clasificación de la molienda y los intervalos de textura del grano molido.

Se seleccionó y diseñó el sistema mecánico del proceso de molido de café por medio de una matriz morfológica para evaluar tanto técnica como económicamente varias propuestas del diseño de la máquina.

Se realizó los cálculos de los elementos de máquinas como eje con tornillo sinfín, cuyo diámetro de eje es 8 cm, con un factor de seguridad de 1.61 para análisis estático y para análisis dinámico de 1.5 y el diámetro del tornillo de 150 mm, ejes de las poleas cuyos diámetros son 1 pulg (2.54 mm), poleas normalizadas de 3, 5, 9 y 15 pulg, se obtuvo como potencia de molido promedio de 519 W, para el disco móvil y fijo se obtuvo un factor de seguridad de 2.04 y 2.32, respectivamente y ambos con un espesor de 19 mm, la tolva la cual fue diseñada para contener una capacidad máxima de 25 kg tiene un factor de seguridad de 1.68.

Se analizó con software Solidworks para simulación (CAD – CAE) los elementos mecánicos críticos de la máquina, como el tornillo sinfín, tolva, eje de la polea, disco móvil y fijo, además del contenedor, chaveta y rodamientos obteniéndose deformaciones mínimas, menores a 1 mm durante la operación a carga máxima y factores de seguridad mayores a 1. Se utilizó la técnica del postproceso mejorando el diseño de los componentes mediante la utilización del software SolidWorks.

Se elaboró los planos de la máquina diseñada, la tolva, eje con tornillo sinfín, carcasa, disco de molido, empleando software CAD Solidworks.

Se elaboró un plan de mantenimiento preventivo y correctivo para evitar posibles fallas en la máquina con respecto a la parte mecánica y eléctrica.

Los resultados obtenidos de la evaluación económica fueron satisfactorios, debido a que el valor actual neto (VAN) tiene un valor de S/. 39,058.39 superando a la inversión, la tasa interna de retorno (TIR) cuenta con un valor de 160.207% anual siendo así mayor que la tasa de actualización y un beneficio/ costo (B/C) de 2.47 siendo mayor a 1. Con esto se concluye que el diseño de la máquina es factible y rentable.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGENCIA PERUANA DE NOTICIAS - ANDINA. (26 de Setiembre de 2008). *ANDINA*. Obtenido de AGENCIA PERUANA DE NOTICIAS: <http://www.andina.com.pe/agencia/noticia-utcubamba-exportara-500-toneladas-cafe-organico-a-estados-unidos-y-europa-195886.aspx>
- Álvarez Macías, A., Avendaño Ruiz, B., Calva, J., Cavallotti V, B., Cortés Flores, J., Cortez Ruiz, C., . . . Villamar Calderón, A. (2007). *Desarrollo agropecuario, forestal y pesquero*. México, D.F.: Miguel Ángel Porrúa.
- Aristizábal Torres, I. D., Oliveros Tascón, C. E., & Alvarez Mejía, F. (1999). *PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICAS DEL ÁRBOL DE CAFÉ Y SU RELACIÓN CON LA MECANIZACIÓN DE LA COSECHA*. Tesis, Colombia. Obtenido de [http://www.cenicafe.org/es/publications/arc050\(04\)313-326.pdf](http://www.cenicafe.org/es/publications/arc050(04)313-326.pdf)
- AVSI PERÚ. (2011). *AVSI PERÚ*. Obtenido de <http://avsiperu.blogspot.pe/p/proyecto-en-amazonas.html>
- BBC MUNDO. (2 de Febrero de 2014). *Cómo Vietnam se convirtió en un gigante del café. Cómo Vietnam se convirtió en un gigante del café*. Obtenido de http://www.bbc.com/mundo/noticias/2014/02/140126_economia_cafe_vietnam_segundo_exportador_finde
- Bermeo Martínez, D. C. (Mayo de 2014). *"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE MARTILLOS TRITURADOR DE GRANOS PARA GRANJAS AVÍCOLAS"*. Recuperado el 3 de Marzo de 2016, de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/8299>
- Budinas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: McGraw - Hill. Recuperado el 13 de Octubre de 2015
- Budinas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. México, México: McGraw - Hill.
- Budinas, R. G., & Nisbett, J. K. (208). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: McGraw - Hill.
- Budynas, R. G., & J., K. N. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava ed.). (P. E. Vásquez, Ed.) México D.F., México: McGraw-Hill Interamericana.
- Buscocafé - Tienda Online. (s.f.). *Buscocafé*. Obtenido de http://www.buscocafe.com/articulo/molino_de_piedra_td_909.php
- Castaño, M., & MIRANDA LONGA, G. (05 de Mayo de 2016). *DISEÑO DE UNA PROCESADORA DE CAFÉ PARA EL SECTOR*. Pereira, Risaralda, Colombia. Obtenido de <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/11059/5811/1/621815C346.pdf>
- CATÁLOGO SCHNEIDER ELÉCTRIC. (s.f.). *CATÁLOGO SCHNEIDER ELÉCTRIC*. Obtenido de <https://www.schneider-electric.cl/documents/local/cap01.pdf>

