



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

**Facultad de la Energía, Las Industrias y los Recursos Naturales
no Renovables**

Carrera de Electromecánica

Diseño de una trilladora de café para pruebas de laboratorio.

Trabajo de Integración Curricular,
previo a la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico.

AUTOR:

Kevin Efrén Rivera Granda

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2025



CERTIFICADO DE CULMINACIÓN Y APROBACIÓN DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Yo, **Solorzano Castillo Byron Agustin**, director del Trabajo de Integración Curricular denominado **DISEÑO DE UNATRILLADORA DE CAFÉ PARA PRUEBAS DE LABORATORIO**, perteneciente al estudiante **KEVIN EFREN RIVERA GRANDA**, con cédula de identidad N° **1105026544**.

Certifico:

Que luego de haber dirigido el **Trabajo de Integración Curricular**, habiendo realizado una revisión exhaustiva para prevenir y eliminar cualquier forma de plagio, garantizando la debida honestidad académica, se encuentra concluido, aprobado y está en condiciones para ser presentado ante las instancias correspondientes.

Es lo que puedo certificar en honor a la verdad, a fin de que, de así considerarlo pertinente, el/la señor/a docente de la asignatura de **Integración Curricular**, proceda al registro del mismo en el Sistema de Gestión Académico como parte de los requisitos de acreditación de la Unidad de Integración Curricular del mencionado estudiante.

Loja, 15 de Marzo de 2024



BYRON AGUSTIN
SOLORZANO CASTILLO

F) -----

DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

ii



Certificado TIC/TT.: UNL-2024-001130

Autoría

Yo, Kevin Efrén Rivera Granda, declaro ser autor del presente trabajo de integración curricular o de titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja la publicación de mí del trabajo de integración curricular o de titulación en el Repositorio Digital Institucional – Biblioteca Virtual.



Firma:

Cédula de Identidad: 1105026544

Fecha: 14/03/2024.

Correo electrónico: kevin.e.rivera@unl.edu.ec

Teléfono: 0989127703

Carta de autorización

Yo Kevin Efrén Rivera Granda declaro ser autor del trabajo de integración curricular titulado “**Diseño de una trilladora de café para pruebas de laboratorio**” como requisito para optar el título de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del trabajo de integración curricular o de titulación que realice un tercero.



Firma:

Autor: Sr. Kevin Efrén Rivera Granda

Cédula de Identidad: 1105026544

Fecha: 14/Marzo/2024.

Teléfono: 0989127703

Correo electrónico: kevin.e.rivera@unl.edu.ec

DATOS COPLEMENTARIOS:

Director del trabajo de integración curricular: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc

Dedicatoria

Queridos Dios, padres, hermanos, familia y amigos

En este momento de culminación y celebración, quiero expresar mi más profundo agradecimiento por su constante apoyo, aliento y amor incondicional a lo largo de mi trayectoria académica.

A mis padres, gracias por ser mi inspiración y motor de motivación. Su amor inquebrantable y sacrificio han sido fundamentales para alcanzar este logro. A mi familia, por su comprensión y apoyo incondicional, siempre han sido mi refugio en los momentos difíciles.

A mis amigos, su amistad y ánimo inquebrantables me han dado fuerzas para superar los desafíos y disfrutar de cada paso del camino. Su presencia ha sido esencial para mantener un equilibrio entre el estudio y la diversión.

A mi querido tutor, agradezco su dedicación y guía experta a lo largo de este proceso. Su mentoría ha sido un pilar fundamental en mi desarrollo académico y profesional. Sus enseñanzas y orientación han dejado una huella perdurable en mi vida.

Este logro no es solo mío, sino también de cada uno de ustedes que está presente en mi camino. Agradezco sinceramente su paciencia, comprensión y por creer en mí cuando dudaba de mis propias capacidades. Han sido mi mayor fuente de inspiración y motivación.

Este trabajo de integración curricular es un tributo a nuestra unión, a la confianza que han depositado en mí y al amor y apoyo incondicionales que me han brindado. Sin ustedes, este logro no sería posible.

Con amor y gratitud eternos,

Kevin Efrén Rivera Granda.

Agradecimientos

Agradezco sinceramente a todas las personas que han sido fundamentales en mi camino hacia la culminación de mi trabajo de integración curricular. A continuación, deseo expresar mi agradecimiento:

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia por su constante apoyo y amor incondicional. Su presencia ha sido vital en cada etapa de este viaje académico, comprendiendo mis ausencias y sacrificios, y brindándome una fuente inagotable de fortaleza y motivación.

A mi tutor, quiero expresar mi gratitud ilimitada. Agradezco su guía experta, paciencia y dedicación en cada reunión y corrección de mi trabajo. Su compromiso con mi crecimiento académico ha sido invaluable y ha dejado una huella perdurable en mi formación como profesional.

A mis amigos y seres queridos, les agradezco su apoyo incondicional, escucha atenta y aliento en los momentos de duda. Celebrar mis éxitos con genuina alegría ha sido un gran estímulo, su presencia ha sido un bálsamo para el cansancio y una fuente constante de inspiración.

Finalmente, mi agradecimiento se extiende a la institución educativa, al Centro de Investigaciones Tecnológicas y Energéticas (CITE) y a todos los profesores y personal administrativo que brindaron su apoyo y recursos para que esta etapa de mi vida académica sea posible. Su confianza, aliento y presencia en este importante logro fueron fundamentales para superar los desafíos y alcanzar el éxito en mi trabajo de integración curricular de grado.

Con profunda gratitud,

Kevin Efrén Rivera Granda

Índice de Contenidos

Portada.....	i
Certificación.....	ii
Autoría.....	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos.....	vi
Índice de contenidos.....	vii
Índice de tablas.....	ix
Índice de figuras.....	xi
Índice de anexos.	xv
Simbología.....	xvi
1. Título	1
2. Resumen	2
2.1 Abstract	3
3. Introducción.....	4
3.1 Objetivo principal	5
3.2 Objetivos específicos	5
4. Marco teórico.....	6
4.1 Capítulo I: Particularidades de las trilladoras de café utilizadas para muestras de café en laboratorio.	6
4.1.1 Propiedades físicas del café para el trillado.	6
4.1.2 Proceso de trillado de muestras de café para laboratorio.	9
4.1.3 Trilladoras utilizadas en los laboratorios de café.	10
4.1.4 Experiencias y estudios sobre diferentes trilladoras de café	12
4.2 Capítulo II: Parámetros operacionales para la trilladora de café para laboratorio.	22
4.2.1 Fuerza aplicada según las leyes de newton.	22
4.2.2 Velocidad de rotación.....	25
4.2.3 Potencia Mecánica.....	27
4.3 Capítulo III: Cálculo y diseño de piezas para la trilladora de café.	28
4.3.1 Conceptos de Diseño Mecánico	28
4.3.2 Tornillo Helicoidal	30
4.3.3 Cilindro de Transporte	34
4.3.1 Discos para el trillado del café pergamino	36
4.3.2 Resorte de compresión	38
4.3.3 Tolva de entrada	41
4.3.1 Eje de transmisión	45
4.3.2 Diseño de los cojinetes de fricción.....	47
4.3.3 Rodamiento axial.....	49
4.3.4 Unidad motriz.....	50
4.3.5 Sistema de transmisión.....	52
4.3.1 Extractor/Blower	54

4.3.2	Estructura de soporte	59
4.3.3	Cámara de trillado	59
5.	Metodología.....	60
5.1	Área de trabajo	60
5.2	Equipos y materiales.....	60
5.2.1	Equipos de computación	60
5.2.2	Software y herramientas CAD	60
5.2.3	Materiales bibliográficos:.....	60
5.2.4	Materiales de experimentación:.....	61
5.2.5	Máquinas herramientas para el ensayo:.....	61
5.3	Procedimiento.....	61
5.3.1	Primer objetivo: Realizar un análisis del estado del arte de las trilladoras de café para laboratorio, a fin de identificar las principales características y sistemas electromecánicos utilizados en estas máquinas.	64
5.3.2	Segundo objetivo: Definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio.....	66
5.3.3	Tercer objetivo: Diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio.	82
6.	Resultados	147
6.1.1	Resultados del Primer Objetivo: Análisis del Estado del Arte de las Trilladoras de Café para Laboratorio.	147
6.1.2	Resultados del segundo objetivo: Definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio.	150
6.1.3	Resultados del tercer objetivo: Diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio.	151
7.	Discusión	180
8.	Conclusiones	182
9.	Recomendaciones	183
10.	Bibliografía	184
11.	Anexos	187

Índice de Tablas

Tabla 1. Propiedades físicas del café.....	6
Tabla 2. Propiedades físicas del café.....	8
Tabla 3. Densidad aparente del café en todos sus estados.....	8
Tabla 4. Procedimiento durante la construcción.....	29
Tabla 5. Paso de tornillos transportadores.....	32
Tabla 6. Conjunto de modelos de trilladora de café para muestras de laboratorio.....	65
Tabla 7. Modelo Matriz toma de decisión, para selección del mecanismo de trillado.....	66
Tabla 8. Escala de puntuación en la matriz de decisiones.....	66
Tabla 9. Ensayo de deformación para resortes de la misma característica.....	72
Tabla 10. Ensayos de revoluciones necesarias para el trillado de 250g.....	74
Tabla 11. Comportamiento del cisco en función de la velocidad de aire en el sistema de transporte.....	81
Tabla 12. Tubería cedulada para acero inoxidable AISI 304.....	91
Tabla 13. Características del resorte de compresión.....	97
Tabla 14. Características de resortes.....	97
Tabla 15. Dimensiones del cojinete para su selección.....	118
Tabla 16. Especificaciones técnicas del cojinete.....	118
Tabla 17. Geometría principal en la selección de rodamiento.....	123
Tabla 18. Características técnicas del motor seleccionado.....	127
Tabla 19. Reductor comercial seleccionado para trilladora de café.....	128
Tabla 20. Comportamiento del cisco en función de la velocidad de aire en el sistema de transporte.....	136
Tabla 21. Detalles técnicos de la placa perforada utilizada en el sistema de extracción de cisco.....	139
Tabla 22. Características del soplante extractor CY063.....	146
Tabla 23. Sistemas mecánicos identificados en las trilladoras de café.....	150
Tabla 24. Parámetros operacionales de la trilladora de café para pruebas de laboratorio.....	151
Tabla 25. Parámetros de diseño del tornillo helicoidal para trilladora de café pergamino.....	155
Tabla 26. Parámetros y resultados del eje de transmisión.....	156
Tabla 27. Parámetros y resultados del eje estriado.....	157
Tabla 28. Dimensiones del cilindro de transporte.....	159
Tabla 29. Parámetros de diseño de la tolva de entrada.....	160
Tabla 30. Parámetros de diseño de disco de fricción fijo.....	161
Tabla 31. Parámetros de diseño de disco de fricción móvil.....	162
Tabla 32. Parámetros de diseño del rodamiento axial para trilladora de café.....	163
Tabla 33. Parámetros y características del resorte de compresión.....	165
Tabla 34. Parámetros y resultados del cojinete de fricción.....	166
Tabla 35. Parámetros y resultados del sistema de transmisión de potencia.....	167
Tabla 36. Parámetros y resultados del sistema de extracción de cascarilla.....	169
Tabla 37. Elementos de Accionamiento Eléctrico para Supervisión y Control del Sistema.....	174
Tabla 38. Tabla de Análisis de Costos directos.....	177
Tabla 39. Costo de mano de obra.....	178

Tabla 40. Costos Indirectos	179
Tabla 41. Costos Adicionales	179
Tabla 42. Costo Total	179
Tabla 43. Características de materiales.....	190
Tabla 44. Conjunto de mecanismos para el proceso de trillado.....	190
Tabla 45. Ensayos de trillado en función de la deformación del resorte.....	191
Tabla 46. Características mecánicas de materiales.	191
Tabla 47. Materiales con características mecánicas.....	192
Tabla 48. Factores de corrección de superficies	192
Tabla 49. Factor de corrección.	193
Tabla 50. Factor f_c por el catálogo SKF.....	193
Tabla 51. Tabla de factores F_d para el diámetro del eje.	193
Tabla 52. Factor f_m para el tipo de material	194
Tabla 53. Vida requerida para maquinaria industrial.....	194
Tabla 54. Selección de tipo de rodamiento por condición de trabajo.	195
Tabla 55. Eficiencias de cajas reductoras para diferentes relaciones de transmisión.	195
Tabla 56. Factor de aplicación según el régimen impulso y tipo de carga.....	195
Tabla 57. Factor de vida útil.	196
Tabla 58. Selección de eje estriado.....	196
Tabla 59. Chaflán de nervadura.	197
Tabla 60. Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas	198

Índice de Figuras

Figura 1. Descripción de los distintos tipos de granos de café y su proceso de producción.....	6
Figura 2. Inspección visual del café pergamino seco.	7
Figura 3. Medición de humedad de grano de café pergamino.	9
Figura 4. Procedimiento para la extracción de muestras del café en grano contenido en sacos	9
Figura 5. Trilladora de Pergamino.....	10
Figura 6. Trilladora C-200 de la marca PenagosClausen ®	10
Figura 7. Trilladora de muestras ING-C-250.....	11
Figura 8. Trilladora de muestras para café M-250.....	11
Figura 9. Trilladora de café modelo C-200 de la marca QUANTIK	11
Figura 10. Trilladora para café pergamino seco de (200-300 gr/min)	12
Figura 11. Trilladora 250.....	12
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de la muestra de café pergamino sobre la cámara de trillado.....	23
Figura 13. Fuerza de empuje al bloque sobre una superficie, esta última ejercer una fuerza de contacto sobre el bloque.....	24
Figura 14. Diagrama de un resorte en compresión.	25
Figura 15. Cuerpo rígido girando sobre un punto 0.....	26
Figura 16. Acción de la fuerza sobre las partículas en reposo.	27
Figura 17. Porcentaje de carga a 45°	31
Figura 18. Cotas características del tornillo transportador	32
Figura 19. Corte de longitudinal del tornillo helicoidal.....	33
Figura 20. Esquema del cilindro de transporte con énfasis en su longitud	36
Figura 21. Molinos de Fricción: a) Un Disco, b) Dos Discos c) Molino de Piedras	36
Figura 22. Disco fijo de molino Mahlkonig	37
Figura 23. Disco móvil de fricción del molino manual.	37
Figura 24. Resorte característico	40
Figura 25. Comprobación de pandeo de resortes.....	41
Figura 26. A la izquierda se muestra un patrón de flujo de embudo típico y a la derecha se muestra un patrón de flujo de masa	42
Figura 27. Gráfica para obtener el tipo de flujo interno	44
Figura 28. Cambio de sección en el eje para trilladora de café	45
Figura 29. Curvatura en el cambio de sección en el eje.....	47
Figura 30. Eje de máquina de trillado para café pergamino.	47
Figura 31. Cojinetes de fricción fabricados en bronce	48
Figura 32. Rodamiento axial.	50
Figura 33. Motor a inducción de 90W 1~ o 3~.....	51
Figura 34. Mecanismos de transmisión de potencia.	52
Figura 35. Acoplamiento estriado de acero del eje del motor.	53
Figura 36. Ventilador centrífugo pequeño de múltiples alas	55
Figura 37. Ventilador centrifugo con palas hacia atrás.....	55

Figura 38. Ventiladores tangenciales.....	55
Figura 39. Estructura de molino de café eléctrico.	59
Figura 40. Trilladora de café pergamino	59
Figura 41. Molino manual para ensayos de trillado.....	68
Figura 42. Ensayos de café pergamino.	69
Figura 43. Ajuste de resorte.....	69
Figura 44. Curva de trillado vs deformación de resorte.....	70
Figura 45. Curva de Deformación de resorte vs porcentaje de granos de café	71
Figura 46. Ensayo de resortes de compresión.....	72
Figura 47. Curva de fuerza vs deformación del resorte	72
Figura 48. Experimento de fuerzas aplicadas	74
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para ensayos de trillado en café pergamino	76
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre con sus componentes	77
Figura 51. Esquema experimental para la determinación de la velocidad de transporte de cisco de café en ducto circular.	79
Figura 52. Ducto experimental con base perforada y cisco de café para evaluación de velocidad de transporte.	80
Figura 53. Medición de la velocidad de aire crítica para la expulsión del cisco en el ducto circular.	80
Figura 54. Dimensiones principales del ducto para el cálculo del caudal de transporte de cisco.	81
Figura 55. Sección transversal del ducto con perfil rectangular de 70 mm x 35 mm.	82
Figura 56. Boceto de componentes principales para la trilladora de café.....	85
Figura 57. Geometría del grano de café.....	85
Figura 58. Porcentaje de carga para tornillos transportadores.	86
Figura 59. Geometría característica del tornillo helicoidal.....	87
Figura 60. Perfil del tornillo helicoidal.....	88
Figura 61. Geometría del tornillo helicoidal para trilladora de 250g.....	90
Figura 62. Modelo de tornillo helicoidal en 3D.....	91
Figura 63. Cotas de longitud para el cilindro de transporte	93
Figura 64. Dimensiones del cilindro de transporte.	93
Figura 65. Biselado para descarga de café.....	94
Figura 66. Dimensiones de disco fijo de fricción.	95
Figura 67. Modelado del disco fijo.....	95
Figura 68. Disco móvil de fricción.	96
Figura 69. Esquema de fuerza del resorte de compresión.	96
Figura 70. Resorte característico, con extremos cuadrados esmerilados.	100
Figura 71. Comprobación de pandeo de resortes.....	102
Figura 72. Dimensiones del resorte para trilladora de café de 250g.....	103
Figura 73. Modelo de resorte en 3D	103
Figura 74. Partes características de la tolva de alimentación.....	103
Figura 75. Esquema del ángulo de inclinación de pared	104

Figura 76. Flujos en la tolva	105
Figura 77. Regímenes de flujo en tolvas según ángulo de inclinación y fricción de pared.	106
Figura 78. Esquema de entrada de la tolva	106
Figura 79. Tolva de entrada.....	109
Figura 80. Modelado 3D.....	109
Figura 81. Cargas que actúan sobre el eje de transmisión.	110
Figura 82. Variación de torque para trillado de café pergamino	110
Figura 83. Cambio de sección en el eje para trilladora de café.	111
Figura 84. Radio de curvatura en la zona de transición de sección del eje.....	113
Figura 85. Factores de sensibilidad a la muesca para aceros.	114
Figura 86. Factor de concentración de esfuerzos geométricos.	114
Figura 87. Eje de máquina de trillado para café pergamino	116
Figura 88. Sistema de tornillo con cojinetes de fricción para transporte y ajuste del disco de fricción móvil. .	116
Figura 89. Consideración física en el conjunto del eje.	119
Figura 90. Márgenes de funcionamiento del cojinete en función de la presión específica y la velocidad de deslizamiento.	120
Figura 91. Distribución de carga según la disposición del eje.....	121
Figura 92. Dimensiones del cojinete.	122
Figura 93. Bocín para máquina trilladora de café de 250g.	122
Figura 94. Disposición del rodamiento axial.....	123
Figura 95. Modelo 3D del rodamiento axial.....	125
Figura 96. Diagrama cinemático de trilladora de café.....	126
Figura 97. Motor comercial seleccionado para el trillado de 250g de café pergamino.	127
Figura 98. Motorreductor para trilladora de café de 250g de café pergamino.....	128
Figura 99. Acoples de cubo estriado.....	129
Figura 100. Disposición de ejes para su acoplamiento.	129
Figura 101. Dimensiones del eje estriado.....	130
Figura 102. Perfil de eje estriado para el acoplamiento.....	131
Figura 103. Dimensiones del acoplamiento entre ejes.....	133
Figura 104. Acople entre el eje y el eje del tornillo transportador.....	133
Figura 105. Sistema de extracción de cisco.....	134
Figura 106. Esquema experimental para la determinación de la velocidad de transporte de cisco de café en ducto circular	134
Figura 107. Ducto experimental con base perforada y cisco de café para evaluación de velocidad de transporte	135
Figura 108. Medición de la velocidad de aire crítica para la expulsión del cisco en el ducto circular	136
Figura 109. Dimensiones principales del ducto para el cálculo del caudal de transporte de cisco.	137
Figura 110. Sección transversal del ducto con perfil rectangular de 70 mm x 35 mm.	137
Figura 111. Diseño del filtro separador de placa plana con agujeros circulares para el sistema de extracción de cisco	138

Figura 112. Detalles de la placa perforada seleccionada del fabricante Repermetal.	139
Figura 113. Pérdida de presión en un filtro separador en función de la velocidad de impacto y el porcentaje de área abierta de la placa perforada	143
Figura 114. Perfil de velocidad en la expansión y contracción gradual de una tubería.	144
Figura 115. Curva de operación del soplante CY063 de Sayu Electric	145
Figura 116. Dimensiones del soplante extractor CY063.	146
Figura 117. Soplante extractor CY063 seleccionado.....	146
Figura 118. Trilladora Artesanal para café.	148
Figura 119. Modelo de trilladora de café para pruebas de laboratorio.	152
Figura 120. Esquema completo de la trilladora con sus componentes principales	152
Figura 121. Conjunto de elementos mecánicos de la trilladora: Fijación, transmisión y componentes clave. .	154
Figura 122. Dimensión del tornillo de transporte para la trilladora de café	156
Figura 123. Eje de máquina de trillado para café pergamino	156
Figura 124. Dimensiones del acoplamiento entre ejes.....	158
Figura 125. Dimensiones del cilindro de transporte.	159
Figura 126. Dimensiones de tolva de entrada para trilladora de café.	161
Figura 127. Modelado del disco fijo para máquina de trillado.	162
Figura 128. Disco móvil de fricción para máquina de trillado	163
Figura 129. Geometría del resorte para trilladora de café.	166
Figura 130. Componentes del sistema de manejo y extracción de cisco en la trilladora.	168
Figura 131. Esquema de los componentes estructurales y de fijación en la trilladora.....	171
Figura 132. Diagrama Eléctrico para el sistema de accionamiento motriz.	173
Figura 133: Diagrama de despiece de la máquina	187
Figura 134: Dimensiones de la máquina diseñada.....	187
Figura 135: Esquema de máquina trilladora de café pergamino.....	188
Figura 136: Estructura y Tolva de máquina trilladora de café.....	188
Figura 137: Tambor de trilla recubierto de caucho y carcasa del ventilador.	188
Figura 138: Ventilador del soplante y Criba.....	189
Figura 139: Diseño de máquina trilladora de Café	189
Figura 140; Máquina trilladora de café resultado de la investigación y diseño mecánico.....	189

Índice de Anexos

Anexo 1: Esquemas de trilladora de café pergamino diseñada por (Adeleke et al., 2017).....	187
Anexo 2: Esquema de trilladora de café pergamino diseñada por (Kibi & Hailu, 2017).	188
Anexo 3: Esquemas de trilladora de café pergamino diseñada por (Ogunlade et al., 2014).....	188
Anexo 4. Características de materiales que describen a los granos de café.....	190
Anexo 5. Cuadro comparativo de mecanismos de trillado	190
Anexo 6. Ensayos de trillado en relación con la deformación del resorte	191
Anexo 7. Información de la característica mecánica de los materiales	191
Anexo 8. Materiales y sus características mecánicas	192
Anexo 9. Factores de corrección de superficies	192
Anexo 10. Factor de corrección.....	193
Anexo 11. Tablas del catálogo SKF para cojinetes.	193
Anexo 12. Clasificación del servicio según la aplicación en maquinaria industrial y condiciones de operación.	194
Anexo 13. Motorreductores Oriental Motor.....	195
Anexo 14. Factores de carga en función del tipo de carga	195
Anexo 15. Factores de vida útil en función de la dirección de la carga.....	196
Anexo 16. Ejes estriados comerciales	196
Anexo 17. Chaflanes de nervadura.....	197
Anexo 18. Valores de rugosidad para tuberías comerciales	198
Anexo 19. Planos mecánicos de los componentes del conjunto general y subconjuntos de la trilladora de café de 250g	199
Anexo 20. Planos mecánicos de los elementos de la trilladora de café de 250g	205
Anexo 21. Certificado de traducción del resumen.....	227