- Centro de Estudios de Finanzas Públicas - Cámara de Diputados. (2001). *CEFP Cámara de Diputados*. Recuperado el 16 de Julio de 2016, de <http://www.cefp.gob.mx/intr/edocumentos/pdf/cefp/cefp0542001.pdf>
- Cuadras, S. (s.f.). *Forum Cultural del Café*. Obtenido de http://www.forumdelcafe.com/pdf/F-46_Molinos_cafe.pdf
- Diario Gestión . (02 de Agosto de 2015). Consumo per cápita de café en el Perú es de 650 gramos y está lejos de países cafetaleros. Obtenido de <http://gestion.pe/economia/consumo-per-capita-cafe-peru-solo-650-gramos-advierte-sierra-exportadora-2138754>
- Diario Gestión - GRUPO EL COMERCIO. (10 de Marzo de 2014). *Gestión*. Obtenido de Gestión - El diario de economía y negocios del Perú: <http://gestion.pe/economia/senasa-y-productores-cafetaderos-selva-central-controlan-broca-cafe-2091255>
- Díaz Gómez, P. (2015). Universidad del Claustro de Sor Juana. *Revista gastronómica digital*. Obtenido de <http://elclaudio.edu.mx/claustromia/index.php/investigacion/223-el-molido-perfecto-del-cafe>
- Díaz López, V., López Boada, B., López Boada, M. J., Álvarez Caldas, C., & Gauchía Babé, A. (20 de Octubre de 2008). *Tornillos sin fin*. Recuperado el 2016 de Mayo de 15, de http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-de-transportes/material-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf.
- DIRECCIÓN REGIONAL DE AGRICULTURA DE AMAZONAS. (2011). *CONCYTEC - Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología*. Obtenido de http://www.concytec.gob.pe/portalsinacyt/images/stories/corcytecs/amazonas/plan_estrategico_regional_agrario_de_amazonas_2011-2021.pdf
- EL UNIVERSAL. (19 de Mayo de 2015). *D*. Obtenido de <http://www.eluniversal.com/aniversario/productos/150519/la-evolucion-del-cafe-hasta-llegar-a-la-taza-criolla>
- ELIZABETH, C. L. (s.f.). PROCESAMIENTO DE CAFÉ TOSTADO Y MOLIDO. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/175207012/Informe-Cafe-Tostado-Molido>
- FAIRES, V. (s.f.). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS CUARTA ED*. BARCELONA: MONTANER Y SIMON S.A.
- FAIRES, V. M. (s.f.). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS*. BARCELONA: MONTANER Y SIMON S.A .
- FAIRES, V. M. (s.f.). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS*. BARCELONA: MONTANER Y SIMON S.A.