Simbología

\vec{F} = Fuerza neta.

m = Masa del cuerpo

\vec{a} = Aceleración que se ejerce sobre la partícula.

f_k = Magnitud de la fuerza de fricción cinética

μ_k = Coeficiente de fricción cinética

n = Fuerza normal

k = Constante del resorte

Δx = Desplazamiento experimentado

v = Rapidez lineal

ω = Rapidez angular

r = Distancia constante o también conocido como radio

α = Aceleración angular

x = Desplazamiento

V_F = Velocidad final

V_0 = Velocidad inicial

t = Tiempo

P = Potencia

T = Par de torsión

ω = Velocidad angular

D_{tornillo} = Diámetro del tornillo helicoidal

p_{tornillo} = Paso del tornillo helicoidal

L_{tornillo} = Longitud del tornillo helicoidal

V = Capacidad volumétrica de la trilladora

m = Capacidad de trillado

$\rho_{\text{café}}$ = Densidad aparente del café pergamino

V_{rev} = Volumen de café desplazado en cada revolución

ω_t = Velocidad angular del tornillo

V_e = Volumen de espira

R_p = Radio del perfil del tornillo

l_e = Longitud de la espira

α_{paso} = Ángulo de paso del tornillo helicoidal

$D_{i,\text{cilindro}}$ = Diámetro interno del cilindro de transporte

$e_{cilindro}$ = Espesor de la pared del cilindro
 h_{radial} = Holgura radial entre el tornillo helicoidal y el cilindro de transporte
 $L_{cilindro}$ = Longitud del cilindro transportador
 e_{df} = Espesor del disco fijo de fricción
 d_{espira} = Diámetro de la espira del resorte de compresión
 $C_{resorte}$ = Índice del resorte
 $D_{m,espiral}$ = Diámetro medio de la espiral del resorte
 τ_{espira} = Esfuerzo cortante en la espira con mayor fuerza
 $K_{s,r}$ = Factor de cortante directo del resorte
 $S_{ys,e}$ = Resistencia a la fluencia por torsión en la espira
 A_r = Coeficiente A del resorte
 b_r = Coeficiente b del resorte
 $k_{r,r}$ = Constante requerida en el resorte
 $N_{e,a}$ = Número de espiras activas del resorte
 G = Módulo de corte del acero del resorte
 $k_{r,d}$ = Constante del resorte diseñado
 $N_{e,t}$ = Número total de espiras del resorte
 $L_{c,r}$ = Altura de cierre del resorte
 h_{golpeo} = Holgura de golpeo del resorte
 $L_{l,r}$ = Longitud libre del resorte
 $D_{e,espiral}$ = Diámetro externo de la espiral
 $D_{i,espiral}$ = Diámetro interno de la espiral
 $\theta_{i,pared}$ = Ángulo de inclinación de la pared de la tolva
 $\theta_{fricción}$ = Ángulo de fricción de los granos de café contra la pared de la tolva
 $\mu_{café}$ = Coeficiente de fricción entre el café y el material de la tolva
 $\theta_{i,v}$ = Ángulo de inclinación con respecto a la vertical
 V_{tolva} = Volumen de la tolva de alimentación
 l_s = Lado de la sección superior
 $\theta_{i,v}$ = Ángulo de inclinación con respecto a la vertical
 $V_{d,tolva}$ = Volumen de diseño de la tolva de alimentación
 $d_{m,eje}$ = Diámetro mínimo en el eje

N_f = Factor de seguridad
 k_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos por torsión
 k_{fsm} = Factor de concentración de esfuerzos medio por torsión
 $T_{a,t}$ = Torque alternante sobre el eje
 $T_{m,t}$ = Torque medio sobre el eje
 S_f = Resistencia corregida a la fatiga
 S_{ut} = Resistencia última a la tensión del material
 S_y = Resistencia a la fluencia por tensión
 S_{ut} = Resistencia ultima a la tensión
 S'_e = Resistencia a la fatiga sin corregir
 C_{carga} = Factor de corrección por carga
 C_{tam} = Factor de corrección por tamaño
 C_{sup} = Factor de corrección por superficie
 C_{temp} = Factor de corrección por temperatura
 C_{conf} = Factor de corrección por confiabilidad
 A_s = Coeficiente A del factor de superficie
 b_s = Coeficiente b del factor de superficie
 q_m = Sensibilidad a la muesca
 k_{ts} = Factor de concentración de esfuerzos geométrico para esfuerzos cortantes
 $d_{i,cojinete}$ = Diámetro interno del cojinete
 $e_{cojinete}$ = Espesor de la pared del cojinete de fricción
 $L_{cojinete}$ = Longitud del cojinete
 $p_{cojinete}$ = Presión específica del cojinete de fricción
 W_c = Carga sobre el cojinete
 A_c = Área de aplicación de la carga sobre el cojinete
 $v_{cojinete}$ = Velocidad de deslizamiento
 ω_t = Velocidad angular del tornillo
 L_h = Vida útil del cojinete
 f_p = Factor de corrección de carga
 f_c = Características de aplicación y factor de corrección de temperatura
 f_d = Factor de corrección del tamaño
 f_m = Factor de corrección del material del eje

K_a = Constante relativa al tipo de aplicación
 C_a = Capacidad básica de carga dinámica axial
 L_{10} = Vida nominal básica del rodamiento
 C_{oa} = Capacidad básica de carga estática axial
 S_o = Factor de seguridad
 $P_{m,e}$ = Potencia del motor eléctrico
 $P_{trillado}$ = Potencia de trillado
 η_{caja} = Eficiencia de la caja reductora de velocidad
 i_{caja} = Relación de velocidad de la caja reductora
 ω_{motor} = Velocidad angular nominal del motor eléctrico
 ω_t = Velocidad angular del tornillo helicoidal
 T_{sal} = Torque a la salida de la caja reductora
 T_{ent} = Torque a la entrada de la caja reductora
 $d_{m,ee}$ = Diámetro mínimo del eje estriado
 $T_{trillado}$ = Torque de trillado sobre el eje
 k_a = Factor de aplicación
 η_e = Factor de seguridad para el eje estriado
 S_y = Límite a la fluencia del material del eje
 k_f = Factor de vida útil del eje
 L_{min} = Longitud mínima del eje estriado
 d_s = Diámetro medio del eje
 P_{min} = Presión mínima admitida sobre la superficie del eje
 h_{st} = Altura de conexión
 N_n = Número de estrías o nervaduras
 k_m = Factor de distribución de carga
 g_{cha} = Chaflán en el borde de la nervadura
 d_3 = Longitud activa de la nervadura
 A_{sd} = Área de la sección transversal del ducto
 a_{ducto} = Ancho del ducto
 h_{ducto} = Alto del ducto
 Q_{tc} = Flujo o caudal de aire para el transporte de cisco
 H_{total} = Carga estática total requerida
 h_M = Pérdidas de cargas mayores

h_m = Pérdidas de carga menores

Δz = Elevación total entre el punto de aspiración y descarga

f = Factor de fricción de Darcy

L_d = Longitud del ducto

D_{hd} = Diámetro hidráulico del ducto

$v_{prom,d}$ = Velocidad promedio en el ducto

g = Aceleración de la gravedad

Re = Número de Reynolds

μ_{aire} = Viscosidad dinámica del aire

D_{hd} = Diámetro hidráulico del ducto

p_d = Perímetro del ducto

ε = Rugosidad del ducto

h_{filtro} = Pérdidas debido al filtro separador

$h_{acoplamiento}$ = Pérdidas debido al acoplamiento

K_l = Coeficiente de pérdida de carga

$H_{total,s}$ = Carga total estática de selección

P_{atm} = Presión atmosférica

1. Título

Diseño de una trilladora de café para pruebas de laboratorio

2. Resumen

En la industria cafetera, las trilladoras cumplen un rol fundamental al separar los granos de café pergamino de su envoltura, proceso que influye directamente en la calidad del producto final. El presente trabajo de integración curricular se centra en el diseño de una trilladora de café para pruebas de laboratorio con capacidad de 250 g, con el objetivo de optimizar el proceso de trillado y su eficiencia. Este estudio desarrolla un sistema ajustable y preciso para entornos controlados, permitiendo evaluar parámetros operativos clave como la fuerza de trillado, velocidad de rotación, torque y extracción del pergamino. La metodología abarca el análisis del estado del arte, la determinación de parámetros operativos y el diseño de la trilladora. El sistema propuesto integra un mecanismo de alimentación, transporte y trillado, así como un extractor de presión negativa para la separación eficiente del pergamino. Se diseñaron componentes clave, como un eje estriado con tornillo helicoidal, discos de trillado ajustables mediante resortes de compresión y un motorreductor de 60 W. Los resultados experimentales establecen valores óptimos para el trillado, validando la viabilidad técnica del diseño. Aunque el prototipo aún no ha sido construido, los análisis y planos mecánicos respaldan su funcionalidad y potencial aplicación en la investigación cafetalera. Este estudio busca contribuir a la optimización del trillado en laboratorio y al desarrollo de tecnologías más eficientes para la industria.

Palabras Clave: Trilladora de café, pruebas de laboratorio, procesamiento de café, parámetros operativos, diseño mecánico, separación del pergamino.

2.1 Abstract

In the coffee industry, hullers play a fundamental role in separating parchment coffee beans from their husks, a process that directly influences the final product's quality. This curricular integration project focuses on designing a coffee huller for laboratory testing with a 250 g capacity, aiming to optimize the hulling process and its efficiency. This study develops an adjustable and precise system for controlled environments, allowing the evaluation of key operational parameters such as hulling force, rotation speed, torque, and parchment extraction. The methodology includes a state-of-the-art analysis, determination of operational parameters, and huller design. The proposed system integrates a feeding, transportation, and hulling mechanism, as well as a negative pressure extractor for efficient parchment separation. Key components were designed, including a splined shaft with a helical screw, hulling discs adjustable by compression springs, and a 60 W gear motor. The experimental results establish optimal values for hulling, validating the technical feasibility of the design. Although the prototype has not yet been built, the analyses and mechanical drawings support its functionality and potential application in coffee research. This study aims to contribute to optimizing laboratory hulling and developing more efficient technologies for the industry.

Keywords: Coffee thresher, laboratory testing, coffee processing, operational parameters, mechanical design, parchment separation.

3. Introducción

En el contexto del café, las trilladoras desempeñan un papel crucial al separar los granos de café pergamino, envueltos en su liviano endocarpio, como se establece en la norma INEN (2006). Desde los años 20 del siglo XX, se han utilizado trilladoras mecánicas en la industria del café, las cuales empleaban rodillos con dientes que ejercían presión sobre el café, permitiendo la separación de la pulpa y la piel del grano, según reporta Profesionalagro.com (2020). Con el transcurso del tiempo, se han desarrollado trilladoras más sofisticadas y eficientes, dando lugar a un proceso de producción de café más rápido y rentable.

Coffeelabequipment (2013) señala que la trilladora de café en pergamino es una herramienta de gran importancia en la evaluación de muestras de materia prima en los laboratorios de café. Este equipo de laboratorio tiene la capacidad de transformar una muestra de 250 g de café en pergamino o cereza seca en granos de café verdes en tan solo unos minutos. Su diseño se enfoca en la determinación de la calidad y el rendimiento del café adquirido antes de someterlo al procesamiento industrial. La cámara de trillado está fabricada con materiales anticorrosivos, y se dispone de un temporizador ajustable que permite supervisar el proceso de manera sencilla.

El presente estudio tiene como objetivo explorar y comprender los diversos aspectos relacionados con la trilladora de café, centrándose en su funcionamiento, tecnologías empleadas, parámetros operativos, condiciones de procesamiento y su impacto en la calidad del café. A través de esta investigación, se pretende profundizar en el conocimiento de esta importante herramienta de la industria cafetera con el propósito de mejorar los procesos de trillado y contribuir a la optimización de la calidad del café.

El diseño de una trilladora de café para pruebas de laboratorio reviste una importancia vital debido a su capacidad para satisfacer una necesidad existente, fomentar la investigación, optimizar la calidad del café y promover la fabricación local. Este tema busca abordar el vacío

de conocimiento y las limitaciones actuales en el campo, contribuyendo al desarrollo y avance de la industria cafetalera en su conjunto.

Dentro de la Universidad Nacional de Loja este tema de trabajo de integración curricular se relaciona con el Trabajo de Titulación titulado *Diseño y construcción de un prototipo de máquina clasificadora de café seco y trillado*, desarrollado por Gabriel Renato Rosales Aranda en el año 2022. El objetivo es diseñar y construir una clasificadora de café seco y trillado que incorpore un sistema de clasificación desarrollado previamente. El proyecto se relaciona con trabajos previos dentro de la universidad, y busca profundizar en el conocimiento de la trilladora de café y su impacto en la calidad del producto.

3.1 Objetivo principal

Diseñar una trilladora de café para laboratorio con capacidad de 250g.

3.2 Objetivos específicos

- Realizar un análisis del estado del arte de las trilladoras de café para laboratorio, a fin de identificar las principales características y sistemas electromecánicos utilizados en estas máquinas.
- Definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio.
- Diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio.

4. Marco teórico

4.1 Capítulo I: Particularidades de las trilladoras de café utilizadas para muestras de café en laboratorio.

4.1.1 Propiedades físicas del café para el trillado.

“Café pergamino seco: Es el grano de café cubierto por su endocarpio (ver **Figura 1**), denominado pergamino y la película plateada, con un porcentaje de humedad óptimo de 11 a 12.5 %” (INEN, 2006, p.2). De acuerdo al INEN: “Café verde en grano o café oro. Es el grano de café sin las envolturas, obtenido a través de un proceso agroindustrial (Trillado)” (2006, p.2).



Figura 1. Descripción de los distintos tipos de granos de café y su proceso de producción

Fuente: Se Habla de Café en Facebook

Las propiedades físicas del café pergamino incluyen:

Tamaño y peso del grano: El café pergamino generalmente tiene un tamaño y forma similar al del grano de café verde, ya que la capa de pergamino lo envuelve y mantiene su forma característica. Según la **Tabla 1**, el peso de un grano de café pergamino ronda entre (0,21 – 0,22) gr, mientras que en tamaño tiene un diámetro ecuatorial entre (8,43- 8,55) mm y diámetro polar entre (12,01 – 11,87) mm.

Tabla 1.

Propiedades físicas del café

	Uribe (1977)	Presente estudio (2006)	
		Café Seleccionado	Café sin seleccionar
Peso (g)			
Un fruto	2,00	1,99	1,85
Un grano de café en baba	s.d.	0,57	0,55
Un grano de café lavado	s.d.	0,40	0,39
Un grano de café escurrido	s.d.	0,39	0,38

	Uribe (1977)	Presente estudio (2006)	
		Café Seleccionado	Café sin seleccionar
Un grano de café pergamino	0,22	0,21	0,21
Un grano de café almendra	0,18	0,18	0,18
Diámetros (mm)			
Diámetro ecuatorial			
Un fruto	s.d.	14,37	13,99
Un grano de café en baba	s.d.	9,24	9,02
Un grano de café lavado	s.d.	8,70	8,63
Un grano de café escurrido	s.d.	8,80	8,64
Un grano de café pergamino	s.d.	8,55	8,43
Un grano de café almendra	s.d.	7,11	7,04
Diámetro polar			
Un fruto	s.d.	15,96	15,77
Un grano de café en baba	s.d.	12,72	15,35
Un grano de café lavado	s.d.	12,31	12,22
Un grano de café escurrido	s.d.	12,38	12,03
Un grano de café pergamino	s.d.	12,01	11,87
Un grano de café almendra	s.d.	9,69	9,48

Nota: Se obtuvo de la investigación experimental para caracterizar propiedades físicas de la masa de café.
Fuente: (Cenicafé (Centro Nacional de Investigaciones de Café), 2008)

Textura: El café pergamino tiene una textura seca y rígida debido a la capa de pergamino que lo cubre (ver **Figura 2**). Esta capa proporciona cierta protección al grano durante el procesamiento y el transporte. La calidad física del café pergamino seco son: Contenido de humedad y cantidad de almendra sana.

Color: El café pergamino tiene un color amarillento o marrón claro (ver **Figura 2**). El tono del pergamino puede variar dependiendo de la variedad de café y el proceso de secado al que se someta.



Figura 2. Inspección visual del café pergamino seco.

Fuente: (Cenicafé, 2021)

Densidad aparente: El café pergamino presenta una densidad inferior en comparación con el café verde debido a la presencia de una capa de pergamino que ocupa cierto espacio en el grano.

Según un estudio realizado por Cenicafé en 2008, la densidad del café pergamino sin seleccionar se encontró en 385.75 kg/m³, mientras que la densidad del café verde fue registrada en 391.44 kg/m³ (ver **Tabla 2 - 3**).

Dentro de la investigación del artículo denominado propiedades físicas y factores de conversión del café seleccionada fue el mismo utilizado para la muestra sin seleccionar; la diferencia entre las dos muestras seleccionadas no se realizó la caracterización de la masa cosechada en la etapa de recepción de la muestra.

Tabla 2.

Propiedades físicas del café.

	Uribe (1977)	Presente estudio (2006)	
		Café Seleccionado	Café sin seleccionar
Densidad aparente (kg/m³)			
Fruto	600	621,57	616,50
Pulpa fresca	270	299,74	298,20
Grano de café en baba	800	701,87	693,66
Grano de café lavado	650	701,87	678,31
Grano de café escurrido	s.d.	s.d.	s.d.
Grano de café pergamino	380	391,44	385,75
Grano de café almendra	680	709,99	707,31

Nota: Se obtuvo de la investigación experimental para caracterizar propiedades físicas de la masa de café.

Fuente: (Cenicafé (Centro Nacional de Investigaciones de Café), 2008)

Tabla 3.

Densidad aparente del café en todos sus 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

Nota: Se obtuvo de la recopilación de información básica para la organización de una industria torrefactora.

Fuente: (Cenicafé (Centro Nacional de Investigaciones de Café), 2008)

Contenido de humedad: El café pergamino contiene un nivel de humedad más alto que el café verde. Por lo general, su contenido de humedad oscila entre el 8% y el 12%, dependiendo del proceso de secado al que haya sido sometido. (INEN, 2006)

Estas propiedades físicas del café pergamino pueden variar ligeramente dependiendo de factores como la variedad de café, las condiciones de cultivo y el proceso de secado utilizado. Para medir la humedad del grano se utiliza un medidor de humedad portátil para granos, como es la **Figura 3**, con un medidor de marca Wile®.



Figura 3. Medición de humedad de grano de café pergamino.
Fuente: Floresien Coffée en Instagram [Captura de pantalla].

4.1.2 Proceso de trillado de muestras de café para laboratorio.

La normativa INEN 284 tiene como objeto establecer los procedimientos para la extracción de muestras del café en grano contenido en sacos.

En la **Figura 4** se puede observar el proceso de trillado para muestras.

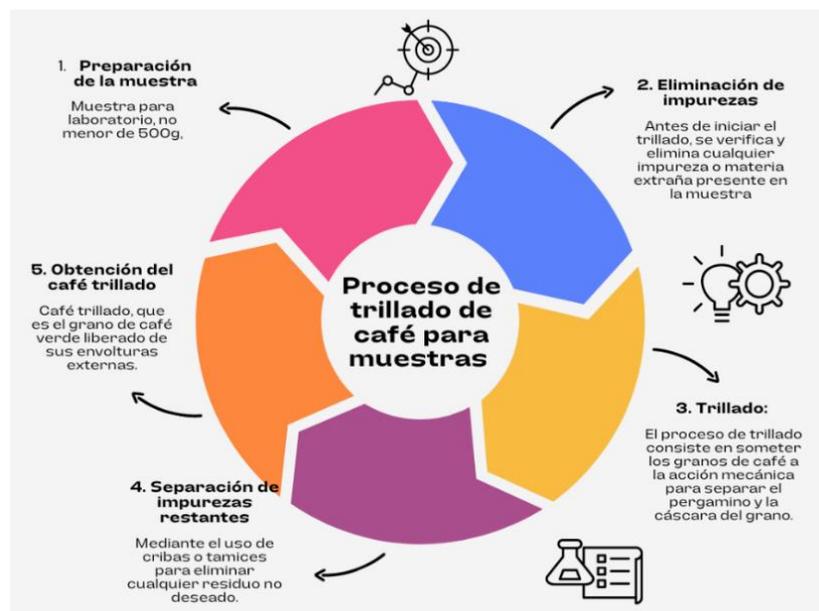


Figura 4. Procedimiento para la extracción de muestras del café en grano contenido en sacos

Fuente: (INEN, 2006)

Elaboración: Autor

4.1.3 Trilladoras utilizadas en los laboratorios de café.

Las trilladoras de café para muestras son equipos electromecánicos utilizados en la industria para separar los granos de la pulpa y la piel. Estos dispositivos están diseñados para procesar pequeñas cantidades, lo que los hace ideales para pruebas de calidad. El tamaño y la capacidad de producción de las trilladoras de laboratorio pueden variar según el modelo y el fabricante. Tienen un diseño representativo en la **Figura 5**.

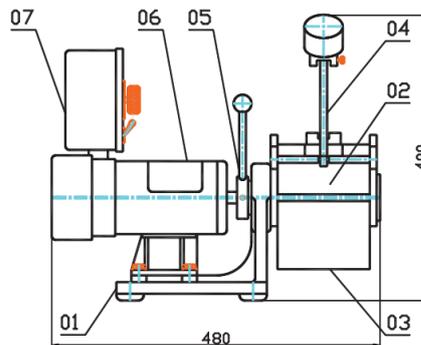


Figura 5. Trilladora de Pergamino

Fuente: Manual Operativo 672 PCHS200 (COFFEELABORATORY, 2018)

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| 01. Base | 05. Dispositivo de sujeción |
| 02. Cámara de descascarillado | 06. Motor |
| 03. Cubierta | 07. Caja de control eléctrico |
| 04. Contrapeso | |

A continuación, se presentan algunas referencias de catálogos de fabricantes con información sobre las características técnicas de trilladoras de café de laboratorio:

Según el catálogo de la marca (PENAGOSCLAUSEN, 2022), la trilladora de café para laboratorio modelo C-200 tiene como característica que se procesa en 1 minuto una muestra de **200 o 250** gramos de acuerdo a las necesidades particulares, además opera con un motor eléctrico de 1/3 HP a 110 o 220 volt. y un temporizador (ver **Figura 6**).



Figura 6. Trilladora C-200 de la marca Penagos Clausen ®

Fuente: (PENAGOSCLAUSEN, 2022)

Según el catálogo de productos de la empresa INGECSEC, la trilladora de muestras de laboratorio modelo ING-C-250 tiene una capacidad para 250 gramos de cps/min **150-200 gramos** de café, además opera con una unidad motriz de 1/3 Hp 110/220V (ver **Figura 7**).



Figura 7. Trilladora de muestras ING-C-250
Fuente: (INGESEC.ltda, 2023)

La trilladora de muestra café de laboratorio modelo M-250 de la marca (MAGRA, 2023), tiene una capacidad de trilla de **250 g** de café pergamino y es capaz de producir una muestra en un tiempo de 60 segundos. Por lo tanto, tiene una capacidad de producción de 4,2 g/s. Además, se puede evidenciar que tiene un motor de 1/3 Hp (voltaje 110-220) (ver **Figura 8**).



Figura 8. Trilladora de muestras para café M-250
Fuente: (MAGRA, 2023)

La trilladora de café modelo C-200 de la marca (Quantik, 2022) tiene una capacidad de procesamiento de 200 a 250 g de café y un tiempo mínimo de trilla de 60 segundos. Con un motor de 1/3 Hp a 1800rpm. Modelo de la trilladora Quantik (ver Figura 9).