- Federación Nacional de Cafeteros de Colombia. (2010). *Café de Colombia*. Obtenido de http://www.cafedecolombia.com/particulares/es/el_cafe_de_colombia/preparaciones/preparando_un_buen_cafe/
- Fondo Italo-Peruano. (18 de Setiembre de 2012). *FONDO ITALO PERUANO*. Obtenido de <http://www.fondoitaloperuano.org/prensa/3147>
- Galindo Veliz, X., & Muñoz Lozano, M. (2011). *"Producción e Industrialización de Café Soluble; Caso: Solubles Instantáneos."*. Tesis, Universidad de Guayaquín, Facultad de Ciencias Económicas, Guayaquil. Recuperado el 16 de Julio de 2016, de <http://repositorio.ug.edu.ec/bitstream/redug/1775/1/Galindo%20Veliz%20Xioma%20Raiza.pdf>
- GOBIERNO REGIONAL DE CAJAMARCA. (Abril de 2008). PRODUCTOS CON POTENCIAL EXPORTABLE. *GUÍA INFORMATIVA*, 15-20. Obtenido de <http://www.infocafes.com/descargas/biblioteca/122.pdf>
- Guevara Barreto, A., & Castaño Castrillón, J. J. (18 de Mayo de 2005). Recuperado el 2016 de Mayo de 1
- Gutiérrez, R. W. (14 de Agosto de 2013). *Pro y Contra el diario a tu servicio*. Obtenido de <http://proycontra.com.pe/el-exquisito-cafe-de-moyobamba/>
- Herrera Carvajal, J. J., Aríztabal Torres, I. D., & Oliveros Tascón, C. E. (2012). *EVALUACIÓN DE PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DEL FRUTO DE CAFÉ (Coffea arabica L. var. Colombia) DURANTE SU DESARROLLO Y MADURACIÓN*. Tesis, Medellín. Obtenido de <http://www.scielo.org.co/pdf/dyna/v79n173/a14v79n173.pdf>
- Hibbeler, R. C. (2004). *Mecánica Vectorial para Ingenieros* (Decima ed.). (J. De la Cera Alonso, Trad.) México: Pearson Education.
- I, ELEMENTOS DE MAQUINAS Y SISTEMAS - TECNOLOGIA INDUSTRIAL. (s.f.). http://es.slideshare.net/kmartinezvalderrama/elementos-de-maquinas-poleas-fajas-engrnajesetc?qid=dd3ee87c-1ffe-4d9b-8b18-e7602674609b&v=qf1&b=&from_search=1.
- Info-Región. (27 de Enero de 2015). *Info Región*. Obtenido de Agencia de Prensa Ambiental: <http://www.inforegion.pe/196775/problematika-del-cafe-y-el-cambio-climatico-sera-abordada-en-foro-en-quillabamba/>
- LA PRENSA. (s.f.). Un Café respetuoso con el Medio Ambiente. Honduras: DIARIO EL COMERCIO. Obtenido de http://www.forumdelcafe.com/pdf/F_09-Honduras.pdf
- Lacerda, E. (2009). *ÁREAS Y VOLÚMENES DE CUERPOS GEOMÉTRICOS. ÁREAS Y VOLÚMENES DE CUERPOS GEOMÉTRICOS. ÁREAS Y VOLÚMENES. ÍNDICE Área de polígonos. Área de figuras circulares. Área de un ortoedro.*
- LAUGHLIN, A. H. (s.f.). *Diseño de Maquinas*. SCHAUM - MACGRAW- HILL.