Figura 9. Trilladora de café modelo C-200 de la marca QUANTIK
Fuente: (Quantik, 2022)

La trilladora para café pergamino seco de la marca (JOTAGALLO, 2022), cuenta con datos técnicos de producción para **200- 300 gramos por minuto**, incorpora un motor de ½ hp (110/220), el modelo físico de la máquina (ver **Figura 10**).



Figura 10. Trilladora para café pergamino seco de (200-300 gr/min)
Fuente: (Trilladoras para café pergamino seco, 2022)

La trilladora para laboratorio, modelo 250, de la compañía (JuanSantacoloma, 2021), cuenta con especificaciones técnicas de su máquina con una capacidad de 250 g/min, un voltaje de 120 V, modelo físico de la máquina (ver **Figura 11**).



Figura 11. Trilladora 250
Fuente: (JuanSantacoloma, 2021)

4.1.4 Experiencias y estudios sobre diferentes trilladoras de café

El proceso de trillado es una etapa fundamental en la cadena de producción del café, ya que permite la eliminación del pergamino que recubre el grano, asegurando su calidad y preparación para etapas posteriores como la clasificación y tostado. A lo largo del tiempo, diversas investigaciones y experiencias han evaluado el desempeño de distintos tipos de trilladoras, analizando factores como eficiencia, impacto en la calidad del grano, consumo energético y costos operativos.

En este apartado, se presentan estudios comparativos sobre máquinas trilladoras utilizadas en diferentes contextos, desde pequeñas unidades para laboratorios hasta equipos diseñados para producciones a mayor escala. Además, se destacan los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento, porcentaje de granos dañados, eliminación de impurezas y adaptabilidad

a distintos métodos de trillado. Esta recopilación de información permitirá comprender mejor las ventajas y limitaciones de cada sistema, contribuyendo a la optimización del proceso de trillado en función de las necesidades específicas de los productores y laboratorios de café.

4.1.4.1 Diseño de máquina trilladora de café pergamino en Nigeria

Según Adeleke et al., (2017), en su estudio titulado “Diseño de una máquina descascaradora a pequeña escala para mejorar el proceso húmedo del café”, se propone el desarrollo de una máquina de trillado optimizada en términos de eficiencia, rentabilidad y ergonomía. El diseño busca garantizar una estructura duradera, de fácil operación y mantenimiento, adecuada para pequeños productores e industrias, priorizando la reducción del daño al grano y el consumo energético, al tiempo que optimiza la eliminación del pergamino en el proceso húmedo del café.

4.1.4.1.1 Metodología de diseño y principios de operación

En el desarrollo técnico de la máquina trilladora, se optó por el uso de batidores de goma como mecanismo principal para generar la fuerza de impacto necesaria en la remoción de la cáscara del café pergamino verde (Ver **Anexo 1**). La filosofía de diseño se basa en la aplicación de fuerzas combinadas de impacto y cizallamiento, asegurando una separación eficiente de los granos sin comprometer su integridad.

Los batidores, estratégicamente dispuestos alrededor de un tubo hueco de acero dulce, giran a alta velocidad, proporcionando la energía cinética requerida para desprender la cáscara. Adicionalmente, estos batidores impulsan los materiales rotos contra la superficie cóncava, facilitando la separación efectiva de los granos de la cáscara residual.

Las consideraciones clave en el diseño incluyen la reducción del daño a los granos, la portabilidad del equipo, su accesibilidad económica, la ergonomía, la facilidad de operación y el consumo energético mínimo. Estos aspectos garantizan que la máquina sea eficiente, rentable y adecuada para su implementación en pequeñas industrias y laboratorios de café.

Consideraciones técnicas que permitieron el diseño de la máquina fueron:

- **Propiedades físicas del grano de café pergamino:** Según Adeleke et al., (2017), el diseño de la máquina se basa en teorías y principios estándar recomendados por investigaciones previas sobre equipos similares. Los datos utilizados en el estudio fueron obtenidos a partir de propiedades de ingeniería relevantes, analizadas durante el desarrollo del trabajo.

- **Tambor de descascarillado :** Según Adeleke et al., (2017), el diseño del tambor de la trilladora debe considerar parámetros clave como su diámetro, la cantidad de batidores, la longitud y la velocidad de rotación, ya que estos factores influyen directamente en la eficiencia del descascarillado y en la calidad del grano obtenido. Una velocidad demasiado baja puede resultar en un descascarillado ineficiente, dejando residuos de pergamino en los granos, mientras que una velocidad excesiva puede dañar significativamente los granos, afectando su calidad y haciéndolos no aptos para el consumo. Estudios previos han determinado que la velocidad periférica óptima del tambor en las trilladoras oscila entre **8,17 y 13,6 m/s**, garantizando un equilibrio entre eficiencia y preservación de la integridad del grano.
- **Cóncava:** Según Adeleke (2017), el espacio libre del tambor cóncavo, también conocido como criba, fue determinado utilizando la relación para el espacio libre mínimo, con un nivel de confianza del 95%. Esta metodología se basa en el estudio de Adewumi (2005), titulado "*Desarrollo y evaluación del rendimiento de equipos para trillar y limpiar cultivos leguminosos*", donde se establecen los parámetros óptimos para garantizar una separación eficiente durante el proceso de trillado.
- **Potencia necesaria para el descascarado:** Según Adeleke et al., (2017), la potencia necesaria para el proceso de descascarado está determinada por la fuerza centrípeta generada durante la rotación del tambor, la cual permite romper la cáscara y separarla del grano. Para su cálculo, se considera la ecuación de la fuerza centrípeta, incluyendo variables clave como la fuerza ejercida por cada batidor, la velocidad angular del tambor, la masa del batidor de caucho y el radio periférico del tambor de descascarillado, factores que influyen directamente en la eficiencia del proceso.
Además, hace uso de la fórmula de diseño para el cálculo del diámetro de un eje sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Es una expresión utilizada en ingeniería mecánica para determinar el diámetro requerido de un eje que debe resistir momentos de flexión y torsión, considerando factores de concentración de esfuerzo y la resistencia del material.
- **El ventilador soplante :** Se empleó un ventilador centrífugo debido a su capacidad para generar un flujo de aire de gran volumen y presión con un consumo energético relativamente bajo. La velocidad del aire de limpieza debe ser inferior a la velocidad terminal del cultivo a limpiar para evitar su dispersión. La velocidad terminal se determina considerando el diámetro medio geométrico, la aceleración gravitacional

y las densidades del grano de café y del aire. Según estudios previos, se asumió que el grano de café tiene una esfericidad de 0.75. Para calcular el flujo de aire real, se toma en cuenta la profundidad, el ancho del flujo de aire y la velocidad. Además, se emplean ecuaciones adicionales que consideran el flujo de aire teórico, el diámetro externo del impulsor, el ancho de la pala, la velocidad tangencial y la velocidad del ventilador. Finalmente, se ajusta el caudal real de aire en función del rendimiento del sistema de ventilación, asegurando una eficiencia óptima en la limpieza del café (Adeleke et al., 2017).

- **Criba reciprocante:** En el diseño de una criba de movimiento reciprocante, se deben considerar factores clave como la amplitud, la frecuencia de oscilación, la potencia requerida y la distancia entre perforaciones sucesivas. Estudios previos han reportado que una amplitud de 20 milímetros y una frecuencia de oscilación de 5 hercios permiten obtener altas tasas de alimentación con una pérdida aceptable de grano. No obstante, se ha sugerido que un mejor desempeño se lograría con una mayor amplitud y una frecuencia de oscilación más baja. Además, el coeficiente óptimo del área abierta de la criba se encuentra en un rango de 0.4 a 0.45, determinado a partir de la relación entre el diámetro de las perforaciones y la distancia entre ellas, lo que influye en la eficiencia del proceso de separación (Adeleke et al., 2017).
- **Correas y poleas:** El cálculo de la longitud nominal de la correa es fundamental para determinar los tamaños adecuados en la transmisión de potencia del tambor descascarador, el ventilador y la criba vibratoria. Las tensiones en la correa y el momento torsional son aspectos clave en la selección del eje y la transmisión eficiente de potencia a los componentes del sistema. La fuerza esperada en la correa se estima a partir de las cargas en el componente de accionamiento, lo que permite seleccionar el tipo adecuado de correa siguiendo tablas estándar. En este diseño, se recomienda el uso de correas en V del tipo A. Se aplican ecuaciones que permiten calcular la longitud de la correa, el diámetro de las poleas y la relación de transmisión en función de sus velocidades de rotación. Además, se considera la ecuación de Euler para calcular la relación entre las tensiones de los lados apretado y flojo de la correa, en la que influyen factores como el coeficiente de fricción entre la correa y la polea, así como el ángulo de contacto entre ambas. Finalmente, la potencia transmitida por la correa y el momento torsional generado se determinan a

partir de la diferencia de tensión entre los lados de la correa y la velocidad de la misma, considerando también el radio de la polea mayor (Adeleke et al., 2017).

4.1.4.1.2 Descripción de la máquina

Dentro del diseño la maquina trilladora de café las principales partes son el cilindro descascarador, la unidad de limpieza, el bastidor y el sistema de transmisión de potencia como se muestra en el **Anexo 1** siguiente **Figura 133** con sus dimensiones en la **Figura 134**.

Ahora, se describirá las partes que caracterizan a la máquina:

- **Cilindro descascarador:** Emplea fuerzas de impacto y fricción generadas por su rotación dentro de una concavidad perforada. Los batidores de goma, dispuestos en tres filas alrededor de un tubo metálico hueco de 90 mm, están sujetos a soportes metálicos soldados. Estos batidores, elaborados a partir de tiras de neumáticos reciclados, facilitan la separación del grano y la cascarilla. La concavidad, perforada según el tamaño promedio de los granos, se ensancha en la parte superior para reducir la rotura del producto. Su construcción en hierro galvanizado ofrece resistencia a la corrosión, alta resistencia a la tracción y bajo costo (Adeleke et al., 2017).
- **Unidad de limpieza:** Combina una criba vibratoria y un ventilador centrífugo. La criba, que se mueve mediante un mecanismo excéntrico, está apoyada en cuatro rodamientos de 20 mm para minimizar la fricción. El excéntrico está compuesto por un rodamiento de 50 mm en el que se inserta un eje sólido, el cual impulsa otro eje generando una oscilación de 25 mm. El ventilador consta de tres aspas distribuidas uniformemente y soldadas a un eje de acero (Adeleke et al., 2017).
- **Bastidor:** La estructura sostiene los demás componentes en sus posiciones correctas, incluyendo soportes reforzados verticales para mayor rigidez y el asiento del motor. Está fabricado con hierro angular de 50 mm × 50 mm y 3 mm de espesor. Su diseño es plegable para facilitar el transporte, y sus patas están extendidas para mejorar la estabilidad (Adeleke et al., 2017).
- **Sistema de transmisión de potencia:** Utiliza un motor de gasolina mono cilíndrico de 3.0 Hp, que impulsa los componentes a través de tres correas en V de tipo A. Se emplea transmisión por correa debido a su capacidad para soportar altas velocidades, distancias largas entre ejes y ligeros desalineamientos, además de su bajo costo y nulo requerimiento de mantenimiento. Este motor proporciona la potencia suficiente para operar la máquina, de acuerdo con el cálculo de diseño de 1.2 Hp (Adeleke et al., 2017).

- **Consideraciones ergonómicas:** El diseño ergonómico de la máquina busca optimizar la seguridad y comodidad del operador, considerando factores como postura y condiciones laborales. Se prioriza el uso de materiales con menor fricción, como el caucho, y se incorporan rodamientos para reducir ruido y vibraciones. La altura de la máquina fue determinada en función del promedio de estatura de un adulto en Nigeria, facilitando su uso. Además, el uso de transmisión por bandas y poleas minimiza el ruido en comparación con sistemas de cadena y piñón, asegurando durabilidad y un mantenimiento sencillo (Adeleke et al., 2017).
- **Costo estimado de producción de la trilladora:** En 2017, el costo total estimado para la fabricación de la trilladora de café fue de 140,300 ₦. Según datos históricos, la tasa de cambio promedio en 2017 fue de aproximadamente ₦314.27 por dólar estadounidense. (Wikipedia contributors, 2025) Esto equivale a un costo aproximado de \$446.55 USD.

A continuación, se detallan los principales componentes y sus costos:

- Motor de gasolina de 3.0 Hp: 30,000 ₦ (aproximadamente \$95.47 USD).
- Fabricación y ensamblaje de la máquina: 45,000 ₦ (aproximadamente \$143.20 USD).
- Costos logísticos y diversos: 10,000 ₦ (aproximadamente \$31.82 USD).

El uso de materiales reciclados y disponibles en el mercado local permitió reducir costos sin comprometer la calidad y durabilidad de la máquina.

4.1.4.1.3 *Experiencia en el Diseño y Funcionamiento de la máquina trilladora de café por (Adeleke et al., 2017).*

El desarrollo de una trilladora de café ha demostrado mejoras significativas en la eficiencia y calidad del procesamiento del grano. Un diseño previo incorporó materiales reciclados, como tiras de caucho de neumáticos usados, reduciendo costos y mejorando la durabilidad de sus componentes en comparación con el uso de metal, que tiende a desgastar más los granos (Adeleke et al., 2017). Además, la implementación de un sistema de transmisión por bandas en su motor de combustión interna ha resultado ser una solución efectiva debido a su bajo costo de mantenimiento y su tolerancia a velocidades elevadas.

La estructura de esta máquina ha sido diseñada con características técnicas que permiten un transporte y ensamblaje ágil y sencillo en diversas ubicaciones, como se ilustra en el **Anexo 1**, correspondiente a la **Figura 134**. También cuenta con un ventilador centrífugo y una criba

vibratoria que optimizan la limpieza del grano, eliminando impurezas y residuos de manera eficiente (Adeleke et al., 2017).

Desde una perspectiva ergonómica, su altura y diseño han sido ajustados para la comodidad del operador, minimizando vibraciones y ruido mediante el uso de rodamientos y materiales que absorben impactos. Este enfoque mejora la seguridad y eficiencia durante la operación, al tiempo que reduce riesgos de contaminación del café procesado.

En términos de impacto socioeconómico, la mecanización del trillado de café con esta máquina no solo mejora la productividad y la calidad del producto final, sino que también fomenta la participación de jóvenes en la producción, generando oportunidades de empleo y aumentando la rentabilidad de los agricultores. Además, el uso de subproductos generados durante el proceso, como residuos de pulpa de café, ha sido explorado en la producción de biocombustibles y fertilizantes, lo que contribuye a la sostenibilidad del sistema productivo (Adeleke et al., 2017).

Esta experiencia servirá como referencia para evaluar y comparar los resultados obtenidos con la trilladora en desarrollo, permitiendo identificar mejoras en eficiencia, costos y calidad del producto final.

4.1.4.2 Diseño y desarrollo de una máquina trilladora de café pergamino en Etiopía

El café (*Coffea arabica*) es un cultivo de gran importancia económica en Etiopía, donde la región de Oromia representa aproximadamente el 65% de la producción nacional (Eshetu Ararso et al., 2017). A pesar de su relevancia, los agricultores de pequeña escala enfrentan desafíos en el procesamiento postcosecha, especialmente en la eliminación de la cáscara del grano, lo que impacta negativamente en la calidad y valor del producto.

El estudio realizado por Gelgelo Kibi y Ashebir Hailu en el Bako Agricultural Engineering Research Center (BAERC), Etiopía, tuvo como objetivo diseñar y desarrollar una máquina trilladora de café operada por motor que sea asequible para los agricultores y mejore la eficiencia del proceso. La investigación se llevó a cabo en un diseño experimental de parcelas divididas, evaluando la velocidad del tambor y la separación en la tolva. Se obtuvieron resultados prometedores, con una eficiencia de trilla óptima del 93.80% cuando el tambor operó a 500 rpm y una separación de 2 mm, permitiendo una capacidad de procesamiento de hasta 252.69 kg/h (Kibi & Hailu, 2017).

4.1.4.2.1 Metodología de diseño y principios de operación

El diseño de la máquina trilladora de café siguió principios de resistencia estructural, eficiencia mecánica y facilidad de mantenimiento. Se seleccionaron materiales como acero al carbono y láminas metálicas para garantizar durabilidad y resistencia a la corrosión.

El principio de operación de la máquina se basa en el uso de un tambor rotativo que, mediante impacto y fricción, remueve la cáscara del café. Se evaluaron diferentes velocidades del tambor (450, 500 y 550 rpm) y separaciones en la tolva (2 mm y 6 mm). Se encontró que la mayor eficiencia de trilla (93.80%) se alcanzó con una velocidad de 500 rpm y una separación de 2 mm, mientras que la menor eficiencia (86.80%) ocurrió a 450 rpm y 6 mm de separación (Kibi & Hailu, 2017).

El sistema de limpieza incluye un ventilador centrífugo, que separa impurezas y residuos livianos, y un sistema de cribado que permite clasificar los granos trillados (Ver **Anexo 2**). La máquina fue diseñada para operar con motores de combustión interna, facilitando su uso en áreas rurales sin acceso a electricidad.

4.1.4.2.2 Descripción de la máquina

La máquina trilladora desarrollada por Kibi y Hailu (2017) está compuesta por los siguientes componentes principales, como se detalla en el **Anexo 2**:

Bastidor: Estructura trapezoidal de acero que sostiene todos los componentes.

Tolva: Almacena el café a procesar y tiene una inclinación de 30° para facilitar la alimentación del grano.

Tambor de trilla: Cilindro rotativo cerrado, con barras de acero soldadas en su superficie para realizar la trilla mediante fricción e impacto.

Cóncavo (rejilla de separación): Diseñada con una separación ajustable (2 mm o 6 mm) para controlar la eficiencia de trilla.

Sistema de limpieza: Incluye un ventilador centrífugo de alta eficiencia y un conjunto de cribas de 12 mm de diámetro para eliminar residuos.

Salida del grano trillado: Canal inclinado para la recolección del café limpio.

Estos elementos permiten un proceso de trilla eficiente y minimizan el daño mecánico al grano, asegurando una mayor calidad del producto final (Kibi & Hailu, 2017).

4.1.4.2.3 Experiencia en el Diseño y Funcionamiento de la máquina trilladora de café por (Kibi & Hailu, 2017).

El rendimiento de la trilladora se evaluó con muestras de café con un contenido de humedad del 11.5%, que es el nivel recomendado para la trilla en seco. Los resultados indicaron

que la capacidad de trilla aumentaba con la velocidad del tambor, alcanzando un máximo de 252.69 kg/h a 550 rpm y 6 mm de separación. Sin embargo, la mejor eficiencia de trilla (93.80%) se logró a 500 rpm y 2 mm de separación (Kibi & Hailu, 2017).

En términos de limpieza, la eficiencia máxima (89.83%) se obtuvo a 550 rpm y 6 mm de separación, demostrando que la combinación de ventilación y cribado es efectiva para eliminar impurezas. La evaluación del daño mecánico mostró que la fricción en el tambor incrementa la ruptura de granos cuando la velocidad es muy alta.

Comparando estos resultados con otras trilladoras de grano, se observa que el modelo diseñado por Kibi y Hailu (2017) tiene un rendimiento superior a las trilladoras manuales, que solo alcanzan una capacidad de 51.6 kg/h (Gutu & Hailu, 2011), y es más accesible que las máquinas industriales utilizadas en cooperativas. Esto refuerza su viabilidad para su implementación en la producción cafetalera a pequeña escala en Etiopía.

4.1.4.3 Diseño y Construcción de una maquina trilladora de café pergamino en Nigeria

El estudio realizado por Ogunlade et al. (2014) en Nigeria, específicamente en el Departamento de Ingeniería Agrícola y Ambiental de la Universidad de Ibadan, en colaboración con el Federal College of Agriculture, Moor Plantation, Ibadan, se centró en el diseño, construcción y evaluación del desempeño de una máquina trilladora de café. Este desarrollo responde a la necesidad de equipos accesibles y eficientes que permitan mejorar la producción cafetalera en regiones donde la mecanización aún es limitada.

A través de un enfoque basado en principios de ingeniería, los autores diseñaron una trilladora con capacidad para procesar hasta 3.5 toneladas de café por hora, logrando una eficiencia promedio del 83%. La máquina fue sometida a pruebas con diferentes niveles de humedad del grano, obteniendo los mejores resultados con un contenido de 8.4%. Este estudio no solo ofrece un análisis detallado del desempeño del equipo, sino que también permite compararlo con otras trilladoras utilizadas en cultivos similares, estableciendo una base sólida para futuras mejoras tecnológicas en la mecanización del café.

4.1.4.3.1 Metodología de diseño y principios de operación

La metodología empleada en el diseño de la máquina trilladora de café se basó en la selección de materiales según criterios de resistencia, disponibilidad, durabilidad y resistencia a la corrosión. Se utilizó acero al carbono para el bastidor y acero inoxidable para la cámara de trilla, garantizando así una estructura robusta y de larga vida útil. El diseño consideró

parámetros físicos y mecánicos del café, determinando los componentes óptimos para el proceso de trilla mediante análisis de impacto y fricción (Ogunlade et al., 2014).

El principio de operación de la máquina se basa en el impacto y fricción generados por un tambor de trilla recubierto con goma, el cual rota a una velocidad de 300 rpm. Los granos de café son introducidos a través de una tolva y sometidos a un proceso de separación mecánica, donde la cáscara es eliminada y las semillas son clasificadas por tamaño mediante un sistema de cribado y ventilación forzada. Este mecanismo asegura una eficiencia de trilla promedio del 83% y una capacidad de procesamiento de 3.5 toneladas por hora (Ogunlade et al., 2014).

4.1.4.3.2 Descripción de la máquina

La máquina trilladora de café diseñada por Ogunlade et al. (2014) consta de siete unidades principales: bastidor, tambor de trilla, ventilador de soplado, criba reciprocante, salida de grano, tolva y sistema de transmisión de potencia, como se puede observar en el **Anexo 3 Figura 139**.

- **Bastidor:** Estructura de acero de 800 mm de altura que proporciona estabilidad y soporte a los demás componentes, observar **Anexo 3 Figura 127**.
- **Tolva:** Diseñada en forma trapezoidal, con una inclinación de 45°, permite la alimentación uniforme de los granos, observar **Anexo 3 Figura 136**.
- **Tambor de trilla:** Compuesto por un eje de 25 mm de diámetro con 18 aletas de goma de 5 mm de espesor, organizadas en tres filas helicoidales. Este componente es clave para la remoción de la cáscara por impacto y fricción, observar **Anexo 3 Figura 37**.
- **Sistema de ventilación:** Un ventilador centrífugo de 300 mm de diámetro genera un flujo de aire que separa las impurezas y residuos del grano limpio, observar **Anexo 3 Figuras 137 y 138**.
- **Criba reciprocante:** Diseñada con una inclinación de 0.5° para facilitar la separación y limpieza de los granos, observar **Anexo 3 Figura 138**.

La combinación de estos componentes permite una operación eficiente, como se puede observar en el Anexo 3, asegurando la calidad del grano trillado y reduciendo la cantidad de impurezas (Ogunlade et al., 2014).

4.1.4.3.3 Experiencia en el Diseño y Funcionamiento de la máquina trilladora de café por (Ogunlade et al., 2014)

Los ensayos de funcionamiento realizados con la máquina demostraron que la eficiencia de trilla varía en función del contenido de humedad del café. Se obtuvo un rendimiento óptimo con un contenido de humedad promedio del 8.4%, alcanzando una

eficiencia de hasta el 89% en condiciones ideales. La capacidad de procesamiento varió entre 14.3 y 19.7 g/min, con una media de 16.32 g/min (Ogunlade et al., 2014).

El diseño del sistema de transmisión y la incorporación de un tambor de trilla recubierto con goma han demostrado ser efectivos en la reducción del daño al grano, asegurando la integridad del producto final. Además, la utilización de un ventilador centrífugo permitió una mejor separación de la cáscara y otras impurezas, optimizando el proceso de limpieza del café trillado.

La comparación con otros estudios sobre trilladoras de grano, como las desarrolladas para maíz y maní, indica que la eficiencia de la máquina de Ogunlade et al. (2014) es comparable o superior a la de otros modelos diseñados para cultivos similares. Esto refuerza la viabilidad del diseño y su aplicación en la industria cafetalera.

4.2 Capítulo II: Parámetros operacionales para la trilladora de café para laboratorio.

En el proceso de parametrización de elementos electromecánicos, es necesario comenzar por establecer las condiciones iniciales que proporcionarán las magnitudes físicas necesarias para el diseño mecánico de la máquina.

4.2.1 Fuerza aplicada según las leyes de newton.

Una de las magnitudes que caracterizan a las máquinas trilladoras es la cantidad de masa procesada por unidad de tiempo. Al considerar las unidades de medida, resulta esencial tener en cuenta las condiciones iniciales para establecer las magnitudes físicas adecuadas que servirán como base para el diseño mecánico de la máquina. “Las tres leyes del movimiento de Newton incluyen todos los principios básicos que necesitamos para resolver una amplia variedad de problemas de mecánica.” (Young & Freedman, 2013)

La primera y segunda ley de Newton se refieren a un cuerpo específico. Las propiedades inerciales de un cuerpo están determinadas por su masa. La aceleración de un cuerpo, bajo la acción de un conjunto de fuerzas, es directamente proporcional a la suma vectorial de dichas fuerzas e inversamente proporcional a la masa del cuerpo, como se demuestra en la **Ecuación 1**.

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad (1)$$

Donde:

\vec{F} = La fuerza neta es la suma vectorial de todas las fuerzas que actúan sobre un cuerpo.

m = masa del cuerpo, cantidad de materia que contiene un objeto. La masa para el proceso de trillado es una condición inicial dentro del muestreo en los laboratorios.

\vec{a} = representa la aceleración que se ejerce sobre la partícula.

Según Young y Freedman (2013), los diagramas de cuerpo libre son herramientas esenciales para determinar la fuerza que debe ejercerse sobre la masa presente en un sistema. Estos diagramas representan de forma aislada el cuerpo en cuestión, separándolo de su entorno, y muestran de manera visual las magnitudes y direcciones de todas las fuerzas que actúan sobre él debido a la interacción con otros cuerpos (p. 124).

En otras palabras, los diagramas de cuerpo libre son herramientas visuales que nos permiten analizar y comprender las fuerzas que actúan sobre un cuerpo en particular. Al aislar el cuerpo de su entorno, podemos visualizar claramente las fuerzas externas que lo afectan, facilitando así el análisis y cálculo de la resultante de todas las fuerzas involucradas en el sistema.

Estos diagramas son fundamentales en la resolución de problemas de mecánica, ya que nos brindan una representación clara y organizada de las fuerzas relevantes que influyen en el comportamiento del cuerpo en estudio.

En la **Figura 12** se muestra el diagrama de cuerpo libre que representa la fuerza ejercida por la masa sobre la cámara de trillado. En este diagrama, W corresponde a la fuerza del peso, calculada como el producto de la masa de la muestra y la aceleración debido a la gravedad, dado que el sistema se encuentra en reposo.

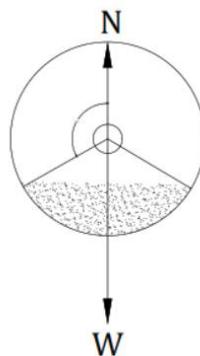


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de la muestra de café pergamino sobre la cámara de trillado
Fuente: Autor

4.2.1.1 Fuerza de fricción.

Según Young y Freedman (2013), al considerar la interacción entre dos cuerpos en contacto directo, es importante tener en cuenta la fuerza de fricción existente entre el material y los granos de Café Pergamino Seco (CPS). En su obra, los autores señalan que, al describir

esta interacción, se hace referencia a las fuerzas de contacto que surgen entre las superficies de los cuerpos (p. 146).

Además, Young y Freedman (2013) enfatizan que la fuerza de fricción se representa por medio de una componente vectorial paralela a la superficie y perpendicular a "n" (ver **Figura 13**), siendo "n" un vector normal a la superficie, Esta relación se describe matemáticamente en la **Ecuación 2**. Asimismo, los autores indican que la existencia de una superficie sin fricción es una idealización inalcanzable.

“El tipo de fricción que actúa cuando un cuerpo se desliza sobre una superficie es la fuerza de fricción cinética f_k . El adjetivo cinético y el subíndice k (Por la inicial kinetic), nos recuerda que las dos superficies se mueven una con respecto a la otra.” (Young & Freedman, 2013, p. 149)

$$f_k = \mu_k n \quad (2)$$

Donde:

f_k = Magnitud de la fuerza de fricción cinética

μ_k = Coeficiente de fricción cinética

n = Fuerza normal

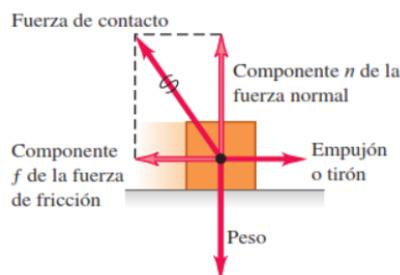


Figura 13. Fuerza de empuje al bloque sobre una superficie, esta última ejercer una fuerza de contacto sobre el bloque.

Fuente: (Young & Freedman, 2013)

4.2.1.1 Compresión de un resorte.

Según Young y Freedman (2013), la compresión de un resorte está directamente relacionada con el desplazamiento (ver **Figura 14**). Esta relación implica que a medida que aumenta el desplazamiento, la compresión del resorte también aumenta proporcionalmente. Asimismo, la fuerza ejercida por el resorte puede determinarse mediante la constante del resorte multiplicada por el desplazamiento. (p. 189)

La **Ecuación 3** que describe esta relación es:

$$F = k \cdot \Delta x \quad (3)$$

Donde: F = Fuerza ejercida por el resorte [N]
 k = Es la constante del resorte $\left[\frac{N}{m}\right]$
 Δx = Desplazamiento experimentado [m]

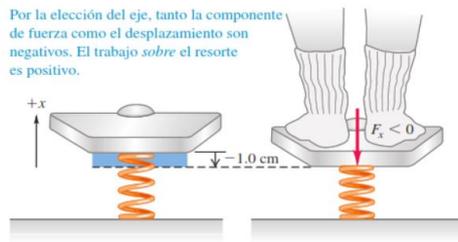


Figura 14. Diagrama de un resorte en compresión.
Fuente: Libro de Física Universitaria Sears Zemansky

4.2.2 Velocidad de rotación

Rotación con aceleración angular

Dentro del proceso de trillado, es indispensable utilizar la rotación de un aspa para desprender la cáscara del pergamino mediante el principio de la fuerza centrífuga. La fuerza centrífuga se aplica mediante el uso de discos giratorios o tambores en las trilladoras. Según Young y Freedman (2013) la palabra “centrípeta” se deriva de dos vocablos griegos que significa “que busca el centro”

Estos diseños con superficies rugosas o dentadas que entran en contacto con los granos de café y el pergamino. Al girar, se genera la fuerza centrífuga que causa el desprendimiento del pergamino al hacer que los granos se froten entre si contra las superficies rugosas.

El valor absoluto de la razón de cambio del ángulo, que es la rapidez angular instantánea ω , es decir, la magnitud de la velocidad angular instantánea en rad/s. Se determina en la **ecuación 5**. La dirección del vector velocidad lineal es tangente a la trayectoria circular en todos los puntos (**Figura 15**).

$$v = r\omega \quad (5)$$

Donde:

$$v = \text{rapidez lineal} \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$\omega = \text{rapidez angular} \left[\frac{\text{rad}}{s}\right]$$

r = distancia constante o también conocido como radio [m]

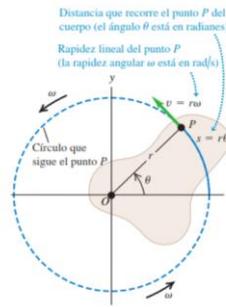


Figura 15. Cuerpo rígido girando sobre un punto O.
Fuente: (Young & Freedman, 2013)

Según Young y Freedman (2013), la componente tangencial de la aceleración, representada como a_{tan} , se refiere a la componente de la aceleración que actúa en paralelo a la velocidad instantánea de una partícula. Esta componente tiene el efecto de cambiar la magnitud de la velocidad de la partícula, es decir, su rapidez.

Además, se menciona que la componente tangencial de la aceleración se puede determinar utilizando la **Ecuación 6**.

$$a_{tan} = \frac{dv}{dt} = r \frac{dv}{dt} = r\alpha \quad (6)$$

Donde:

$$v = \text{rapidez lineal} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\alpha = \text{aceleración angular} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

Relación entre Velocidad Angular y Tangencial

La velocidad angular y la velocidad tangencial están directamente relacionadas por el radio de la trayectoria circular. Mientras que la velocidad angular es una propiedad global de todo el objeto en rotación, la velocidad tangencial depende de la distancia desde el eje de rotación (el radio). Así, un objeto que rota más rápido o tiene un radio más grande tendrá una mayor velocidad tangencial en sus puntos periféricos.

Velocidad Angular : Indica la rapidez con la que un objeto rota, medida en radianes por segundo (rad/s).

Velocidad Tangencial: Indica la velocidad lineal de un punto en la periferia del objeto en rotación, medida en metros por segundo (m/s), y depende del radio de la rotación.

Ambas son cruciales en el análisis de sistemas rotacionales, como en motores, ruedas, y cualquier maquinaria que implique movimiento circular.

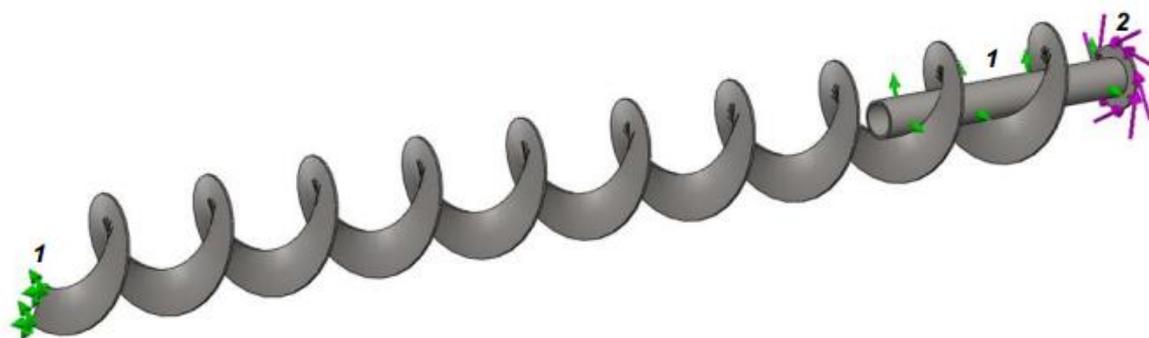


Figura 16. Acción de la fuerza sobre las partículas en reposo.

Fuente: (Cálculo de la Velocidad Crítica del Molino de Bolas y criterios de diseño, 2020)

Las revoluciones por minuto (RPM) de rotación se refieren a la velocidad a la cual el tambor o las palas operan para mover el café pergamino seco (cps) sobre la cámara cilíndrica que contiene la masa, como se ilustra en la **Figura 16**. La dirección de rotación de la cámara está relacionada con el movimiento de la muestra de trillado en este estudio en particular. En este proceso, se sabe que el sistema de fricción generado por la fuerza centrífuga producida por la rotación de la cámara provoca el desprendimiento del pergamino del grano de café verde.

4.2.2.1 MRUA

El movimiento rectilíneo uniformemente acelerado es relevante en las máquinas porque describe el comportamiento de componentes que experimentan una aceleración constante, como en los sistemas de transmisión de potencia, mecanismos de elevación o accionamientos. Este tipo de movimiento es esencial para calcular fuerzas, velocidades y desplazamientos en diversas partes del sistema, permitiendo optimizar el diseño y funcionamiento de la maquinaria. (Ver **Ecuación 7**)

$$x = \frac{V_F + V_o}{2} t \quad (7)$$

Donde:

x = Desplazamiento [m]

V_F = Velocidad final $\left[\frac{m}{s}\right]$

V_o = Velocidad inicial $\left[\frac{m}{s}\right]$

t = *Tiempo* [s]

4.2.3 *Potencia Mecánica*

La potencia mecánica es la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo en un sistema mecánico. Esta potencia puede ser transmitida por un motor, generador, o cualquier

otro dispositivo que convierta energía mecánica. En términos de un sistema rotacional, la potencia también se puede expresar como el producto del par de torsión y la velocidad angular representado en la siguiente **Ecuación 8**:

$$P = T \cdot \omega \quad (8)$$

Donde:

P = es la potencia en vatios [W]

T = es el par de torsión en newton – metro [Nm]

ω = es la velocidad angular en radianes por segundo [rad/s]

4.3 Capítulo III: Cálculo y diseño de piezas para la trilladora de café.

El diseño mecánico es un proceso técnico que busca transformar requisitos funcionales en soluciones tangibles, confiables y eficientes. A través de la aplicación de principios de ingeniería, análisis estructural, selección de materiales y técnicas de manufactura, se diseñan componentes que interactúan como un sistema integrado para cumplir objetivos específicos. En el caso de la trilladora de café, el diseño de sus piezas constituye un aspecto crítico para garantizar su rendimiento, durabilidad y eficiencia durante el proceso de trillado.

En este capítulo se presentan los cálculos y diseños de los principales elementos que componen la trilladora. Entre ellos se incluyen componentes estructurales y funcionales como el tornillo, los cilindros, los discos y el resorte de compresión, que participan directamente en el proceso de separación del pergamino. Asimismo, se aborda el diseño de elementos auxiliares clave, como la tolva para la alimentación del grano, el eje de transmisión y el rodamiento axial que permiten el movimiento mecánico, además del sistema de extracción de la cascarilla y la selección del soplante, fundamentales para el manejo de los subproductos.

Cada uno de estos elementos se desarrolla bajo criterios técnicos específicos, como la resistencia mecánica, la precisión dimensional y la integración funcional. Los cálculos realizados consideran las condiciones operativas del sistema, asegurando un diseño óptimo que minimice fallas y maximice la productividad. A través de este enfoque metódico, se logra una solución final que integra todas las piezas diseñadas en un sistema compacto y eficiente, apto para cumplir las exigencias de pruebas de laboratorio y futuras aplicaciones prácticas.

4.3.1 Conceptos de Diseño Mecánico

De acuerdo con Mecánica y diseño mecánico (GUNT, 2019), el proceso de diseño mecánico aplicado a la trilladora de café involucra varios aspectos esenciales. Estos incluyen la elaboración de bocetos, cálculos, primeros borradores, listas de piezas y dibujos detallados con indicaciones precisas sobre los materiales, el tratamiento, las dimensiones y las tolerancias

necesarias. Estos elementos se describen en la **Tabla 4** con el propósito de lograr un diseño mecánico exhaustivo y preciso para la trilladora de café.

“Construir implica describir completamente los productos técnicos para poder facilitar su construcción” (GUNT, 2019).

Esta etapa del diseño se enfoca en garantizar que todas las partes y componentes de la trilladora se describan de manera completa y clara, lo que permite una construcción eficiente y efectiva del equipo.

Tabla 4.

Procedimiento durante la construcción.

Paso de trabajo	Actividad	Resultado del trabajo
Consideración	<ul style="list-style-type: none"> - Descripción del planteamiento de las tareas. - Obtención de información. - Elaboración de una lista de exigencias. 	Especificaciones
Concepción	<ul style="list-style-type: none"> - Abstracción y formulación de un problema. - Descripción del funcionamiento. - Búsqueda de soluciones. - Análisis de variantes en las soluciones. - Determinación de una solución principal. 	Diagrama de circuitos, diagrama de flujo, boceto a mano o dibujo a grandes rasgos
Borrador	<ul style="list-style-type: none"> - Croquis general. - Realización de cálculos. - Diseño de la geometría partiendo de la solución principal. - Selección de materiales. - Selección de los elementos de máquina, piezas normalizadas y piezas de proveedores para el funcionamiento. - Elaboración del boceto con datos relativos a los componentes o los elementos de máquina y cálculo de la resistencia. - Determinación de grupos constructivos. 	Cálculos, bocetos
Elaboración	<ul style="list-style-type: none"> - Elaboración de los dibujos de componentes. - Redacción de las listas de piezas. 	Dibujos técnicos, listas de piezas, instrucciones de montaje

Paso de trabajo	Actividad	Resultado del trabajo
	<ul style="list-style-type: none"> - Comprobación de las posibilidades de fabricación, así como cálculo de los costes finales. - Determinación de las indicaciones de fabricación y montaje. - Redacción del manual de funcionamiento y de la documentación. 	

Nota. Obtenido de (GUNT, 2019)

4.3.2 Tornillo Helicoidal

En el proceso de trillado del café pergamino, los sistemas de manipulación y transporte de materiales son fundamentales (Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin Fin, 2023). Entre ellos, los “Transportadores de Tornillo Sin Fin” destacan por su eficiencia en la conducción de los granos de café.

Estos transportadores consisten en una hélice montada en un eje dentro de un canal en forma de "U", impulsada por un grupo motorreductor. Su funcionamiento garantiza un flujo continuo y eficiente del material a lo largo del proceso de trillado, optimizando el rendimiento de la maquinaria (Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin Fin, 2023).

4.3.2.1 Características del material de transporte (Granos de café pergamino)

En este contexto, se emplea el procedimiento de diseño recomendado por KWS SCREW CONVEYOR ENGINEERING GUIDE, el cual establece los pasos necesarios para diseñar tornillos transportadores destinados a materiales a granel. Inicialmente, se elige el material apropiado y se determinan sus atributos siguiendo las indicaciones proporcionadas en el Anexo 4.

A continuación, se desglosan las características individuales:

- **Tamaño máximo de partícula:** Este atributo indica la dimensión más grande de las partículas del material granulado. Según la Tabla 5, este tamaño máximo es inferior a 1/2" (12.7 mm).
- **Densidad aparente:** La densidad aparente del café, según la Tabla 1, es de $\left(385.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$.
- **Porcentaje de carga:** Este parámetro define el nivel máximo de carga que permite que el material a granel fluya sin provocar un desgaste excesivo en el tornillo, cojinetes y canales. La Tabla 43 del Anexo 4 sugiere un porcentaje de carga recomendado del 45% para el café en grano, según la Figura 17.



Figura 17. Porcentaje de carga a 45°

Fuente:(*Screw Conveyors, Feeders & Component Parts*, 2024)

- **Factor material:** El factor material refleja la resistencia del material a ser transportado y se emplea para calcular la potencia del transportador. Sin embargo, en este caso no se utiliza debido a que se determinó la potencia de la trilladora de forma experimental.
- **Serie de rodamiento:** Esta serie proporciona recomendaciones para la selección del tipo de rodamiento o cojinete adecuado para la aplicación deseada. Para el transporte del café, se recomienda la serie A1 o A2, que implica una construcción ligera y el uso de cojinetes poliméricos como poliamida o polietileno.
- **Abrasividad:** El café se clasifica como nivel I, lo que indica que es levemente abrasivo.
- **Corrosividad:** El café se clasifica como nivel I, lo que significa que no es corrosivo.
- **Fluidez:** El café se clasifica como nivel I, lo que indica que tiene una buena fluidez. Además, la guía de diseño especifica un ángulo de reposo de 30°.
- **Notas especiales:** La guía de diseño clasifica al café como material J (contaminable) y K (degradable). Esto sugiere evitar la contaminación con materiales extraños procedentes de los cojinetes o su lubricación. Además, dado que es degradable, se debe evitar la descomposición de los granos en partículas más pequeñas, manteniendo el porcentaje de carga recomendado y una velocidad baja en el tornillo.

4.3.2.2 Parámetros del tornillo de transporte

4.3.2.2.1 Diámetro del tornillo de transporte

El diámetro del tornillo de transporte se refiere al tamaño del tornillo helicoidal utilizado en un transportador de tornillo sin fin. Este diámetro se mide generalmente desde el extremo exterior de una hélice hasta el extremo opuesto exterior de la hélice opuesta.

Donde:

D_{tornillo} : Diámetro del tornillo helicoidal [mm]

A partir de este parámetro, se obtienen todas las especificaciones del tornillo de transporte.

4.3.2.2.2 Paso del tornillo

El paso del tornillo se define como la separación entre dos hélices adyacentes y puede ser calculado a partir del diámetro del tornillo, tal como se muestra en la **Figura 18**.

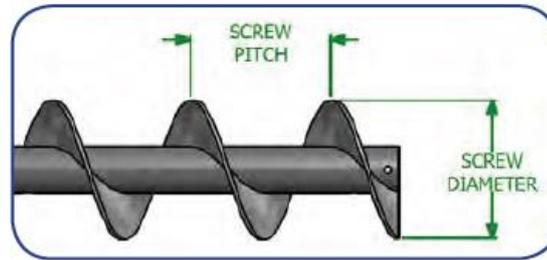


Figura 18. Cotas características del tornillo transportador
Fuente: :(Screw Conveyors, Feeders & Component Parts, 2024)

La **Tabla 5** indica relaciones comunes entre el paso y el diámetro utilizadas en el diseño de tornillos transportadores.

Tabla 5.

Paso de tornillos transportadores

Longitud	Equivalencias
Estándar	Paso=Diámetro
Corto	Paso=2/3 Diámetro (9)
Medio	Paso=1/2 Diámetro
Largo	Paso=1-1/2 Diámetros

Fuente:(Screw Conveyors, Feeders & Component Parts, 2024)

$$p_{\text{tornillo}} = f(\text{longitud}) \quad (9)$$

Donde:

p_{tornillo} : Paso del tornillo helicoidal

4.3.2.2.3 Longitud del tornillo helicoidal

La longitud del tornillo helicoidal se determina en relación con su paso. Se define la longitud como un múltiplo del paso y se calcula utilizando la siguiente fórmula.

$$L_{\text{tornillo}} = 4 p_{\text{tornillo}} \quad (10)$$

Donde:

L_{tornillo} : Longitud del tornillo helicoidal [mm]

4.3.2.2.4 Perfil del tornillo helicoidal

El diseño del perfil del tornillo helicoidal se basa en la configuración del tornillo del molino manual, empleando la misma forma. Se proporciona una representación en corte longitudinal del tornillo en la **Figura 19**.

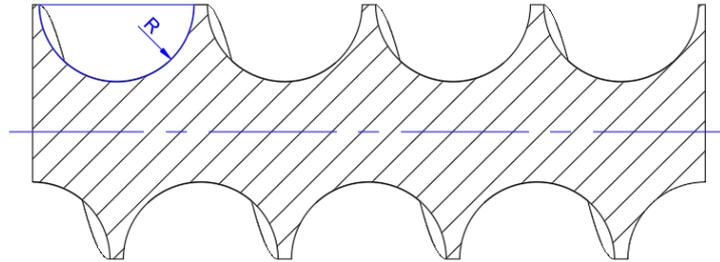


Figura 19. Corte de longitudinal del tornillo helicoidal.