- LAUGHLIN, A. S. (s.f.). *DISEÑO DE MAQUINAS TEORIA Y 320 PROBLEMAS RESUELTOS*. SERIE SCHAUM - MACGRAW - HILL.
- Martin Sprocket & Gear, Inc. . (01 de Mayo de 2016). Manejo de Materiales a Granel. U.S.A., U.S.A. Obtenido de [http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/manejo-de-materiales-a-granel-\(bulk-material-handling\).pdf?sfvrsn=6](http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/manejo-de-materiales-a-granel-(bulk-material-handling).pdf?sfvrsn=6)
- Ministerio de Energía y Minas - MINEM. (s.f.). *Ministerio de Energía y Minas*. Obtenido de http://www.minem.gob.pe/_detalle.php?idSector=12&idTitular=3094&idMenu=sub3006&idCateg=742
- Ministerio de Energía y Minas. (2006). *Ministerio de Energía y Minas*. Obtenido de <https://www.municarabayllo.gob.pe/itse/WEB%20INFORMATICA%20META%203/NORMATIVA/CNE%20Tomo%20V.pdf>
- Miranda Araúz, A. (s.f.). *Alianza SIDALC*. Obtenido de <http://orton.catie.ac.cr/repdoc/A4508e/A4508e.pdf>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta ed.). (V. Gonzáles y Pozo, Trad.) México, México: Pearson Educación. Recuperado el 2016 de Mayo de 10
- Perry, R. H., & Green, D. W. (s.f.). *Perry - Manual del Ingeniero Químico*. (Sexta ed.). MCGRAW-HILL.
- Rao, D. G. (14 de Diciembre de 2010). *Universidad Nacional del Santa*. Nueva Delhi, India: PHI Learning Private Limited. Recuperado el 2 de Mayo de 2016, de <http://197.14.51.10:81/pmb/AGROALIMENTAIRE/Fundamentals%20of%20Food%20Process%20Engineering.pdf>
- Ravenet, J. (1992). *SILOS*. Barcelona, España: IMGESA.
- Riaño Luna, C. (s.f.). *Curso De Tecnología Del Café Capitulo 1* (19 - 237 ed.). Obtenido de http://datateca.unad.edu.co/contenidos/213956/213956_2-9-1-13.pdf
- ROBERT L. MOTT, P. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS CUARTA ED*. Mexico: PEARSON EDUCACION.
- SCHNEIDER ELECTRIC. (s.f.). *SCHNEIDER ELECTRIC*. Obtenido de https://www.schneider-electric.com/resources/sites/SCHNEIDER_ELECTRIC/content/live/FAQS/33000/FA33498/es_ES/Categorias%20de%20empleo.pdf
- Solá, A. (s.f.). *Infocafés - Cafés especiales Peruanos*. Obtenido de www.infocafes.com/descargas/biblioteca/18.pdf
- Solà, A. (s.f.). *Tostado y molido de café*. Obtenido de <http://www.infocafes.com/descargas/biblioteca/18.pdf>
- Soriano Virues, B. J. (Septiembre de 2015). *Servidor de la Biblioteca de Ingeniería - Universidad de Sevilla*. Recuperado el 29 de Abril de 2016, de

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3976/fichero/TOMO+II%252FIV.8.C%C3%A1lculo+de+transportador+sinf%C3%ADn+para+aceituna.pdf>

Summers, C. (02 de Febrero de 2014). *Acerca de la BBC: British Broadcasting Corporation*.
Obtenido de BBC MUNDO:
http://www.bbc.com/mundo/noticias/2014/02/140126_economia_cafe_vietnam_segundo_exportador_finde

Susanivar, F. D. (Ed.). (01 de Febrero de 2015). *Info Región*. (P. Z. Villalta, Productor)
Recuperado el 09 de Setiembre de 2015, de Info Región: Agencia de Prensa Ambiental:
<http://www.inforegion.pe/197095/cusco-esta-perdiendo-su-primer-lugar-como-productor-de-cafe-y-cacao-ampliacion/>

Torres, S. (13 de Setiembre de 2015). Realidad Problemática de San Cristóbal. (M. Cubas, Entrevistador)

Universidad del País Vasco. (11 de Junio de 2013). *Universidad del País Vasco*. Obtenido de
<http://www.tallerdetecnologia.es/joomla/tecnicasbasicas/102-tuercacontratuerca>

Vergara Cobián, S. A. (Abril de 2012). REPORTE DE INTELIGENCIA DE MERCADOS. *Café Peruano: Aroma y Sabor para Nosotros y el mundo*. Lima, Lima, Perú. Obtenido de
http://www.agrolalibertad.gob.pe/sites/default/files/Informe%20de%20inteligencia%20de%20mercado%20del%20caf%C3%A9_2012.pdf

Virués, B. J. (Septiembre de 2015). *Servidor de la Biblioteca de Ingeniería - Universidad de Sevilla*.
Recuperado el 29 de Abril de 2016, de
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3976/fichero/TOMO+II%252FIV.8.C%C3%A1lculo+de+transportador+sinf%C3%ADn+para+aceituna.pdf>

ANEXOS

ANEXO 01

Entrevista para el Sr. Segundo Torres

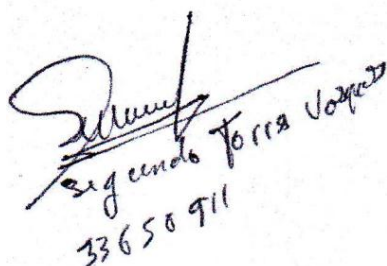
ENTREVISTA N° 01

OBJETIVO: Recopilar información general sobre la producción de café en el C.P.
San Cristóbal