Fuente: (Autor)

La capacidad volumétrica de transporte del tornillo se calcula mediante la **Ecuación 11**:

$$V = \frac{m}{\rho_{\text{café}}} \quad (11)$$

Donde:

V: Capacidad volumétrica de la trilladora $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right]$

m: Capacidad de trillado $\left[\frac{\text{kg}}{\text{min}}\right]$

$\rho_{\text{café}}$: Densidad aparente del café pergamino $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Para determinar el volumen de café desplazado en cada revolución, se emplea la **Ecuación 12**:

$$V_{\text{rev}} = \frac{V}{\omega_t} \quad (12)$$

Donde:

V_{rev} : Volumen de café desplazado en cada revolución $[\text{m}^3]$

ω_t : Velocidad angular del tornillo $\left[\frac{\text{rev}}{\text{min}}\right]$

Este volumen debe estar contenido en una revolución completa de la espiral del tornillo. No obstante, considerando la recomendación de un porcentaje de carga del tornillo el volumen efectivo de la espiral se calcula mediante la **Ecuación 13**:

$$V_e = \frac{V_{\text{rev}}}{0.45} \quad (13)$$

Donde:

V_e : Volumen de espira [m^3]

A partir del volumen de la espira, es posible determinar el radio de la semicircunferencia utilizando la **Ecuación 14**:

$$R_p = \sqrt{\frac{2V_e}{\pi l_e}} \quad (14)$$

Donde:

R_p : Radio del perfil del tornillo [m]

l_e : Longitud de la espira [m]

La longitud de la espira se calcula empleando la **Ecuación 15**:

$$l_e = \sqrt{p_{\text{tornillo}}^2 + (\pi D_{\text{tornillo}})^2} \quad (15)$$

4.3.2.2.5 Ángulo de paso

El ángulo de paso del tornillo se puede obtener mediante la **Ecuación 16**:

$$\alpha_{\text{paso}} = \tan^{-1} \left(\frac{0.5 p_{\text{tornillo}}}{D_{\text{tornillo}}} \right) \quad (16)$$

Donde:

α_{paso} : Ángulo de paso del tornillo helicoidal [°]

4.3.3 Cilindro de Transporte

Los cilindros de transporte son utilizados para mover y transportar sólidos en diversas aplicaciones industriales. De acuerdo con Darnell y Mol la fuerza de fricción en la superficie del cilindro genera el movimiento de la masa hacia adelante, mientras que la fuerza de fricción sobre el tornillo es la fuerza retardante. A continuación, se detalla las aplicaciones del cilindro de transporte

1. Transporte de Sólidos en la Tolva:

- En el diseño de la tolva, se consideran características del material como la densidad aparente, la compresibilidad y el coeficiente de fricción.
- La tolva puede tener una vista superior, lateral e isométrica, y su diseño debe garantizar un flujo uniforme del material.
- El flujo en masa por gravedad es esencial para el transporte eficiente de sólidos en la tolva.

2. Transporte de Sólidos en el Cilindro:

- El flujo en el cilindro se logra mediante arrastre. La fuerza de fricción en la superficie del cilindro impulsa el movimiento de la masa hacia adelante.

- Para favorecer el flujo, se busca un coeficiente de fricción alto con el cilindro y un coeficiente de fricción bajo con el tornillo.
- Se pueden emplear cilindros estriados para aumentar el caudal y mejorar la estabilidad.

4.3.3.2 Diámetro externo del cilindro de transporte

El diámetro externo del cilindro de transporte en una trilladora es la medida del diámetro exterior del cilindro que mueve los granos durante el proceso de trillado. Este componente es fundamental para el movimiento eficiente y seguro de los granos dentro del sistema de trillado. Por lo general este dato viene dado por tablas de tuberías.

4.3.3.3 Diámetro interno del cilindro de transporte

El diámetro interno del cilindro de transporte en una trilladora es el tamaño del espacio interior donde se movilizan los granos durante el proceso de trillado (ver **Ecuación 17**).

$$D_{i,cilindro} = D_{e,cilindro} - 2 e_{cilindro} \quad (17)$$

Donde:

$D_{i,cilindro}$: Diámetro interno del cilindro de transporte [mm]

$e_{cilindro}$: Espesor de la pared del cilindro [mm]

4.3.3.4 Holgura radial

La distancia radial entre el tornillo y el cilindro, conocida como holgura radial, se calcula utilizando la **Ecuación 18**. Esta holgura es crucial en el diseño de la maquinaria, ya que afecta directamente la eficiencia y la precisión del proceso de transporte y trillado.

$$h_{radial} = \frac{D_{i,cilindro} - D_{tornillo}}{2} \quad (18)$$

Donde:

h_{radial} : Holgura radial entre el tornillo helicoidal y el cilindro de transporte [mm]

4.3.3.5 Longitud del cilindro de transporte

La longitud del cilindro de transporte se define en función de la longitud del tornillo helicoidal y del espesor del disco fijo de fricción, como se ilustra en la **Figura 20**. Esta dimensión es crucial en el diseño del sistema, ya que garantiza que el cilindro proporcione suficiente espacio para acomodar tanto la hélice del tornillo como el disco fijo de fricción.

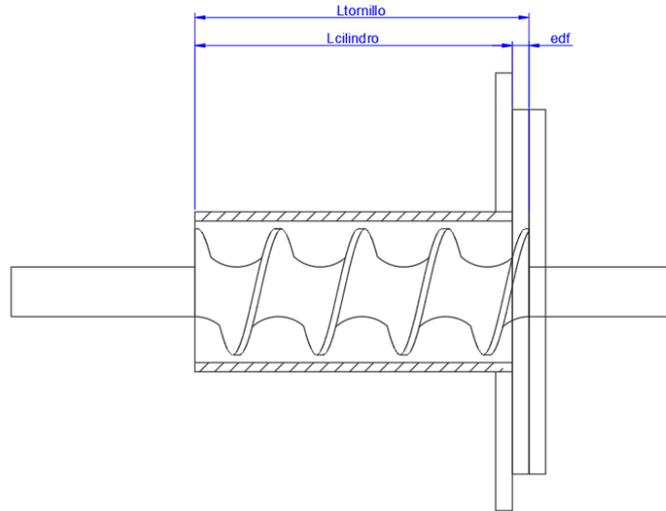


Figura 20. Esquema del cilindro de transporte con énfasis en su longitud
Fuente: (Autor)

Bajo este criterio, se tiene que la longitud del cilindro se obtiene mediante:

$$L_{\text{cilindro}} = L_{\text{tornillo}} - e_{df} \quad (19)$$

Donde:

L_{cilindro} : Longitud del cilindro transportador [mm]

e_{df} : Espesor del disco fijo de fricción [mm]

4.3.1 Discos para el trillado del café pergamino

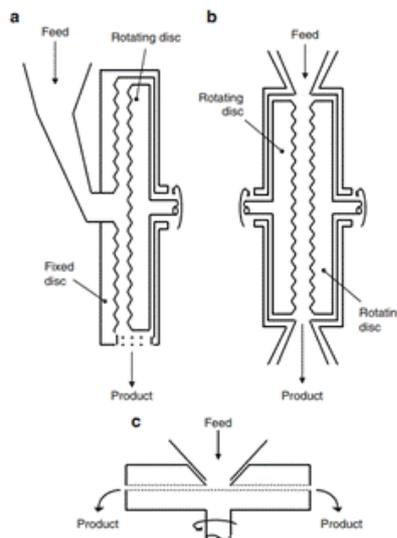


Figura 21. Molinos de Fricción: a) Un Disco, b) Dos Discos c) Molino de Piedras
Fuente: (Non-thermal Food Engineering Operations, s. f.)

La finalidad del diseño de los discos trilladores es emplear la fuerza de fricción con el propósito de separar los granos verdes de café de su pergamino (ver **Figura 21**). Este proceso es esencial en el ámbito del diseño de maquinaria destinada a la industria del café. La

información pertinente para este diseño se ha obtenido de la tesis titulada "Diseño y Construcción de una Máquina para Acondicionamiento Final de Chocolate," la cual fue elaborada por Diego Sebastián Rueda Barreno y Geovanny Alfonso Sánchez Paredes en marzo de 2015.

4.3.1.1 Disco fijo de fricción

Durante el proceso de trillado del café pergamino, la acción se realiza entre dos discos de fricción rugosos y dentados. El disco fijo se mantiene firmemente sujetado contra la base del cilindro de transporte. Se puede apreciar esta disposición en la **Figura 22**, que representa el disco fijo del molino Mahlkönig, que cumple con la función de trillado como el molino manual.



Figura 22. Disco fijo de molino Mahlkönig
Fuente: (G-IOTA, 2001)

4.3.1.2 Disco móvil de fricción



Figura 23. Disco móvil de fricción del molino manual.
Fuente: (Amazon.com: Molino de Malta Manual, 2024)

El disco móvil es la parte de la máquina que gira impulsado por un motor, que genera la fuerza de trillado que rompe el pergamino. En la **Figura 23** se observa el disco móvil ensamblado al tornillo helicoidal.

Mediante una rueda de ajuste, es posible modificar la posición del disco fijo, lo que a su vez altera el espacio entre los discos y, por ende, la textura del trillado

4.3.2 Resorte de compresión

Norton (2011) señala que, los resortes helicoidales de compresión son ampliamente utilizados debido a su capacidad para absorber energía en un espacio compacto, siendo comúnmente fabricados en materiales como aceros aleados que ofrecen alta resistencia y buena capacidad de deformación elástica. El diseño de un resorte de compresión implica el cálculo de parámetros clave como la constante del resorte k , el esfuerzo cortante, y la deflexión, considerando factores de seguridad y condiciones de trabajo específicas.

Donde:

d_{espira} : Diámetro de la espira del resorte de compresión [mm]

Luego, se define el índice del resorte en el siguiente intervalo:

$$d_{\text{espira}} < C_{\text{resorte}} < 12$$

Donde:

C_{resorte} : Índice del resorte

A partir del índice del resorte, el diámetro medio de la espiral se calcula utilizando la siguiente

Ecuación 20:

$$D_{m,\text{espiral}} = C_{\text{resorte}} d_{\text{espira}} \quad (20)$$

Donde:

$D_{m,\text{espiral}}$: Diámetro medio de la espiral del resorte [mm]

Con el diámetro de la espira y el diámetro medio de la espiral del resorte, se puede calcular el esfuerzo cortante en la espira que soporta la mayor fuerza utilizando la siguiente **Ecuación 21:**

$$\tau_{\text{espira}} = K_{s,r} \frac{8 F_{\text{trillado}} D_{m,\text{espiral}}}{\pi d_{\text{espira}}^3} \quad (21)$$

Donde:

τ_{espira} : Esfuerzo cortante en la espira con mayor fuerza [Pa]

$K_{s,r}$: Factor de cortante directo del resorte

El factor de cortante directo del resorte se obtiene con la **Ecuación 22:**

$$K_{s,r} = 1 + \frac{0.5}{C_{\text{resorte}}} \quad (22)$$

Para garantizar la resistencia del resorte, se debe verificar las siguientes condiciones:

$$\tau_{\text{espira}} < S_{ys,e}$$

Donde:

$S_{ys,e}$: Resistencia a la fluencia por torsión en la espira [MPa]

A su vez, la resistencia a la fluencia por torsión se calcula utilizando la **Ecuación 23**:

$$S_{ys,e} = 0.6 A_r d_{espira}^{b_r} \quad (23)$$

Donde:

A_r : Coeficiente A del resorte [MPa]

b_r : Coeficiente b del resorte

Finalmente, se comprueba:

$$\tau_{espira} < S_{ys,e}$$

Con lo que se asegura que la resistencia a la fluencia por torsión del resorte es mayor al esfuerzo cortante de la espira con mayor fuerza.

La constante requerida en el resorte se calcula a partir de la fuerza de trillado y la deformación óptima mediante la siguiente **Ecuación 24**:

$$k_{r,r} = \frac{F_{trillado}}{\Delta x_{\text{óptimo}}} \quad (24)$$

Donde:

$k_{r,r}$: Constante requerida en el resorte $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]$

Con base en la constante del resorte, se puede determinar el número de espiras activas utilizando la siguiente **Ecuación 25**:

$$N_{e,a} = \frac{d_{espira}^4 G}{8 D_{m,espiral}^3 k_{r,r}} \quad (25)$$

Donde:

$N_{e,a}$: Número de espiras activas del resorte

G : Módulo de corte del acero del resorte [MPa]

$k_{r,d}$: Constante del resorte diseñado $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]$

Con el número de espiras activas se puede obtener el número total de espiras del resorte teniendo en cuenta el detalle de los extremos del resorte (**Figura 24**).

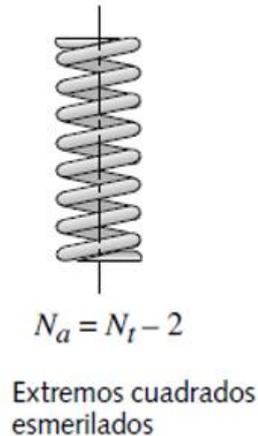


Figura 24. Resorte característico
Fuente: (Norton, 2011)

Para un resorte con extremos cuadrados esmerilados, el número total de espiras se calcula mediante la siguiente **Ecuación 26**:

$$N_{e,t} = N_{e,a} + 2 \quad (26)$$

Donde:

$N_{e,t}$: *Número total de espiras del resorte*

Con el número total de espiras, se puede calcular la altura de cierre del resorte, que indica el contacto entre las espiras cuando el resorte está completamente comprimido. Esta longitud se determina mediante la siguiente **Ecuación 27**:

$$L_{c,r} = d_{espira} N_{e,t} \quad (27)$$

Donde:

$L_{c,r}$: *Altura de cierre del resorte [mm]*

Además, el resorte debe diseñarse con una holgura de golpeo equivalente al 15% de la deflexión de trabajo. Por lo tanto, se emplea la **Ecuación 28**:

$$h_{golpeo} = 0,15 \Delta x_{\text{óptimo}} \quad (28)$$

Donde:

h_{golpeo} : *Holgura de golpeo del resorte [mm]*

Definida la holgura de golpeo, se puede calcular la longitud libre del resorte mediante la **Ecuación 29**:

$$L_{l,r} = L_{c,r} + \Delta x_{\text{óptimo}} + h_{golpeo} \quad (29)$$

Donde:

$L_{l,r}$: *Longitud libre del resorte [mm]*

A partir de la longitud libre del resorte se puede comprobar si el resorte diseñado puede sufrir pandeo a través de la **Figura 25**.

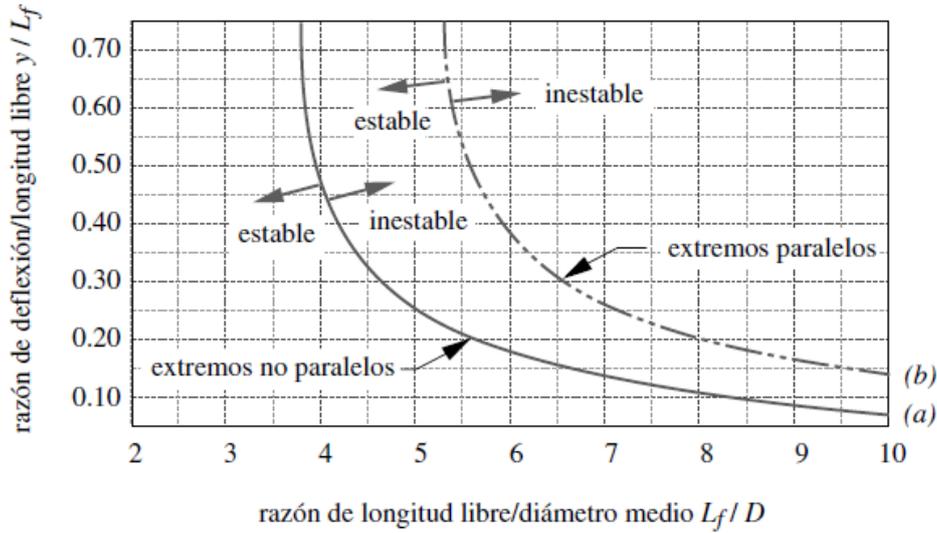


Figura 25. Comprobación de pandeo de resortes.
Fuente: (Norton, 2011)

La razón de longitud libre y el diámetro medio de la espiral es:

$$\frac{L_{l,r}}{D_{m,espiral}}$$

La razón entre la deflexión del resorte y la longitud libre es:

$$\frac{\Delta x_{\text{óptimo}}}{L_{l,r}}$$

El resorte cae dentro de la zona de estabilidad, por lo que se descarta el pandeo.

A continuación, el diámetro externo de la espiral se calcula utilizando la **Ecuación 30**:

$$D_{e,espiral} = D_{m,espiral} + d_{espira} \quad (30)$$

Donde:

$D_{e,espiral}$: Diámetro externo de la espiral [mm]

De la misma forma, el diámetro interno se determina usando la **Ecuación 31**:

$$D_{i,espiral} = D_{m,espiral} - d_{espira} \quad (31)$$

Donde:

$D_{i,espiral}$: Diámetro interno de la espiral [mm]

4.3.3 Tolva de entrada

El diseño de una tolva para una máquina trilladora de café es un proceso fundamental en la ingeniería de equipos agrícolas. Según Acura (2021), las tolvas industriales se definen como conductos con forma piramidal que tienen la capacidad de contener, disolver, pulverizar, dosificar o clasificar materiales sólidos y líquidos. Alvnx_Edit (2023) complementa esta definición al mencionar que las tolvas industriales son contenedores de gran tamaño con forma

cónica o de pirámide truncada invertida, utilizados para canalizar y almacenar diversos materiales sólidos o líquidos. Para el diseño de la tolva de alimentación, elemento clave de la máquina trilladora, se considera su función como punto de inicio del proceso de trillado del café pergamino

Antes de determinar el tipo de flujo en la alimentación del café pergamino, es necesario analizar su comportamiento en la zona de entrada y transporte del tornillo sin fin (Engineering & Engineering, 2021).

4.3.3.1 Tipo de flujo en la tolva

4.3.3.1.1 *Flujo tubular o de embudo*

El flujo tubular consiste en la formación de un canal de flujo, alineado con la boca de salida del silo, rodeado por una zona en la cual el material permanece inicialmente estático.

4.3.3.1.2 *Flujo másico*

Este tipo de flujo se caracteriza porque todo el material se mueve a la vez durante la descarga; en particular, el material pegado a las paredes se desliza sobre estas vaciándose junto con el resto (ver **Figura 26**).

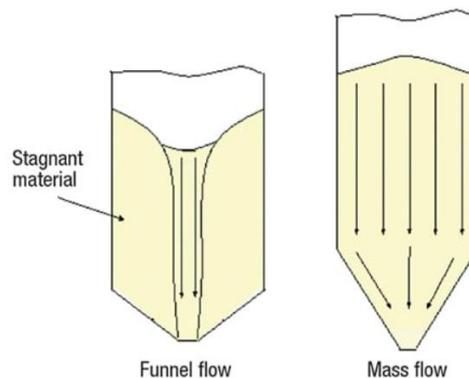


Figura 26. A la izquierda se muestra un patrón de flujo de embudo típico y a la derecha se muestra un patrón de flujo de masa

Fuente: (Engineering & Engineering, 2021)

Para determinar el tipo de flujo es necesario conocer los siguientes parámetros:

4.3.3.2 Ángulo de inclinación de la tolva

El ángulo de inclinación de la tolva se define como el ángulo formado por la superficie de la tolva respecto a la horizontal usando la **Ecuación 32**. Es crucial que este ángulo sea mayor que el ángulo de reposo para permitir el flujo adecuado de granos hacia el cilindro de trillado.

Este ángulo se calcula mediante:

$$\theta_{i,pared} = \theta_{reposito} + 25^{\circ} \quad (32)$$

Donde:

$\theta_{i,pared}$: Ángulo de inclinación de la pared de la tolva [°]

4.3.3.3 Ángulo de fricción con respecto a la pared de la tolva

El ángulo de fricción es una propiedad importante en el diseño de estructuras y sistemas de almacenamiento, como las tolvas. A continuación, se presentan algunas consideraciones:

El ángulo de fricción está relacionado con el ángulo de reposo o el ángulo máximo en el que un conjunto de material granular permanece en reposo sin deslizarse. Este ángulo se utiliza para calcular la inclinación de las tolvas y la resistencia al deslizamiento.

Factores de Fricción en Diferentes Materiales: Los valores del ángulo de fricción varían según los materiales y las interfaces. Aquí algunos ejemplos:

- Arena limpia: Ángulo de fricción de aproximadamente 29° a 31°.
- Acero en acero (muro de tablestaca): Ángulo de fricción 17°.
- Mampostería en madera: Ángulo de fricción de aproximadamente 26°.

Para identificar el tipo de flujo de los granos de café pergamino en la tolva, es necesario calcular el ángulo de fricción entre los granos y la pared. Este parámetro se determina a través de la **Ecuación 33**:

$$\theta_{fricción} = \tan^{-1} \mu_{café} \quad (33)$$

Donde:

$\theta_{fricción}$: Ángulo de fricción de los granos de café contra la pared de la tolva [°]

$\mu_{café}$: Coeficiente de fricción entre el café y el material de la tolva

Para determinar el tipo de flujo de los granos de café pergamino en la tolva, es necesario calcular el ángulo de fricción entre los granos y la pared. Este parámetro puede encontrarse en la tabla 1 del estudio realizado por Eschenwald, A. y Hall, C. W. (1961), que presenta el coeficiente de fricción de los frutos y granos de café sobre diversos materiales de construcción.

4.3.3.4 Ángulo de reposo

El entendimiento de las propiedades de flujo de los granos de café pergamino es de suma importancia para asegurar el éxito en el diseño de la tolva de una trilladora de café. En este diseño, tanto el ángulo de reposo específico del café pergamino como su fluidez determinarán la configuración óptima de la tolva y el ángulo máximo de inclinación permisible.

El ángulo de reposo se refiere al ángulo máximo que puede alcanzar una pila de material sin que este se desplace o se vierta de forma espontánea. Este aspecto relacionado con el ángulo de reposo específico para el café pergamino puede consultarse en la fuente "Screw Conveyor Engineering Guide, (2018).

4.3.3.5 Ángulo de la pared con respecto a la vertical

El ángulo de la pared con respecto a la vertical se define como el complemento del ángulo de inclinación de la pared de la tolva, de esta manera:

$$\theta_{i,v} = 90^\circ - \theta_{i,pared} \quad (34)$$

Donde:

$\theta_{i,v}$: Ángulo de inclinación con respecto a la vertical [°]

Se puede obtener el tipo de flujo interno utilizando la **Figura 27**.

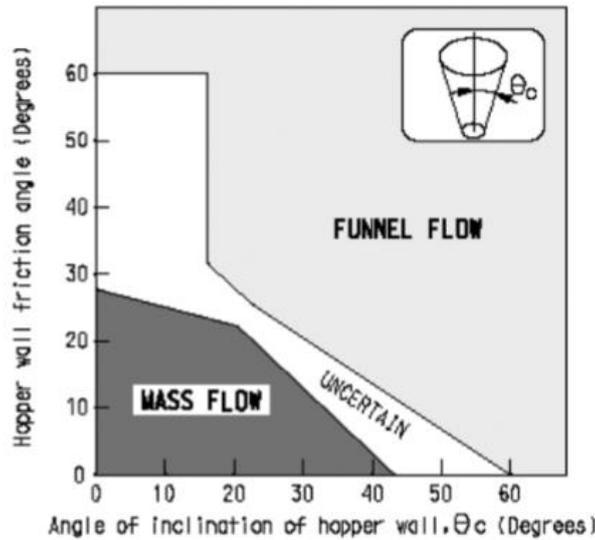


Figura 27. Gráfica para obtener el tipo de flujo interno

Fuente: (ACI Committee 313, 1997)

4.3.3.6 Dimensiones de la tolva

Para el cálculo de las dimensiones de la tolva, se parte de las dimensiones de la sección inferior. El lado de la sección cuadrada inferior no debe ser mayor al diámetro interno del cilindro de transporte.

Bajo este criterio, se define el lado de la sección inferior con un valor igual al diámetro del tornillo helicoidal, por lo tanto:

l_i : Lado de la sección inferior [m]

Luego, el volumen de la tolva se obtiene calculando el volumen de una pirámide de base cuadrangular truncada. Este volumen se determina mediante la **Ecuación 35**:

$$V_{tolva} = \frac{l_s - l_i}{6 \tan \theta_{i,v}} \left(l_s^2 + l_i^2 + \sqrt{l_s^2 l_i^2} \right) \quad (35)$$

Donde:

V_{tolva} : Volumen de la tolva de alimentación [m³]

l_s : Lado de la sección superior [m]

$\theta_{i,v}$: Ángulo de inclinación con respecto a la vertical [°]

El volumen de la tolva debe ser capaz de almacenar al menos la cantidad de diseño, lo cual se calcula mediante la ecuación del volumen.

Este volumen requerido se multiplica por un factor de seguridad para determinar el volumen de diseño de la tolva. Esto se expresa mediante la **Ecuación 36**:

$$V_{d,tolva} = 1,2 V_{r,tolva} \quad (36)$$

Donde:

$V_{d,tolva}$: Volumen de diseño de la tolva de alimentación [m³]

Esto indica que el volumen de diseño de la tolva de alimentación contempla un 20% de volumen adicional para evitar que la masa no quede rebosando sobre el nivel superior de la tolva.

4.3.1 Eje de transmisión

Diámetro mínimo en el eje

Se calcula el diámetro mínimo en el eje que debe resistir la carga de torsión repetida para condiciones de vida infinita.

Se analiza el eje sobre la zona del cambio de sección del tornillo, tal como se muestra en la **Figura 28**.

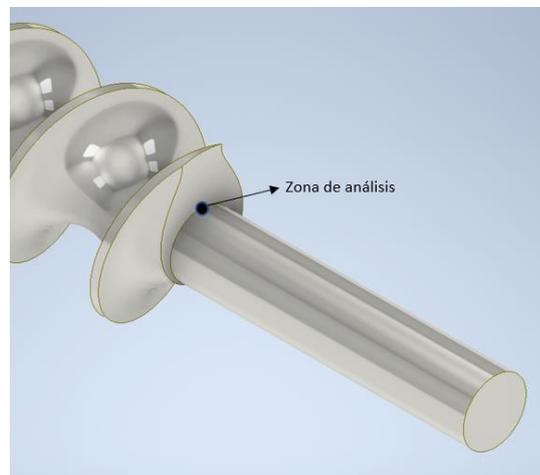


Figura 28. Cambio de sección en el eje para trilladora de café

Fuente: (Autor)

Para calcular el diámetro mínimo en esta zona, se emplea la ecuación (37) de (Norton, 2011):

$$d_{m,eje} = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4}(k_{fs}T_{a,t})^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(k_{fsm}T_{m,t})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (37)$$

Donde:

$d_{m,eje}$: Diámetro mínimo en el eje [m]

N_f : Factor de seguridad

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos por torsión

k_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzos medio por torsión

$T_{a,t}$: Torque alternante sobre el eje [Nm]

$T_{m,t}$: Torque medio sobre el eje [Nm]

S_f : Resistencia corregida a la fatiga [MPa]

S_{ut} : Resistencia última a la tensión del material [MPa]

Donde:

S_y : Resistencia a la fluencia por tensión [MPa]

S_{ut} = Resistencia ultima a la tensión [MPa]

A partir de la resistencia última a la tensión se obtiene la resistencia a la fatiga sin corregir mediante la **Ecuación 38**:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (38)$$

Donde:

S'_e : Resistencia a la fatiga sin corregir [MPa]

Para corregir la resistencia a la fatiga se utilizan factores que toman en cuenta las diferencias del eje diseñado con las muestras sujetas a ensayos de fatiga. Para ello se utiliza la siguiente **Ecuación 39**:

$$S_f = C_{carga} C_{tam} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (39)$$

Donde:

C_{carga} : Factor de corrección por carga

C_{tam} : Factor de corrección por tamaño

C_{sup} : Factor de corrección por superficie

C_{temp} : Factor de corrección por temperatura

C_{conf} : Factor de corrección por confiabilidad

Para efectos de la superficie, se tiene la siguiente **Ecuación 40**:

$$C_{sup} = A_s S_{ut}^{b_s} \quad (40)$$

Donde:

A_s : Coeficiente A del factor de superficie

b_s : Coeficiente b del factor de superficie

Luego, el factor de concentración de esfuerzos por torsión se obtiene mediante la **ecuación 41**:

$$k_{fs} = 1 + q_m(k_{ts} - 1) \quad (41)$$

Donde:

q_m : Sensibilidad a la muesca

k_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos geométrico para esfuerzos cortantes

Para obtener la sensibilidad a la muesca, se define un radio de curvatura en el cambio de sección igual a x mm tal como se muestra en la **Figura 29**.

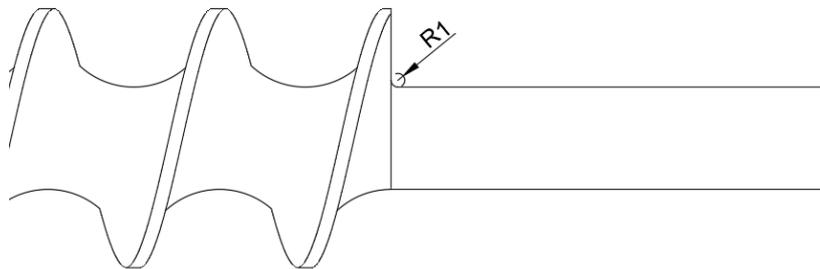


Figura 29. Curvatura en el cambio de sección en el eje.

Fuente: (Autor).

Definidas todas las variables de la **Ecuación 37** se tiene que el diámetro mínimo del eje es:

En la **Figura 30** se muestra el eje con el diámetro especificado.

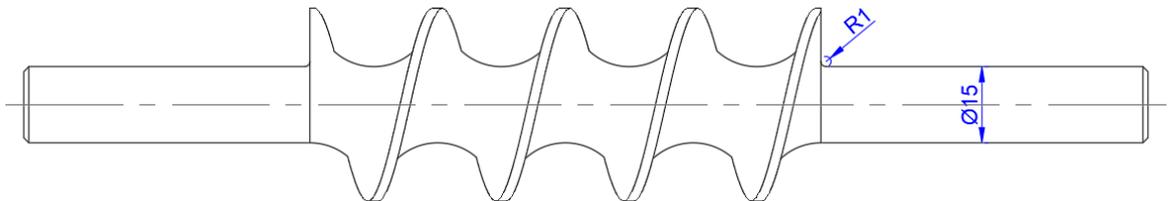


Figura 30. Eje de máquina de trillado para café pergamino.

Fuente: (Autor).

4.3.2 Diseño de los cojinetes de fricción

En el diseño propuesto, se emplean cojinetes de fricción debido a su capacidad para permitir tanto el movimiento giratorio del tornillo, necesario para el transporte de los granos

de café, como el desplazamiento axial del eje, requerido para la apertura y cierre del disco de fricción móvil (ver **Figura 31**).



Figura 31. Cojinetes de fricción fabricados en bronce

Fuente: (Amazon, 2023)

Para la selección de los cojinetes, se consideran las especificaciones recomendadas por el fabricante SKF, que incluyen: el material de fabricación, el rango de temperatura de operación, las tolerancias del eje y del soporte del cojinete, la rugosidad superficial del eje y su dureza.

Dimensiones del cojinete

Para obtener las dimensiones del cojinete de fricción, primeramente, se especifica el diámetro interno del mismo:

$$d_{i,cojinete} = d_{eje}$$

Donde:

$d_{i,cojinete}$: *Diámetro interno del cojinete* [mm]

Luego, se aproxima el espesor de la pared mediante la siguiente **Ecuación 42**:

$$e_{cojinete} = 0.125 d_{eje} \quad (42)$$

Donde:

$e_{cojinete}$: *Espesor de la pared del cojinete de fricción* [mm]

La longitud del cojinete se obtiene a partir de la **Ecuación 43**:

$$L_{cojinete} = 0,75 d_{eje} \quad (43)$$

Donde:

$L_{cojinete}$: *Longitud del cojinete* [mm]

Definidas las medidas del cojinete, se verifican las dimensiones a partir del factor de carga. En primer lugar, se obtiene la presión específica del cojinete mediante la **Ecuación 44** :

$$p_{cojinete} = \frac{W_c}{A_c} \quad (44)$$

Donde:

$p_{cojinete}$: Presión específica del cojinete de fricción $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$

W_c : Carga sobre el cojinete [N]

A_c : Área de aplicación de la carga sobre el cojinete [mm²]

Se asume que la carga que actúa sobre el cojinete es igual al peso del eje. Luego, el área de aplicación de la carga del cojinete se obtiene mediante la siguiente **Ecuación 45**:

$$A_c = d_{i,cojinete} L_{cojinete} \quad (45)$$

El siguiente parámetro a definir es la velocidad de deslizamiento, que se obtiene mediante la **ecuación 46**:

$$v_{cojinete} = \frac{\pi d_{i,cojinete} \omega_t}{60 \times 10^3} \quad (46)$$

Donde:

$v_{cojinete}$: Velocidad de deslizamiento $\left[\frac{m}{s} \right]$

ω_t : Velocidad angular del tornillo [rpm]

Con los valores calculados, se tienen condiciones de operación dentro del margen I, el mismo que indica que el cojinete seleccionado cumple con la capacidad de carga.

Vida útil de los cojinetes

Para el cálculo de la vida útil de los cojinetes de la trilladora se utiliza la siguiente **Ecuación 47**:

$$L_h = f_p f_c f_d f_m \frac{K_a}{p_{cojinete} v_{cojinete}^{1.2}} \quad (47)$$

Donde:

L_h : Vida útil del cojinete [horas]

f_p : Factor de corrección de carga

f_c : Características de aplicación y factor de corrección de temperatura

f_d : Factor de corrección del tamaño

f_m : Factor de corrección del material del eje

K_a : Constante relativa al tipo de aplicación

4.3.3 Rodamiento axial

Los rodamientos axiales de bolas SKF pueden ser de simple o doble efecto. Están diseñados para soportar únicamente cargas axiales y no deben someterse a ninguna carga radial. (**Figura 32**).



Figura 32. Rodamiento axial.
Fuente: (SKF, s. f.)

Como paso inicial para la selección del rodamiento axial, se escoge un rodamiento con un diámetro interior aproximado a la necesidad del diseño, para la selección del rodamiento axial se considera: diámetro exterior e interior además del ancho.

Para validar la selección del rodamiento en función de la carga axial que resiste, en primer lugar, se obtiene la carga axial equivalente dinámica. A partir de la carga axial equivalente dinámica, se puede determinar la capacidad básica de carga dinámica axial utilizando la **Ecuación 48**:

$$C_a = L_{10}^{1/3} P_a \quad (48)$$

Donde:

C_a : Capacidad básica de carga dinámica axial [kN]

L_{10} : Vida nominal básica del rodamiento [10^6 revoluciones]

De igual manera, es necesario obtener la capacidad básica de carga estática axial. Se calcula mediante la **Ecuación 49**:

$$C_{oa} = P_{oa} * S_o \quad (49)$$

Donde:

C_{oa} : Capacidad básica de carga estática axial [kN]

S_o : Factor de seguridad

4.3.4 Unidad motriz

Un motorreductor es una unidad compacta que integra tanto un reductor de velocidad como un motor en una sola pieza, lo que permite reducir la velocidad de un equipo de manera automatizada. Este dispositivo se utiliza para diversos fines industriales y ha experimentado una evolución significativa, siendo ampliamente adoptado por grandes industrias en sus procesos productivos. Se puede observar un ejemplo de un motor a inducción de 90W en la **Figura 33**, el cual puede ser monofásico (1~) o trifásico (3~).



Figura 33. Motor a inducción de 90W 1~ o 3~.
Fuente: (Oriental Motor, 2008-2009)

Para la selección del motor eléctrico se debe tomar en cuenta la eficiencia de cada uno de los elementos que intervienen en la transmisión de potencia, desde el motor hasta el eje de la trilladora.

Asumiendo que no existen pérdidas de potencia en el acoplamiento mecánico, la potencia del motor eléctrico se calcula mediante la **Ecuación 50**:

$$P_{m,e} = \frac{P_{trillado}}{\eta_{caja}} \quad (50)$$

Donde:

$P_{m,e}$: Potencia del motor eléctrico [W]

$P_{trillado}$: Potencia de trillado [W]

η_{caja} : Eficiencia de la caja reductora de velocidad

Para la caja reductora, la relación de velocidad se define mediante la **Ecuación 51**:

$$i_{caja} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_t} \quad (51)$$

Donde:

i_{caja} : Relación de velocidad de la caja reductora

ω_{motor} : Velocidad angular nominal del motor eléctrico [rev/min]

ω_t : Velocidad angular del tornillo helicoidal [rev/min]

4.3.4.1.1 Selección del reductor

Dado que se conoce la relación de velocidad necesaria para obtener la velocidad angular requerida en el tornillo de la trilladora, se selecciona un reductor de velocidad compatible con el motor eléctrico seleccionado. Del catálogo de Oriental Motor se selecciona un reductor con las características apropiadas al diseño de la máquina.

El torque a la salida del eje del reductor se obtiene mediante:

$$T_{sal} = T_{ent} \eta_{caja} i_{caja} \quad (52)$$

Donde:

T_{sal} : Torque a la salida de la caja reductora [Nm]

T_{ent} : Torque a la entrada de la caja reductora [Nm]

Este torque debe ser superior al requerido por el eje de la trilladora y se comprueba:

$$T_{sal} > T_{trillado}$$

4.3.5 Sistema de transmisión

El sistema de transmisión de potencia facilita el transporte de energía desde una fuente hacia otro mecanismo, con la capacidad de aumentar, conservar o disminuir tanto la velocidad como el torque en el proceso. Ver **Figura 34** ejemplos de mecanismos de transmisión de potencia.

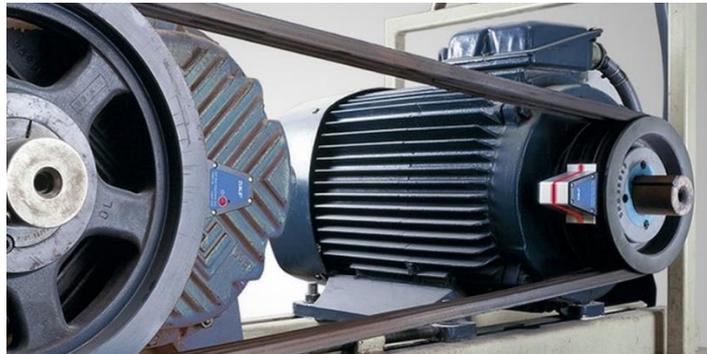


Figura 34. Mecanismos de transmisión de potencia.

Fuente: (SKF, 2023)

- **Relación de transmisión:** es una relación entre las velocidades de rotación de dos o más engranajes o poleas conectados entre sí, donde un componente ejerce fuerza sobre el/los otro/s. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.
- **Acople estriado:** El eje estriado es una guía con recirculación de bolas. Este producto innovador, que dispone de un casquillo de bolas que rueda por una ranura conectada al eje, permite conseguir cargas mayores que un casquillo lineal, así como la transmisión del par de torsión mientras efectúa movimientos lineales (ver **Figura 35**).



Figura 35. Acoplamiento estriado de acero del eje del motor.
Fuente: (Amazon, 2024)

El funcionamiento de la máquina trilladora implica un movimiento axial del eje y del tornillo helicoidal, lo que permite el desplazamiento del disco de fricción móvil en el proceso de trillado del café. Para ello, es necesario un acoplamiento mecánico que, además de transmitir la potencia del motorreductor al eje, facilite dicho desplazamiento a lo largo de este. Se ha seleccionado como acoplamiento un cubo estriado bajo la norma DIN 5463.

Para el cálculo del eje, se selecciona un perfil con 6 estrías, y el diámetro mínimo se determina mediante la **Ecuación 53**:

$$d_{e,e} = \sqrt[3]{\frac{16 T_{trillado} k_a \eta_e}{0,4 \pi S_y k_f}} \quad (53)$$

Donde:

$d_{m,ee}$: Diámetro mínimo del eje estriado [m]

$T_{trillado}$: Torque de trillado sobre el eje [Nm]

k_a : Factor de aplicación

η_e : Factor de seguridad para el eje estriado

S_y : Límite a la fluencia del material del eje [Pa]

k_f : Factor de vida útil del eje

Por otra parte, la longitud mínima del eje estriado para la transmisión de potencia se calcula mediante la **Ecuación 54**:

$$L_{min} = \frac{1000 T_{trillado} k_a \eta_e}{d_s P_{min} \frac{h_{st}}{2} N_n k_m k_f} \quad (54)$$

Donde:

L_{min} : Longitud mínima del eje estriado [mm]

d_s : Diámetro medio del eje [mm]

P_{min} : Presión mínima admitida sobre la superficie del eje [MPa]

h_{st} : Altura de conexión [mm]

N_n : Número de estrías o nervaduras

k_m : Factor de distribución de carga

La altura de conexión, por su parte se calcula mediante la **Ecuación 55**:

$$h_{st} = \left(\frac{d_{M,ee} - d_{m,ee}}{2} \right) - 2g_{Cha} \quad (55)$$

Donde:

g_{Cha} : Chaflán en el borde de la nervadura [mm]

Luego, la presión mínima sobre la superficie del eje, se obtiene por la **Ecuación 56**:

$$P_{min} = \frac{1000 T_{trillado} k_a \eta_e}{1.7 d_3 d_s N_n k_m k_f} \quad (56)$$

Donde:

d_3 : Longitud activa de la nervadura [mm]

Definida la longitud y el perfil del estriado, se establecen las dimensiones del acople para la transmisión de potencia hacia el eje.

4.3.1 Extractor/Blower

El extractor o blower se utiliza para eliminar las impurezas y materiales extraños de las muestras mediante una corriente de aire controlada. Esta corriente de aire atraviesa los granos de café, los cuales caen con una velocidad controlada hacia un cono.

La **Figura 36** muestra un ejemplo de un ventilador centrífugo pequeño de múltiples alas utilizado para este fin. El flujo de aire que atraviesa el material es regulado por una válvula sensible que ajusta la cantidad de aire que fluye hacia el colector centrífugo.

Para dimensionar adecuadamente el ventilador, es necesario tener información sobre el flujo volumétrico, la presión de flujo, la velocidad del flujo y la densidad de las partículas que se están transportando.

Tipos de ventiladores:

Ventiladores helicoidales/axiales

Se le llama ventilador axial a todo aquel en el que el flujo de aire se desplaza en dirección paralela a su eje. Los ventiladores axiales pueden mover grandes volúmenes de aire con muy poca presión.

Ventiladores radiales/centrífugos

Se le llama ventilador centrífugo a todo ventilador en el que el flujo de aire sale en dirección radial a su eje. Los podemos diferenciar en dos grandes grupos:

Ventiladores centrífugos con palas hacia delante



Figura 36. Ventilador centrífugo pequeño de múltiples alas
Fuente: (Alitools, 2024).

Ventiladores centrífugos con palas hacia atrás.

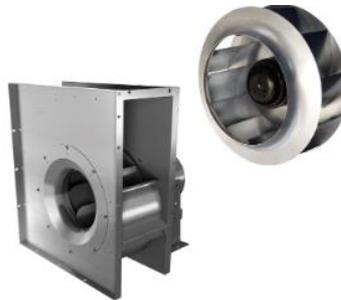


Figura 37. Ventilador centrífugo con palas hacia atrás.
Fuente: (Airtécnicos, 2024)

Ventiladores tangenciales

Un ventilador tangencial es aquel en el que el flujo de aire sale en una dirección que es tangencial a su eje. Esto significa que el aire se expulsa en una trayectoria que es perpendicular al eje de rotación del ventilador. Puedes ver un ejemplo de este tipo de ventilador en la **Figura 38**.



Figura 38. Ventiladores tangenciales
Fuente: (Airtécnicos, 2024)

El sistema de extracción de cisco para la trilladora de café requiere un ducto de extracción y descarga de cisco que, a su vez, permita la descarga del café trillado. El cisco es

extraído mediante un soplante que ejerce una presión negativa en el sistema. Adicionalmente, el sistema requiere un accesorio de acoplamiento y un filtro separador de cisco para que éste no ingrese en el soplante.

4.3.1.1.1 Velocidad del aire para el transporte del cisco

El primer parámetro para el diseño del sistema de extracción es la velocidad del aire para el transporte del cisco. La determinación de la velocidad se realizó de manera experimental.

Para el experimento se utilizó cisco de café pergamino, un ducto circular con una base perforada con flujo de aire inferior y un anemómetro para la medición de la velocidad del viento. La **Figura 51** muestra de forma esquemática los elementos utilizados para el experimento.

El aire ingresa por la parte inferior de la base perforada y fluye a través del ducto circular. A medida que se aumenta el flujo de aire, se extrae el cisco y se mide la velocidad de aire necesaria para transportar el cisco de manera vertical, ya que de esta forma se tiene una condición crítica en el sistema de transporte.

4.3.1.1.2 Caudal necesario para el transporte de cisco

El caudal necesario para el transporte del cisco es definido en función de la velocidad del aire y de las dimensiones del ducto de transporte. Para el presente diseño, se designan las dimensiones principales del ducto .

A partir de estas dimensiones, el área de la sección transversal se obtiene utilizando la siguiente **Ecuación 57**:

$$A_{sd} = a_{ducto} h_{ducto} \quad (57)$$

Donde:

A_{sd} : Área de la sección transversal del ducto [m²]

a_{ducto} : Ancho del ducto [m]

h_{ducto} : Alto del ducto [m]

Luego, el caudal necesario para el transporte del cisco en el ducto se obtiene mediante la **Ecuación 58**:

$$Q_{tc} = A_{sd} v_{aire} \quad (58)$$

Donde:

Q_{tc} : Flujo o caudal de aire para el transporte de cisco [m³/s]

4.3.1.1.3 Presión necesaria en el sistema

La presión en el sistema para mantener el flujo de aire a la velocidad necesaria para la extracción de la cascarilla, se obtiene a través de la carga estática total requerida y viene dada por la siguiente **Ecuación 59**:

$$H_{total} = h_M + h_m + \Delta z \quad (59)$$

Donde:

H_{total} : Carga estática total requerida [m]

h_M : Pérdidas de cargas mayores [m]

h_m : Pérdidas de carga menores [m]

Δz : Elevación total entre el punto de aspiración y descarga [m]

Para obtener las pérdidas de carga mayores, se utiliza la siguiente **Ecuación 60**:

$$h_M = f \frac{L_d}{D_{hd}} \frac{v_{prom,d}^2}{2g} \quad (60)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy

L_d : Longitud del ducto [m]

D_{hd} : Diámetro hidráulico del ducto [m]

$v_{prom,d}$: Velocidad promedio en el ducto $\left[\frac{m}{s}\right]$

g : Aceleración de la gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Para determinar el factor de fricción, es importante determinar el tipo de flujo del aire (laminar, de transición o turbulento). Para ello se obtiene el número de Reynolds, mediante la **Ecuación 61**:

$$Re = \frac{\rho_{aire} v_{prom,d} D_{hd}}{\mu_{aire}} \quad (61)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

μ_{aire} : Viscosidad dinámica del aire $\left[\frac{kg \cdot m}{s}\right]$

El diámetro hidráulico del ducto se obtiene mediante la **Ecuación 62**:

$$D_{hd} = \frac{4A_{sd}}{p_d} \quad (62)$$

Donde:

D_{hd} : Diámetro hidráulico del ducto [m²]

p_d : Perímetro del ducto [m]

El perímetro del ducto corresponde a la siguiente **Ecuación 63**:

$$p_d = 2a_{ducto} + 2h_{ducto} \quad (63)$$

Luego, conocido el tipo de flujo, se puede calcular el factor de fricción mediante la siguiente **Ecuación 64**:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_{hd}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (64)$$

Donde:

ε : Rugosidad del ducto [m]

La rugosidad del ducto (en mm) se puede obtener mediante los valores mostrados en el **Anexo 18**.

Las pérdidas de carga menores se obtienen mediante la siguiente **Ecuación 65**:

$$h_m = h_{filtro} + h_{acoplamiento} \quad (65)$$

Donde:

h_{filtro} : Pérdidas debido al filtro separador [m]

$h_{acoplamiento}$: Pérdidas debido al acoplamiento [m]

Para el cálculo de las pérdidas debido al filtro separador se considera la velocidad de impacto del aire sobre una placa perforada con agujeros circulares y el porcentaje de área abierta de la placa.