ENTREVISTADO: Sr. Segundo Torres Vásquez

Cuestionario:

1. ¿Cuál es el Principal Cultivo de la zona?
2. ¿Cuánto es la producción anual aproximada de café?
3. ¿Cuánto es el Rendimiento del terreno de cultivo para el café?
4. ¿Se están realizando proyectos o se ha proyectado realizar mejoras para los procesos del café?
5. ¿Cuáles son los costos de transporte del café?
6. ¿Qué cantidad de pobladores se dedican a la actividad agrícola cafetalera?
7. ¿Cuál es el rendimiento del terreno en la cosecha de café?
8. ¿Cuál es el proceso que se realiza al cultivo de café en su localidad y cuál es el tiempo que demora cada proceso?
9. ¿Cuál es el precio actual del café?
10. ¿Qué cantidad de café vende?
11. ¿Por qué transportan el café hasta Chiclayo y no en las ciudades más cercanas?


Segundo Torres Vásquez
33650911



BERNARDO CARHUATANTA ROSALES
ING° CIP. 25628

ANEXO 02:
GUÍAS DE ANÁLISIS DE DOCUMENTOS

ÍTEM	FINALIDAD	APLICACIÓN
Normal AISI 304	Finalidad estructural; equipos para la industria química y naval; válvulas y piezas de tuberías; industria frigorífica; instalaciones criogénicas; almacenes de agua; tanques de almacenamiento de cerveza.	La estructura y componentes estarán compuestos de acero inoxidable AISI304.
ISO 9001	Es una norma internacional que se aplica a los sistemas de gestión de calidad (SGC).	Se usara para determinar la calidad de la máquina a diseñar y el producto.
OHSAS 18001	Seguridad y Salud Ocupacional para cada empleado y empleador, La Seguridad y Salud en el lugar de trabajo son claves para cualquier organización.	Se tendrá en cuenta dicha normal para el diseño de la máquina en cuanto a la salud ocupacional del operario.

Fuente: Elaboración propia

ANEXO 03:
Guía para el diseño de la máquina

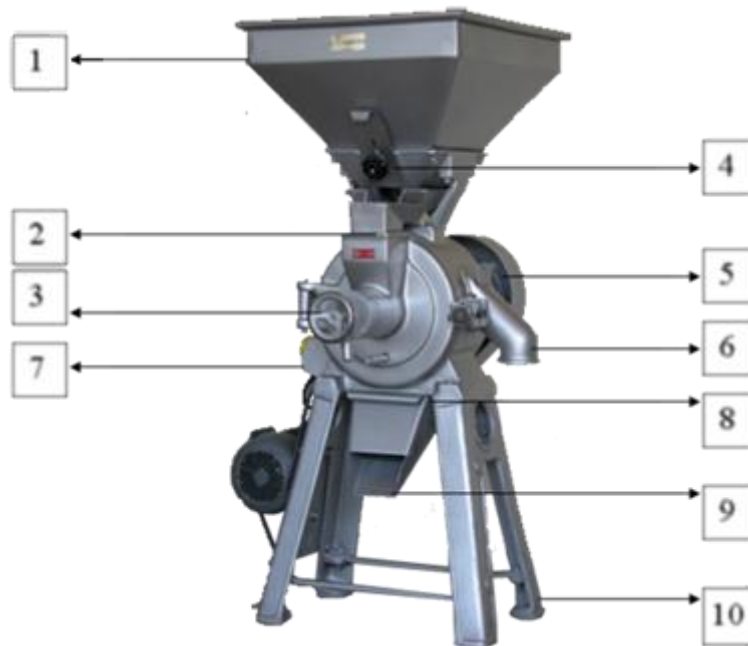


Figura 105: Guía de Referencia para el diseño de la máquina.

Fuente: Molino de Piedra TD

Link: https://buscocafe.com/articulo/molino_de_piedra_td_909.php

- 1 – TOLVA.
- 2 – FRONTAL.
- 3 – MANIVELA DE RUEDA.
- 4 – VÁLVULA DE CARGA.
- 5 – VÁLVULA DE SALIDA.
- 6 – Derivación del molino.
- 7 – El interruptor START (bakelite).
- 8 – Válvula de descarga.
- 9 – Boca de descarga.
- 10 – Patas de soporte del molino.

ANEXO 04:
PANEL FOTOGRÁFICO

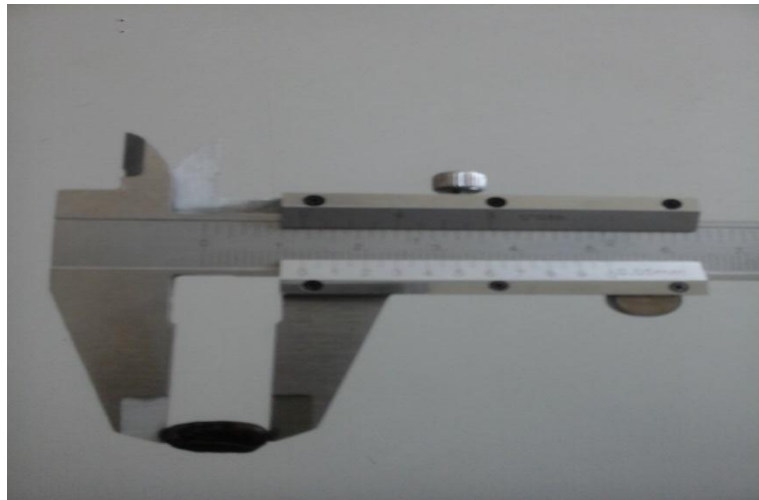


Figura 106: *Mediciones del grano de café tostado.*

Fuente: Elaboración Propia.