Las pérdidas de presión debido al acoplamiento se obtienen mediante la **Ecuación 66**:

$$h_{acoplamiento} = K_l \frac{v_{prom,d}^2}{2g} \quad (66)$$

Donde:

K_l : Coeficiente de pérdida de carga

Esta es la presión necesaria en el soplante como extractor; sin embargo, en las curvas de operación de los ventiladores se tienen valores del soplante funcionando en impulsión. Para obtener la presión en impulsión, asumiendo que no existen cambios de temperatura y densidad en el aire, se tiene la siguiente **Ecuación 67**:

$$H_{total,s} = P_{atm} \left(\frac{P_{atm}}{P_{atm} - H_{total}} - 1 \right) \quad (67)$$

Donde:

$H_{total,s}$: Carga total estática de selección [mmca]

P_{atm} : Presión atmosférica [mmca]

4.3.2 Estructura de soporte

Dentro del ámbito de las trilladoras, la estructura de la máquina representa el chasis sobre el cual se integran y soportan los distintos componentes. La cubierta o carcasa juega un papel esencial al proporcionar protección a la maquinaria y servir como punto de fijación para otros elementos. La estructura del molino asume la responsabilidad de absorber todas las cargas y garantiza la estabilidad general de la trilladora, como se evidencia en la **Figura 39**.



Figura 39. Estructura de molino de café eléctrico.
Fuente: (Amazon, 2024)

4.3.3 Cámara de trillado

La cámara de trillado se diseña con el objetivo de mitigar la dispersión de materia trillada, como el café verde y la lámina delgada de pergamino desprendida durante el proceso. Esto se logra al situar la cámara dentro de un área aislada. Posteriormente, se lleva a cabo la separación de la materia trillada para obtener el grano limpio. Dicho proceso se puede visualizar en la **Figura 40**.



Figura 40. Trilladora de café pergamino
Fuente: (Gascón, 2020)

5. Metodología

5.1 Área de trabajo

La investigación se realizó en la ciudad de Loja, Ecuador, una región de gran relevancia para la industria cafetera. Su papel como centro de exposición y distribución de café refuerza la pertinencia del estudio, beneficiando a todos los actores del sector.

5.2 Equipos y materiales

5.2.1 Equipos de computación

- Computadora Portátil
- Impresora
- Balanza electrónica de 6kg
- Calculadora

5.2.2 Software y herramientas CAD

- Autodesk Inventor ®
- Autodesk Autocad ®
- MatLab®
- CadeSimu®
- Paquete Office ®
- Google Chrome ®

5.2.3 Materiales bibliográficos:

Libros:

- Mecánica y diseño mecánico de GUNT®.
- Diseño de elementos de máquinas mecánicas de Mott.
- Resistencia de materiales de Pytel - Singer.
- Diseño en ingeniería mecánica de Shingley.
- Diseño de maquinaria de Norton.
- Mecánica de Materiales de Russell C. Hibbeler.

Normas:

- Norma INEN - 283 – Café Terminología
- Norma INEN - 284 – Café en Grano Muestreo
- Norma INEN - 285 – Café Verde en Grano Clasificación y Requisitos
- Norma INEN-ISO – 1446:2012 - Café Verde. Determinación Del Contenido De Agua - Método Básico De Referencia (IDT)

- Norma NTE INEN - ISO - 6666-2012 - Muestreador de Café (IDT)

5.2.4 *Materiales de experimentación:*

- Café pergamino de Quilanga (Beneficiado húmedo) 10lbs – 4.53kg
- Café pergamino de Gonzanamá (Beneficiado húmedo) 0.5lbs – 230kg
- Recipientes – fundas plásticas

5.2.5 *Máquinas herramientas para el ensayo:*

- Molino manual
- Soldadora MIG
- Juego de llaves
- Flexómetro – Calibrador – Escuadra
- Disco de lija para amolador
- Resortes
- Pernos
- Poleas acanaladas 1x9”, 1x11”

5.3 Procedimiento

El procedimiento planteado para el diseño de la trilladora para pruebas de laboratorio se detalla a continuación:

El diseño de investigación adoptado fue de naturaleza descriptiva, con el propósito de proporcionar una descripción detallada de la máquina propuesta, incluyendo sus componentes, modo de funcionamiento, rendimiento y características técnicas. El enfoque descriptivo permitió examinar y documentar de manera precisa todos los aspectos técnicos y operativos relacionados con la máquina en cuestión.

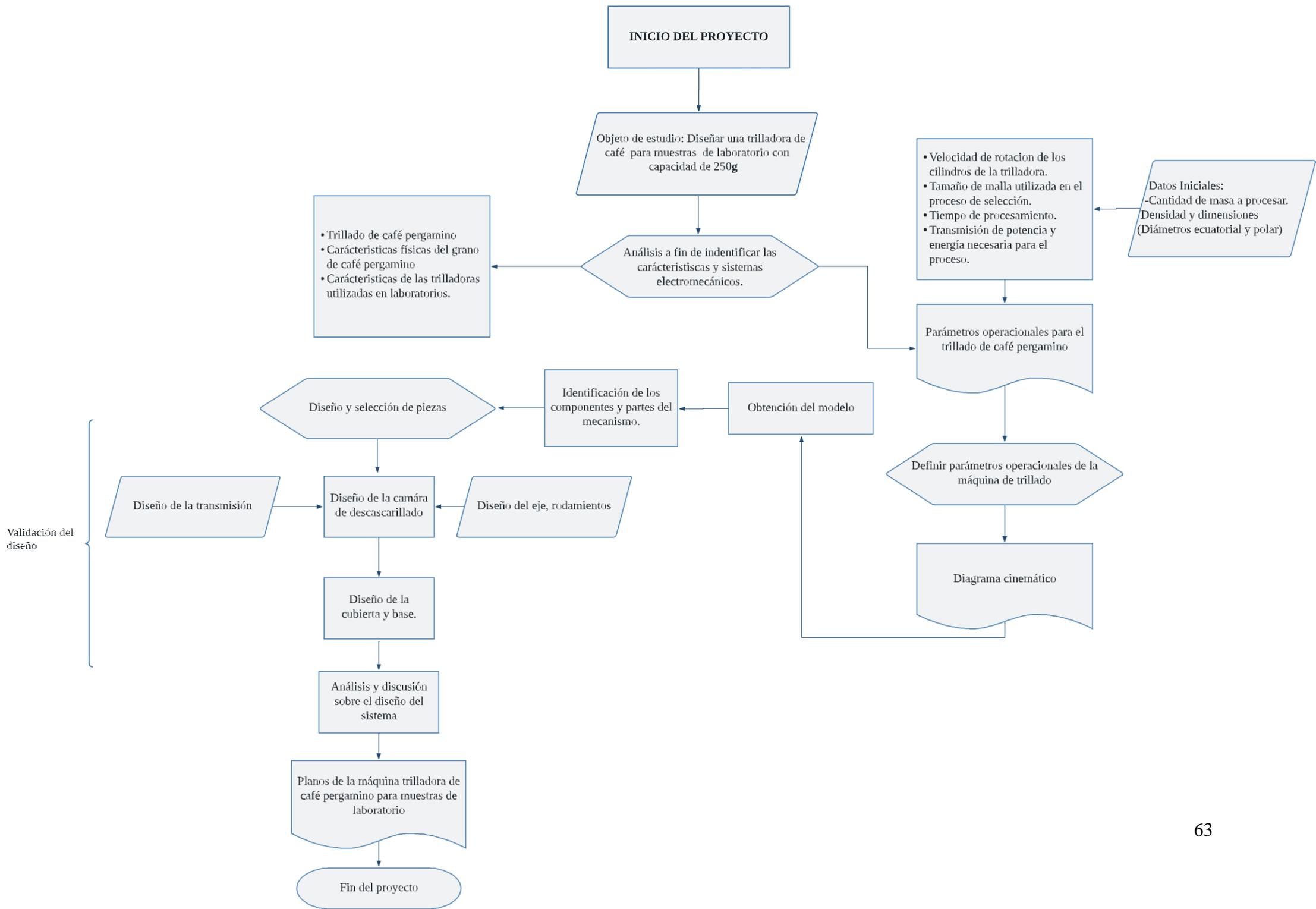
La presente investigación se llevó a cabo utilizando un enfoque experimental con el objetivo de obtener información precisa mediante la realización de ensayos y pruebas en diversas condiciones. Los datos recopilados se tabularon y se analizaron para identificar las funciones que representan de manera precisa los diferentes comportamientos observados durante el proceso de trillado del café pergamino. De esta manera, se buscó obtener un entendimiento completo de los parámetros operacionales involucrados en el trillado del café pergamino.

El enfoque investigativo adoptado para este estudio se centra en el diseño de las partes principales necesarias para el trillado de café, considerando las condiciones de trabajo y la capacidad de procesamiento requerida. La metodología empleada se basa en la propuesta de un mecanismo que se ajuste a estas condiciones específicas. Para lograrlo, se utiliza un enfoque de diseño que tiene en cuenta las condiciones iniciales definidas a través de la parametrización del proceso de trillado. De esta manera, se busca desarrollar y proponer diseños adecuados y eficientes que se adapten óptimamente a las necesidades del trillado de café en función de la cantidad de procesamiento requerida.

El enfoque de esta investigación se centra en el diseño de una máquina de trillado específicamente destinada al procesamiento de muestras de laboratorio de café pergamino, para una cantidad de 250 gramos. Para lograr este propósito, resulta fundamental determinar la potencia requerida por la máquina para llevar a cabo dicho proceso. Los parámetros operacionales desempeñan un papel crucial en el dimensionamiento de la máquina en términos de potencia, velocidad angular y torque necesarios.

El diseño de la configuración, los elementos de transmisión de potencia y la estructura de la máquina constituyen una etapa crucial en esta investigación. Dichos elementos deben ser seleccionados y dimensionados de manera cuidadosa con el fin de asegurar un funcionamiento óptimo y seguro de la máquina de trillado. Es imprescindible considerar aspectos técnicos como la resistencia de los materiales empleados, así como la facilidad de mantenimiento y limpieza.

El procedimiento utilizado para el diseño de la máquina de trillado se presenta en el siguiente flujograma:



5.3.1 Primer objetivo: Realizar un análisis del estado del arte de las trilladoras de café para laboratorio, a fin de identificar las principales características y sistemas electromecánicos utilizados en estas máquinas.

El objetivo 1, se realizó un análisis del estado del arte de las trilladoras de café para laboratorio, donde se siguieron los siguientes puntos:

- **Búsqueda de literatura científica, técnica y normativa:** Investigar y documentar la información relevante sobre las trilladoras de café utilizadas en laboratorios. Con artículos científicos, libros, informes técnicos y páginas web especializadas, para redactarlo en la revisión literaria.
- **Análisis de la información:** Para identificar las principales características de la máquina trilladora de café utilizada en los laboratorios, considerando aspectos como la capacidad de procesamiento, los sistemas de trillado y los componentes electromecánicos, entre otros.
- **Obtención del modelo:** Se realizó una tabla comparativa, de un mismo conjunto de máquinas que realizan el trabajo de trillado, considerando su relevancia en las características electromecánicas.
- **Identificación de sistemas electromecánicos utilizados en las trilladoras de café:** Analizar los sistemas electromecánicos que son utilizados en las trilladoras de café. Esto puede incluir motores, transmisiones, sistemas de control, sensores, etc. Cómo estos sistemas funcionan y su importancia en el proceso de trillado de café.

5.3.1.1 Desarrollo del primer objetivo:

Para la obtención del modelo: Se realizó una tabla comparativa, de un mismo conjunto de máquinas que realizan el trabajo de trillado de café pergamino seco, considerando su relevancia en las características electromecánicas (Ver **Tabla 7**).

Uno de los datos más significativos que se consideró fue la capacidad de procesamiento. Según los datos recopilados en la **Tabla 6**, se observa que la tendencia media de capacidad de procesamiento es de 250 gramos por minuto. Además, se tuvo en cuenta la normativa INEN 284 (Café en grano muestreo), en su punto 2.9, donde se establece que la cantidad de café a utilizar no debe ser menor a 500 gramos.

Con base en estos datos, se puede argumentar que utilizando dos cantidades de 250 gramos cada una se podría cumplir con los requisitos de la muestra para laboratorio, tal como lo establece la normativa mencionada.

Tabla 6.*Conjunto de modelos de trilladora de café para muestras de laboratorio.*

Modelo	Capacidad de procesamiento. gr/min	Voltaje V	Potencia del motor Hp
• Trilladora C- 200 de Penagos Clausen®	200-250	110 – 220	1/3
• Trilladora ING-C-250 INGESEC®	250	110 – 220	1/3
• Trilladora M-250 de MAGRA®	250	110 – 220	1/3
• Trilladora C-200 de QUANTI®	200-250	-	1/3 @ 1800rpm
• Trilladora 200 -300gr/min de JOTAGALLO®	200-300	110 – 220	1/2
• Trilladora 250 de JUANSANTACOLOMA ®	250	120	-
• Trilladora 672 PCHS -200	200	220-50Hz	1/2 @ 1440rpm

Nota: La información presentada se obtuvo mediante una investigación exhaustiva de los catálogos de diversas trilladoras de café pergamino diseñadas específicamente para muestras de laboratorio.

- **Selección del mecanismo de trillado:**

Para la selección del mecanismo de trillado se consideró ciertos mecanismos los cuales pueden ser usados como referencia para los ensayos y posteriormente para la implementación del diseño (ver **Anexo 5**).

- El **mecanismo 1** representa el modelo típico de máquinas utilizadas para el muestreo de pruebas en laboratorios, que cuenta con una cámara de trillado por presión que a medida que procesa, la máquina va separando la cascarilla del grano de café.
- El **mecanismo 2** corresponde a una trilladora de grano que cuenta con un sistema de poleas de sección A, además de un sistema de ventilación diseñado para facilitar la limpieza del grano. Esta trilladora se caracteriza por su funcionamiento silencioso.
- El **mecanismo 3** se refiere a una trilladora de café artesanal que incorpora un tornillo sin fin y una cámara de separación de trillado. Además, cuenta con una tapa transversal ajustable mediante resortes para un mejor control del proceso.
- Por último, el **mecanismo 4** es un separador de arroz roto de laboratorio. Este dispositivo utiliza la densidad como criterio de separación, permitiendo que los granos de buena calidad se acumulen en la cámara de separación, mientras que los granos pequeños o rotos se recogen en un recipiente separado.

Es importante destacar que cada uno de estos mecanismos desempeña un papel específico en el proceso de trillado y análisis de muestras en laboratorio.

La evaluación de diferentes cámaras de trillado, se tuvo en cuenta los parámetros reflejados en la **Tabla 7**, ha permitido identificar el mecanismo con un puntaje ponderado en base a la escala de la **Tabla 8**, dando como resultado **3.86** en el **mecanismo 3** como el más factible para el diseño. Este resultado indica que dicho mecanismo presenta características superiores en comparación con los demás evaluados. No obstante, es importante considerar el contexto y las necesidades específicas de cada situación antes de tomar una decisión final sobre el mecanismo a emplear en el proceso de trillado del café pergamino.

Tabla 7.

Modelo matriz toma de decisión, para selección del mecanismo de trillado.

	Peso del criterio	Mecanismo 1	Mecanismo 2	Mecanismo 3	Mecanismo 4
		Puntaje	Puntaje	Puntaje	Puntaje
Tamaño	25%	4	2	4	1
Simplicidad de ensamblaje	10%	3	3	4	3
Simplicidad de diseño	15%	3	3	4	1
Confiabilidad de funcionamiento	20%	4	4	3	3
Facilidad de fabricación y manufactura	20%	4	5	4	2
Facilidad de mantenimiento	10%	3	4	5	1
TOTAL	100%	3.68	3.54	3.86	1.86

Nota: La información presentada se obtuvo del autor.

Tabla 8.

Escala de puntuación en la matriz de decisiones

PUNTUACIÓN				
1	2	3	4	5
Muy bajo	Bajo	Media	Bueno	Muy bueno

Nota: La información presentada se obtuvo del autor.

5.3.2 Segundo objetivo: Definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio.

El objetivo 2, es definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio, para ello se realiza los siguientes puntos:

Ensayos con molino manual: Se empleó un molino manual como dispositivo de prueba. Este molino fue utilizado para realizar diferentes ensayos y simular el proceso de trillado. Se registraron y analizaron los datos obtenidos durante estos ensayos para evaluar el desempeño de la máquina en relación con los parámetros requeridos.

Ajuste de resortes para el trillado: Se utilizaron dos resortes que se fijaron al soporte de montaje de la máquina, con el propósito de permitir que el disco rotor ejerza presión sobre los granos, generando fricción y facilitando la separación de la cascarilla. Sin embargo, es importante destacar que la calibración adecuada del desplazamiento de compresión de los resortes resulta crucial en este proceso.

Medición de la velocidad de rotación: Se trilló de modo manual, además se utilizó un dispositivo celular que captaba el tiempo y el número de revoluciones necesarias para que sea trillado los 250 gr. Esto permitió obtener información precisa sobre la velocidad a la cual se realizaba el proceso de trillado.

Medición del torque: Se utilizaron dos poleas, una para el eje del molino, y otra polea de gancho que se fija a una altura, haciendo cálculos físicos, se puede determinar el tiempo en que se desea desplazar el peso x , dicho peso dará como resultado la fuerza por el brazo de palanca, esto permitió obtener información sobre el nivel de torque necesario para realizar eficientemente la tarea de trillado.

Pruebas de diferentes condiciones de procesamiento de café: Haciendo pruebas manuales, con el uso de un molino manual, se pone a prueba el trillado del grano de café pergamino, mediante el uso de balanzas se fue cuantificando los resultados del procesamiento.

5.3.2.1 Fase experimental

Durante la fase experimental, se llevó a cabo pruebas y análisis detallados para determinar la viabilidad y eficacia de la trilladora de café pergamino. Se realizó ajustes y adaptaciones en una máquina de molienda existente para evaluar su capacidad para llevar a cabo el proceso de trillado de manera eficiente. Se estableció protocolos de prueba para medir y registrar parámetros clave, como la velocidad de rotación, la presión aplicada y la calidad del producto final.

Los resultados obtenidos se analizaron cuidadosamente para identificar posibles áreas de mejora y optimización del proceso de trillado. Esta fase experimental servirá como base para afinar y perfeccionar el diseño y funcionamiento de la trilladora de café pergamino.

- **Medición de parámetros operacionales de la máquina:**

Se utilizará instrumentación especializada para medir parámetros como velocidad, fuerza de trillado, potencia mecánica y caudal necesario para la extracción del cisco del grano verde. Los datos obtenidos serán analizados para evaluar el rendimiento de la máquina en diversas condiciones de operación. Esta evaluación permitirá identificar posibles áreas de mejora en el diseño y funcionamiento.

Selección del equipo para el desarrollo experimental

Para realizar la fase experimental del proyecto para el trillado de café pergamino, se seleccionó un molino de granos con las siguientes características:

Características del equipo

Método de molienda	Discos de fricción
Material	Hierro fundido/acero
Accionamiento	Manual

El equipo seleccionado se muestra en la **Figura 41**.



Figura 41. Molino manual para ensayos de trillado
Fuente: (Arellano Store, 2024)

Las partes principales del molino manual son:

- Tolva de entrada de granos
- Tornillo helicoidal
- Discos de fricción
- Base regulable
- Manivela

Se eligió este equipo debido a la facilidad de operación y la posibilidad de emular el proceso de trillado de café mediante los discos de fricción que son ajustables a diferentes medidas de grano.

Descripción de los ensayos de trillado

Para el inicio de los ensayos de trillado se prepararon 15 muestras de 250 g de café pergamino (**Figura 42**).



Figura 42. Ensayos de café pergamino.

Fuente: Autor

Además, se colocaron dos resortes de compresión en las tuercas de ajuste de la base regulable con el fin de realizar diferentes calibraciones con distintas fuerzas de trillado (ver **Figura 43**).



Figura 43. Ajuste de resorte

Fuente: Autor

Se colocó cada muestra al interior de la tolva del molino y se realizó un trillado manual a diferentes deformaciones del resorte.

Resultados de los ensayos de trillado

Los resultados del ensayo de trillado consisten en cuantificar el porcentaje de granos trillados, sin trillar y defectuosos. Estos se describen a continuación:

Trillados: Granos que se encuentran sin su envoltura externa.

Sin trillar: Son los granos de café que conservan su envoltura o endocarpio.

Defectuosos: Granos que se encuentran fragmentados o rotos.

Además, se tiene un porcentaje de pergamino resultante del proceso de trillado. Los resultados obtenidos se muestran en el **Anexo 6**.

De los ensayos de trillado se obtuvo que el porcentaje de granos defectuosos aumenta a medida que se incrementa la deformación en los resortes de compresión. Esto, a su vez, disminuye el porcentaje de granos trillados, ya que una gran parte de ellos están rotos debido al exceso de fuerza entre los discos de fricción. De igual manera, el porcentaje de granos sin trillar disminuye ya que el ajuste entre los discos evitó que se mantengan granos de café con su envoltura.

Ajuste óptimo de los resortes de compresión

Dado que se desea aumentar el porcentaje de granos trillados manteniendo su integridad, es necesario encontrar un punto óptimo en la calibración de los resortes de compresión. Para ello se realizó una gráfica con las curvas de café sin trillar y café defectuoso, en función de la deformación del resorte de compresión ver **Figura 44**.

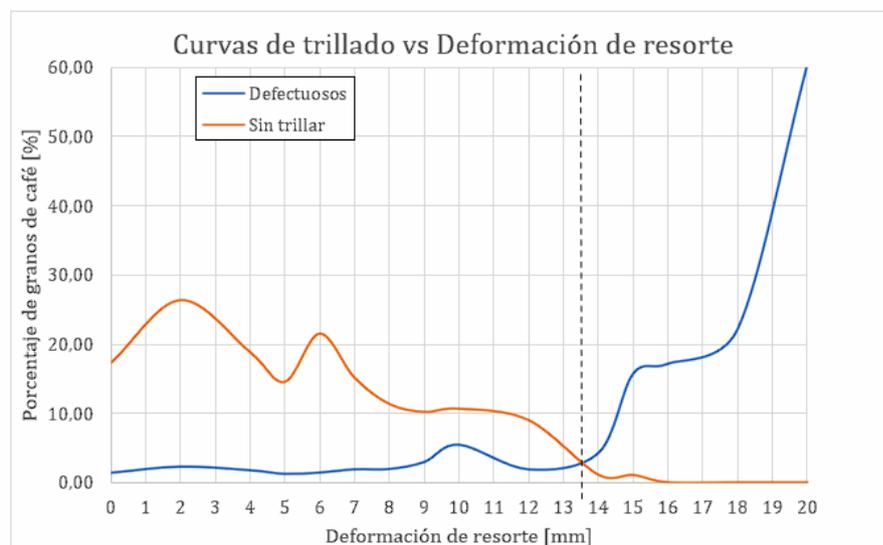


Figura 44. Curva de trillado vs deformación de resorte

Fuente: Autor

A partir de las curvas de trillado, se desea encontrar el valor de la deformación del resorte que minimice el porcentaje de granos sin trillar y, a su vez, minimice el porcentaje de

granos defectuosos. Este valor se ubica en la intersección de las curvas mostradas en la **Figura 44**. De la misma figura se tiene que el punto de intersección es:

$$\Delta x_{\text{óptimo}} = 13.5 \text{ mm}$$

Donde:

$\Delta x_{\text{óptimo}}$: Deformación óptima del resorte [mm]

Para esta deformación, el porcentaje de granos defectuosos y sin trillar se reduce a 2.5%, aproximadamente. A su vez, el porcentaje de granos trillados es de 77% y el porcentaje de pergamino es de 17%, aproximadamente (**Anexo 6**).