Figura 107: *Obteniendo la masa del café.*

Fuente: Molino de Piedra TD



Figura 108: *Obteniendo el Work Index.*


Fuente: Elaboración Propia



Figura 109: *Entrevista a un poblador del C.P. San Cristóbal*

Fuente: Molino de Piedra TD

ANEXO N° 05: FICHA TÉCNICA DEL MOTOR

	USS	Nr.: 92157727 <hr/> Fecha: 11-JUL-2016																																																				
<h3 style="margin: 0;">HOJA DE DATOS</h3> <h4 style="margin: 0;">Motor monofásico de inducción - Rotor de jaula</h4>																																																						
Cliente : Mac Donald Línea del producto : Uso General - Cerrado - Capacitor Arranque + Permanente																																																						
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 20%;">Carcasa</td><td>: 90L</td></tr> <tr><td>Potencia</td><td>: 1 HP</td></tr> <tr><td>Frecuencia</td><td>: 60 Hz</td></tr> <tr><td>Polos</td><td>: 6</td></tr> <tr><td>Rotación nominal</td><td>: 1160 rpm</td></tr> <tr><td>Deslizamiento</td><td>: 3,33 %</td></tr> <tr><td>Voltaje nominal</td><td>: 230 V</td></tr> <tr><td>Corriente nominal</td><td>: 6,03 A</td></tr> <tr><td>Corriente de arranque</td><td>: 40,4 A</td></tr> <tr><td>Ip/In</td><td>: 6,7</td></tr> <tr><td>Corriente en vacío</td><td>: 4,30 A</td></tr> <tr><td>Par nominal</td><td>: 6,18 Nm</td></tr> <tr><td>Par de arranque</td><td>: 190 %</td></tr> <tr><td>Par máxima</td><td>: 210 %</td></tr> <tr><td>Categoría</td><td>: ---</td></tr> <tr><td>Clase de aislación</td><td>: B</td></tr> <tr><td>Elevación de temperatura</td><td>: 80 K</td></tr> <tr><td>Tiempo de rotor bloqueado</td><td>: 6 s (caliente)</td></tr> <tr><td>Factor de servicio</td><td>: 1,15</td></tr> <tr><td>Régimen de servicio</td><td>: S1</td></tr> <tr><td>Temperatura ambiente</td><td>: -20°C - +40°C</td></tr> <tr><td>Altitud</td><td>: 1000 m</td></tr> <tr><td>Protección</td><td>: IP55</td></tr> <tr><td>Masa aproximada</td><td>: 27 kg</td></tr> <tr><td>Momento de inercia</td><td>: 0,00655 kgm²</td></tr> <tr><td>Nivel de ruido</td><td>: ---</td></tr> </table>			Carcasa	: 90L	Potencia	: 1 HP	Frecuencia	: 60 Hz	Polos	: 6	Rotación nominal	: 1160 rpm	Deslizamiento	: 3,33 %	Voltaje nominal	: 230 V	Corriente nominal	: 6,03 A	Corriente de arranque	: 40,4 A	Ip/In	: 6,7	Corriente en vacío	: 4,30 A	Par nominal	: 6,18 Nm	Par de arranque	: 190 %	Par máxima	: 210 %	Categoría	: ---	Clase de aislación	: B	Elevación de temperatura	: 80 K	Tiempo de rotor bloqueado	: 6 s (caliente)	Factor de servicio	: 1,15	Régimen de servicio	: S1	Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C	Altitud	: 1000 m	Protección	: IP55	Masa aproximada	: 27 kg	Momento de inercia	: 0,00655 kgm ²	Nivel de ruido	: ---
Carcasa	: 90L																																																					
Potencia	: 1 HP																																																					
Frecuencia	: 60 Hz																																																					
Polos	: 6																																																					
Rotación nominal	: 1160 rpm																																																					
Deslizamiento	: 3,33 %																																																					
Voltaje nominal	: 230 V																																																					
Corriente nominal	: 6,03 A																																																					
Corriente de arranque	: 40,4 A																																																					
Ip/In	: 6,7																																																					
Corriente en vacío	: 4,30 A																																																					
Par nominal	: 6,18 Nm																																																					
Par de arranque	: 190 %																																																					
Par máxima	: 210 %																																																					
Categoría	: ---																																																					
Clase de aislación	: B																																																					
Elevación de temperatura	: 80 K																																																					
Tiempo de rotor bloqueado	: 6 s (caliente)																																																					
Factor de servicio	: 1,15																																																					
Régimen de servicio	: S1																																																					
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C																																																					
Altitud	: 1000 m																																																					
Protección	: IP55																																																					
Masa aproximada	: 27 kg																																																					
Momento de inercia	: 0,00655 kgm ²																																																					
Nivel de ruido	: ---																																																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;"></th> <th style="width: 20%;">Delantero</th> <th style="width: 20%;">Trasero</th> <th style="width: 30%;"></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Rodamiento</td> <td></td> <td></td> <td>Carga</td> </tr> <tr> <td>Intervalo de lubricación</td> <td></td> <td></td> <td>Factor de potencia</td> </tr> <tr> <td>Cantidad de grasa</td> <td></td> <td></td> <td>Rendimiento (%)</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>100%</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>75%</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>50%</td> </tr> </tbody> </table>				Delantero	Trasero		Rodamiento			Carga	Intervalo de lubricación			Factor de potencia	Cantidad de grasa			Rendimiento (%)				100%				75%				50%																								
	Delantero	Trasero																																																				
Rodamiento			Carga																																																			
Intervalo de lubricación			Factor de potencia																																																			
Cantidad de grasa			Rendimiento (%)																																																			
			100%																																																			
			75%																																																			
			50%																																																			

**ANEXO N° 05: DISEÑO RENDERIZADO DE LA MÁQUINA MOLEDORA DE
CAFÉ**

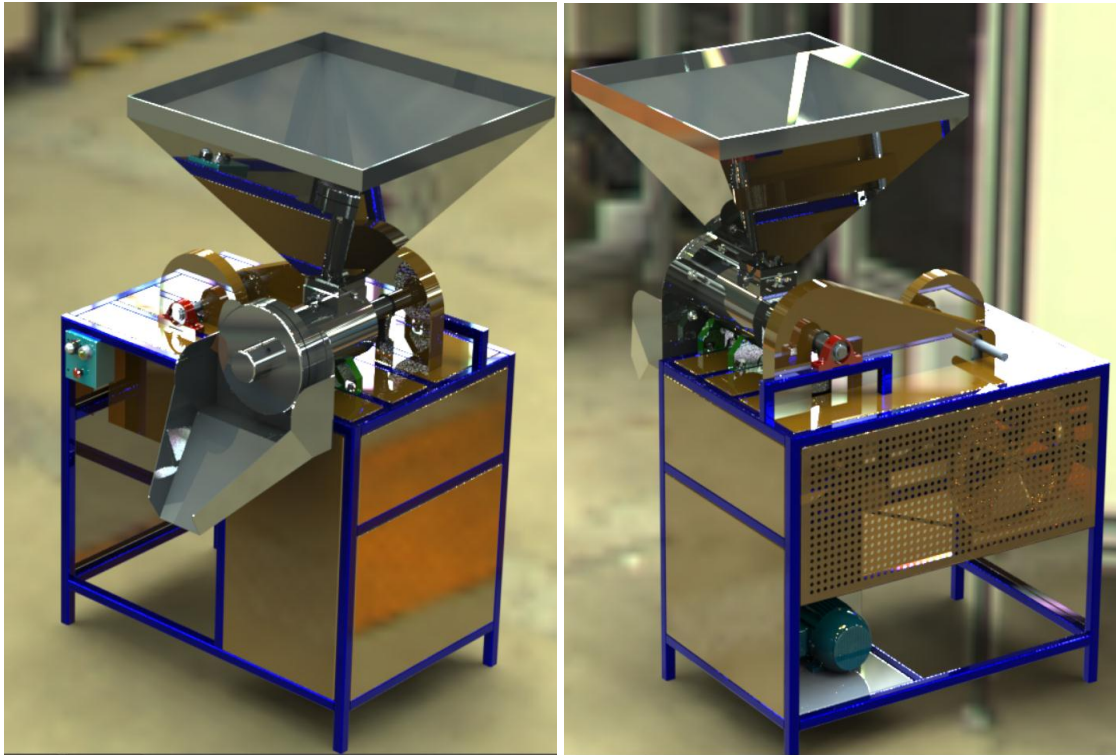


Figura 110: *Diseño Renderizado de la máquina moledora de café.*

Fuente: Molino de Piedra TD

FICHA TÉCNICA				ING. ELECTRICAL MECHANICAL			
REALIZADO POR:		CERDÁN TELLO LUIS JONATHAN		FECHA: 11 DE JULIO 2016			
		CUBAS DÍAZ SANTOS MAC DONALD					
MÁQUINA - EQUIPO	MOLEDORA DE CAFÉ TOSTADO		UBICACIÓN	ÁREA DE MOLIDO			
FABRICANTE			SECCIÓN	MÁQUINAS			
MODELO	RANGER 5000		CÓDIGO INVENTARIO	ME - 001 S			
MARCA							
CARACTERÍSTICAS GENERALES							
PESO	200 kg	ALTURA	1.60m	ANCHO	0.60 m	LARGO	1.00 m.
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS				DISEÑO DE LA MAQUINA MOLEDORA DE CAFÉ DE 100 KG/H			
Capacidad tolva	100 kg/h						
Motor	Marca WEG						
Potencia	1 hp - 746 w						
Rpm Operación de molido.	9						
Voltaje	220 VCA						
Frecuencia	60 Hz						
Chumaceras y Rodamientos	SKF						
Discos moledores	Acero inoxidable AISI 304						
Tolva	Acero inoxidable AISI 304						
Eje y tornillo sinfín	Acero inoxidable AISI 304						
Ejes de las poleas	Acero AISI 1020						
Carcasa	Acero inoxidable AISI 304						
DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA - FUNCIONAMIENTO							
<p>El proceso de la máquina comenzará con la recepción del grano de café en la tolva, aproximadamente con 25kg cada 15 minutos lo que corresponde aproximadamente a 100kg/h.</p> <p>Se especifica que la máquina es solo para molido de café tostado. La máquina consta de una tolva para el ingreso y almacenamiento del café tostado, de una cámara de almacenamiento por donde estará el tornillo sin para el transporte del café y luego ser llevado a los discos moledores dentados el cual tendrá un boca de llenado y una perno para regular los discos de molido de café, también tendrá una pequeño canal de descarga por donde saldrá el café molido en partículas para luego ser almacenado en recipientes.</p>							
							