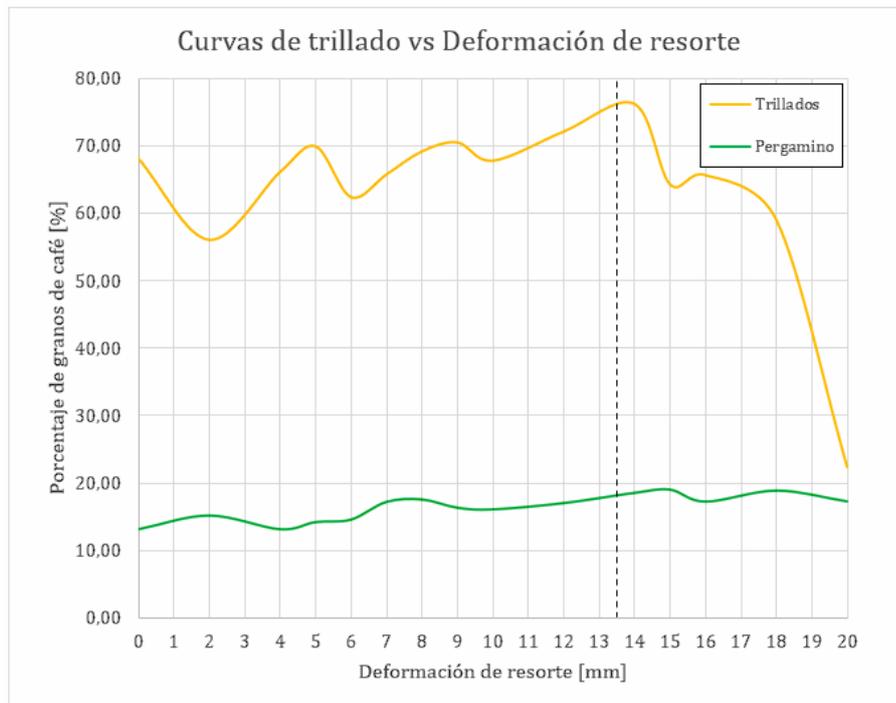


Figura 45. Curva de Deformación de resorte vs porcentaje de granos de café

Fuente: Autor

5.3.2.2 Determinación de la constante del resorte

Se determinó la constante del resorte de compresión mediante la medición de la deformación que resulta al aplicar diferentes cargas sobre el mismo. Para ello, se utilizaron 4 resortes con las mismas características y dimensiones que los resortes utilizados en los ensayos de trillado.

La **Figura 46** muestra la configuración utilizada en el ensayo para medir la constante del resorte. Se utilizó una placa cuadrada de acero de 5.76 kg, montada en los 4 resortes de compresión, los cuales se ubicaron en cada esquina de la placa.

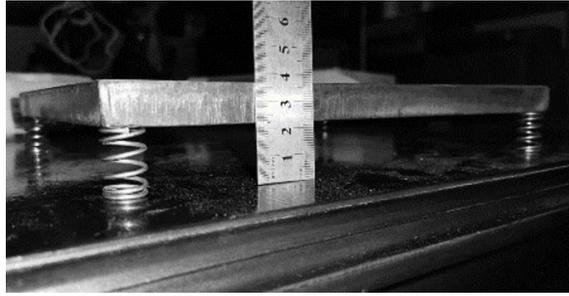


Figura 46. Ensayo de resortes de compresión
Fuente: Autor

Sobre esta placa se aplicaron diferentes cargas, que causaron deformaciones en los resortes. La **Tabla 9** muestra los resultados del ensayo

Tabla 9.

Ensayo de deformación para resortes de la misma característica.

N°	Carga aplicada [kg]	Carga por resorte [kg]	Peso [N]	L inicial [mm]	L final [mm]	Deformación [mm]
0	0	0	0	25	25	0
1	5,76	1,44	14,13	25	22,13	2,87
2	8,59	2,15	21,07	25	21,13	3,87
3	11,87	2,97	29,11	25	20,25	4,75
4	15,65	3,91	38,38	25	19,00	6,00
5	19,23	4,81	47,16	25	17,50	7,50
6	24,78	6,20	60,77	25	16,19	8,81

Nota: Los datos presentados en esta tabla son el resultado de los ensayos realizados por el autor.

A partir de las deformaciones obtenidas en el ensayo, se realizó una gráfica de Fuerza vs Deformación del resorte (**Figura 47**).

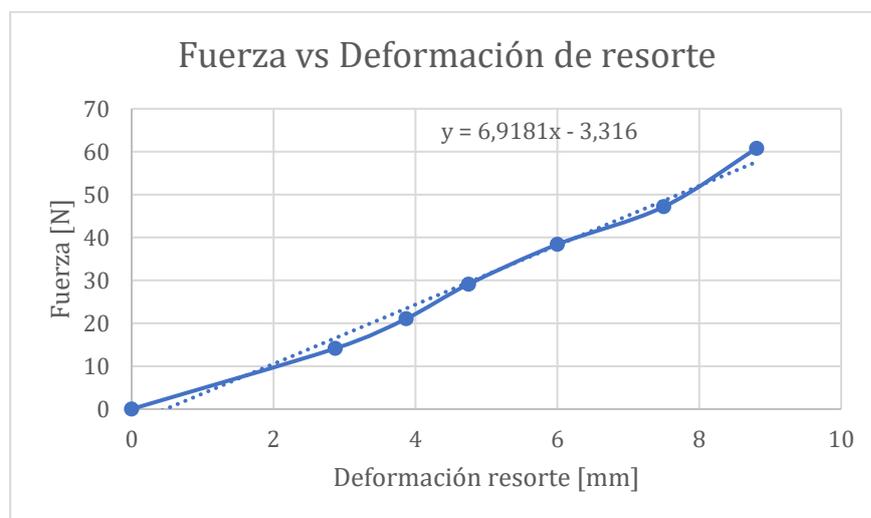


Figura 47. Curva de fuerza vs deformación del resorte

Fuente: (Autor)

La pendiente de la ecuación lineal de la gráfica indica la constante del resorte, por lo tanto, se tiene que:

$$k_{resorte} = 6.9181 \frac{N}{mm}$$

$$k_{resorte} = 6918.1 \frac{N}{m}$$

Donde:

$k_{resorte}$: Constante del resorte de compresión [N/m]

5.3.2.3 Determinación de la fuerza de trillado

La fuerza de trillado se obtiene para poder conocer la magnitud de la fuerza que debe existir entre los discos de fricción para poder realizar un correcto desprendimiento del pergamino del grano de café sin dañarlo.

La fuerza de compresión en cada resorte se calculó empleando la constante del resorte y la deformación óptima, de acuerdo con la **Ecuación 3**:

$$F_{resorte} = k_{resorte} \Delta x_{\text{óptimo}}$$

Donde:

$F_{resorte}$: Fuerza de compresión en resorte [N]

El valor obtenido de la fuerza en cada resorte corresponde a:

$$F_{resorte} = 6918.1 * 0.0135$$

$$F_{resorte} = 93.39 \text{ N}$$

Luego, la fuerza de trillado se obtiene al multiplicar esta fuerza por el número de resortes, los cuales en el ensayo fueron dos, por lo tanto:

$$F_{trillado} = 2F_{resorte}$$

Donde:

$F_{trillado}$: Fuerza de trillado en los discos de fricción [N]

Esta fuerza de trillado es igual:

$$F_{trillado} = 2 * 93.39$$

$$F_{trillado} = 186.79 \text{ N}$$

5.3.2.4 Cálculo de potencia requerida en el equipo de trillado

Velocidad angular

Para el cálculo de la potencia requerida en el equipo de trillado se procedió a calcular, en primera instancia, la velocidad angular necesaria para el trillado de los 250 g de la muestra de café pergamino. Para ello, se utilizó el molino manual adecuando el ajuste de los resortes

de compresión. Se aplicó un movimiento giratorio uniforme en el tornillo a través de la manivela y se tomó el registro de tiempo hasta lograr el trillado de la muestra.

Los datos registrados se muestran en la **Tabla 10**.

Tabla 10.

Ensayos de revoluciones necesarias para el trillado de 250g.

N° Ensayo	Revoluciones	Tiempo	Velocidad angular
	[rev]	[min]	[rpm]
1	60	0,89	67,42
2	61	1,00	61,00
3	53	1,07	49,53
4	57	1,00	57,00
5	54	1,02	52,94
Promedio			57,58

Nota: Los datos presentados en esta tabla son el resultado de los ensayos realizados por el autor.

El valor promedio de la velocidad angular del tornillo se ajustó a:

$$\omega_t = 60 \text{ rpm}$$

Donde:

ω_t : Velocidad angular del tornillo del equipo de trillado [rpm]

Torque de trillado

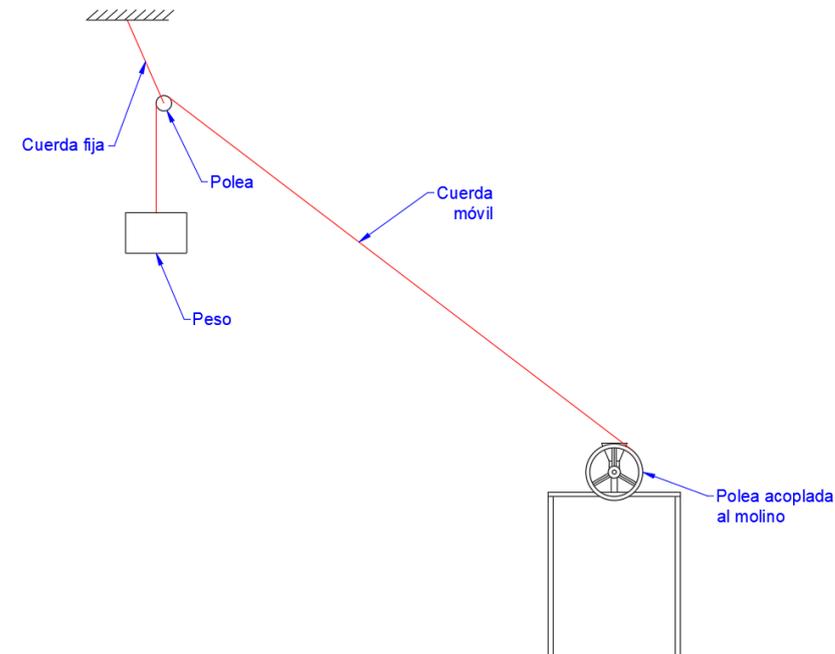


Figura 48. Experimento de fuerzas aplicadas

Fuente: (Autor)

Para el cálculo del torque de trillado en el molino manual, se realizaron ensayos utilizando dos poleas, una cuerda fija, una cuerda móvil y un peso atado a la cuerda móvil. Se

enredó una cuerda alrededor de la polea acoplada al molino, pasando por otra polea atada a una superficie a través de la cuerda fija. La configuración de las poleas y cuerdas se muestra en la **Figura 48**.

El ensayo consistió en variar el peso aplicado en la cuerda móvil, hasta alcanzar la velocidad angular necesaria de trillado y obtener la tensión de la cuerda. A partir de la tensión obtenida en la cuerda se calcula el torque en el molino.

La velocidad angular requerida en el ensayo corresponde a 60 rpm. Sin embargo, al acoplar una polea de 11 pulgadas (279.4 mm) de diámetro, se calcula la velocidad tangencial de la polea utilizando la **Ecuación 5**:

$$v_{t,polea} = \omega_t \frac{D_{polea}}{2} \quad (5)$$

Donde:

$v_{t,polea}$: Velocidad tangencial final en la polea $\left[\frac{m}{s}\right]$

D_{polea} : Diámetro de la polea [m]

La velocidad tangencial por lo tanto se estableció en:

$$v_{t,polea} = 2\pi * \frac{0,2794}{2}$$

$$v_{t,polea} = 0,88 \frac{m}{s}$$

Este valor de velocidad tangencial es igual a la velocidad lineal que tiene el peso atado a la cuerda, por lo que fue necesario alcanzar esta velocidad lineal en la carga aplicada.

Dado que no es posible medir directamente la velocidad del desplazamiento de la carga, se registró el tiempo que esta tarda en descender desde una altura fija de 2 metros hasta el nivel del suelo. Para este propósito, se aplicaron las ecuaciones del Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado (MRUA). El tiempo de descenso de la carga se calculó utilizando la **Ecuación 7**:

$$h_c = \frac{v_{t,polea} + v_{o,polea}}{2} \times t_{descenso} \quad (7)$$

Despejando:

$$t_{descenso} = \frac{2 h_c}{v_{t,polea}}$$

Donde:

$t_{descenso}$: Tiempo de descenso del peso [s]

h_c : Altura del peso atado a la cuerda [m]

$v_{o,polea}$: Velocidad tangencial inicial en la polea $\left[\frac{m}{s}\right]$

La altura del peso atado a la cuerda se fijó en:

$$h_c = 2 \text{ m}$$

El tiempo obtenido fue de:

$$t_{descenso} = \frac{2 * 2}{0.88}$$

$$t_{descenso} = 4,56 \text{ s}$$

Se aplicaron cargas en el extremo de la cuerda y se midió el tiempo de descenso de la carga. La masa para la cual se obtuvo el tiempo de 4.56 segundos fue de:

$$m_{prueba} = 3,15 \text{ kg}$$

Donde:

m_{prueba} : Masa de prueba aplicada en el ensayo [kg]

Este valor de masa, se traduce a un peso aplicado de:

$$P_e = 30,90 \text{ N}$$

Donde:

P_e : Peso aplicado en el ensayo [N]

Para este valor de carga, se midieron las distancias (en mm) de los elementos involucrados en el ensayo y se muestran en la **Figura 49**.

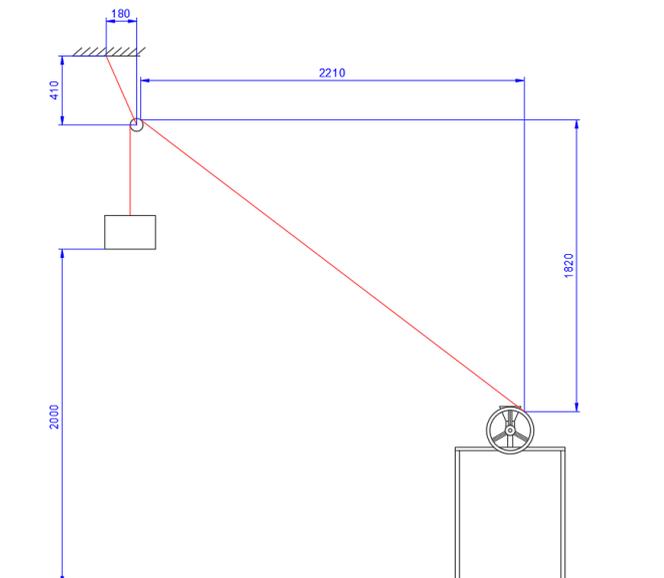


Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para ensayos de trillado en café pergamino

Fuente: (Autor)

Obtenido el peso necesario para alcanzar la velocidad de trillado, se realizó un diagrama de cuerpo libre (**Figura 50**). Se muestra el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan

sobre la polea superior, se indican las componentes de estas fuerzas y los ángulos que forman con la vertical y horizontal.

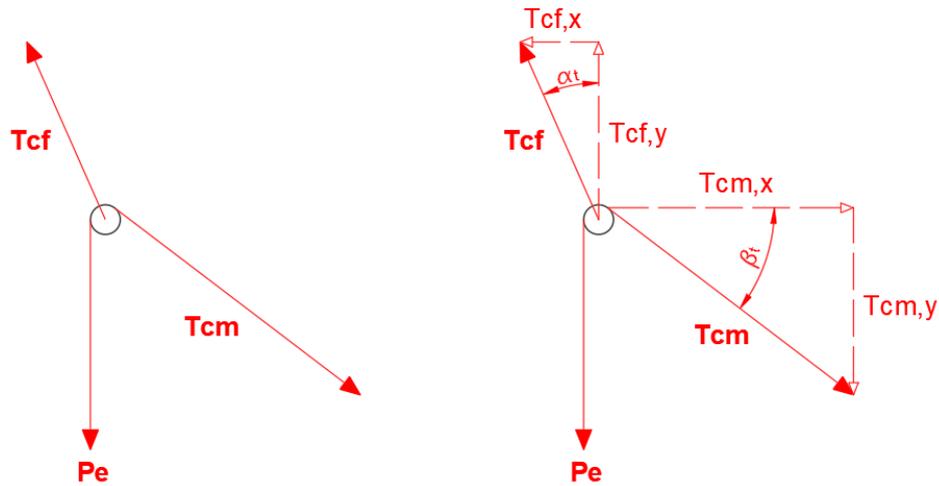


Figura 50. Diagrama de cuerpo libre con sus componentes
Fuente: (Autor)

Donde:

T_{cf} : Tensión de la cuerda fija [N]

T_{cm} : Tensión de la cuerda móvil [N]

$T_{cf,x}$: Componente en x de la tensión de la cuerda fija [N]

$T_{cf,y}$: Componente en y de la tensión de la cuerda fija [N]

$T_{cm,x}$: Componente en x de la tensión de la cuerda móvil [N]

$T_{cm,y}$: Componente en y de la tensión de la cuerda móvil [N]

α_t : Ángulo formado entre T_{cf} y la vertical [°]

β_t : Ángulo formado entre T_{cm} y la horizontal [°]

Los ángulos representados en el diagrama de cuerpo libre están relacionados con la ecuación de la tangente de la siguiente forma:

$$\tan \alpha_t = \frac{T_{cf,x}}{T_{cf,y}} = \frac{180}{410}$$

$$\tan \beta_t = \frac{T_{cm,y}}{T_{cm,x}} = \frac{1820}{2210}$$

Para lo cual se tomaron en cuenta las distancias mostradas en la **Figura 49**.

Realizando un análisis estático e igualando la sumatoria de fuerzas en el eje X y el eje Y, se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$T_{cf,y} = P_e + T_{cm,y}$$

$$T_{cf,x} = T_{cm,x}$$

Estas dos ecuaciones pueden expresarse para cada eje, x & y, de la siguiente manera:

$$T_{cf,y} = 30,90 + \frac{1820}{2210} T_{cm,x}$$

$$\frac{180}{410} T_{cf,y} = T_{cm,x}$$

Resolviendo estas dos ecuaciones simultáneamente, se obtuvo:

$$T_{cf,y} = 48,40 \text{ N}$$

Luego, las componentes restantes fueron:

$$T_{cf,x} = 21,25 \text{ N}$$

$$T_{cm,x} = 21,25 \text{ N}$$

$$T_{cm,y} = 17,50 \text{ N}$$

Las tensiones de las cuerdas fija y móvil se obtuvieron mediante la siguiente ecuación vectorial, que representa la suma de las componentes en los ejes x & y:

$$T_{cf} = \sqrt{T_{cf,x}^2 + T_{cf,y}^2}$$

$$T_{cm} = \sqrt{T_{cm,x}^2 + T_{cm,y}^2}$$

Ingresando los valores calculados, se obtuvieron las tensiones en las cuerdas:

$$T_{cf} = \sqrt{21,25^2 + 48,40^2}$$

$$T_{cm} = \sqrt{21,25^2 + 17,50^2}$$

$$T_{cf} = 52,86 \text{ N}$$

$$T_{cm} = 27,53 \text{ N}$$

La tensión en la cuerda móvil permite calcular el torque de trillado, utilizando la fórmula general para el momento de una fuerza, también conocida como torque:

$$T_{trillado} = T_{cm} \frac{D_{polea}}{2} \quad (8)$$

Donde:

$T_{trillado}$: Torque de trillado [Nm]

Finalmente, el torque de trillado en la máquina de ensayos fue de:

$$T_{trillado} = 27,53 * \frac{0,2794}{2}$$

$$T_{trillado} = 3,85 \text{ Nm}$$

Potencia de trillado

La potencia necesaria para trillado de café con las condiciones previamente establecidas, se obtuvo mediante la **Ecuación 8** de potencia mecánica:

$$P_{trillado} = T_{trillado} \omega_t \text{ (8)}$$

Donde:

$P_{trillado}$: Potencia de trillado [W]

Con los valores de torque y velocidad angular, se calculó la potencia resultante:

$$P_{trillado} = 3,85 * 6,28$$

$$P_{trillado} = 24,16 \text{ W}$$

5.3.2.5 Velocidad del aire para el transporte del cisco

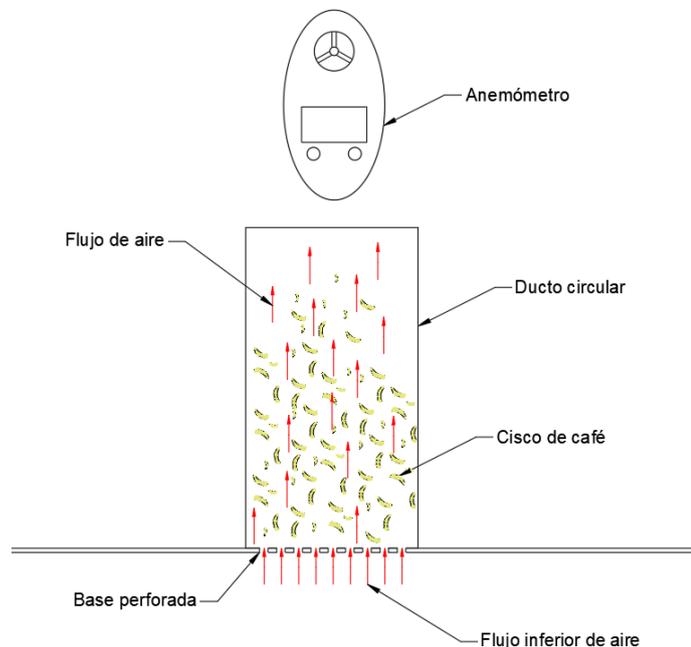


Figura 51. Esquema experimental para la determinación de la velocidad de transporte de cisco de café en ducto circular.

Fuente: (Autor)

El primer parámetro para el diseño del sistema de extracción es la velocidad del aire para el transporte del cisco. Esta velocidad se determinó experimentalmente.

Para ello, se utilizó cisco de café pergamino, un ducto circular con base perforada y flujo de aire ascendente, junto con un anemómetro para medir la velocidad del aire. La **Figura 51** muestra esquemáticamente los elementos empleados en el experimento.

El aire ingresa por la parte inferior de la base perforada y fluye a través del ducto circular. A medida que se aumenta el flujo, se extrae la cascarilla y se mide la velocidad necesaria para su transporte vertical, estableciendo así la condición crítica en el sistema.

La **Figura 52** muestra el ducto con la base perforada y la muestra de cisco.



Figura 52. Ducto experimental con base perforada y cisco de café para evaluación de velocidad de transporte.

Fuente: (Autor)

La **Figura 53** muestra la medición de velocidad de aire en la cual el cisco es expulsado del ducto circular.



Figura 53. Medición de la velocidad de aire crítica para la expulsión del cisco en el ducto circular.

Fuente: (Autor)

La **Tabla 11** muestra los resultados obtenidos durante el experimento.

Tabla 11.

Comportamiento del cisco en función de la velocidad de aire en el sistema de transporte

Velocidad del aire [m/s]	Resultados
2,0	Levitan partículas pequeñas, no hay transporte de cisco
2,5	Existe transporte de cisco de las partículas pequeñas
3,0	Cisco grande se mueve ligeramente y partículas pequeñas son expulsadas del ducto.
3,5	Cisco grande y partículas pequeñas son expulsados del ducto.

Nota: Los datos presentados en esta tabla son el resultado de los ensayos realizados por el autor.

A partir de los resultados mostrados en la **Tabla 11**, se establece la siguiente velocidad del aire en el sistema de extracción de cisco:

$$v_{aire} = 3,5 \text{ m/s}$$

Donde:

v_{aire} : Velocidad del aire para la extracción de cisco $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

5.3.2.6 Caudal necesario para el transporte de cisco

El caudal necesario para el transporte del cisco es definido en función de la velocidad del aire y de las dimensiones del ducto de transporte. Para el presente diseño, se designan las dimensiones principales del ducto mostradas en la **Figura 54**.

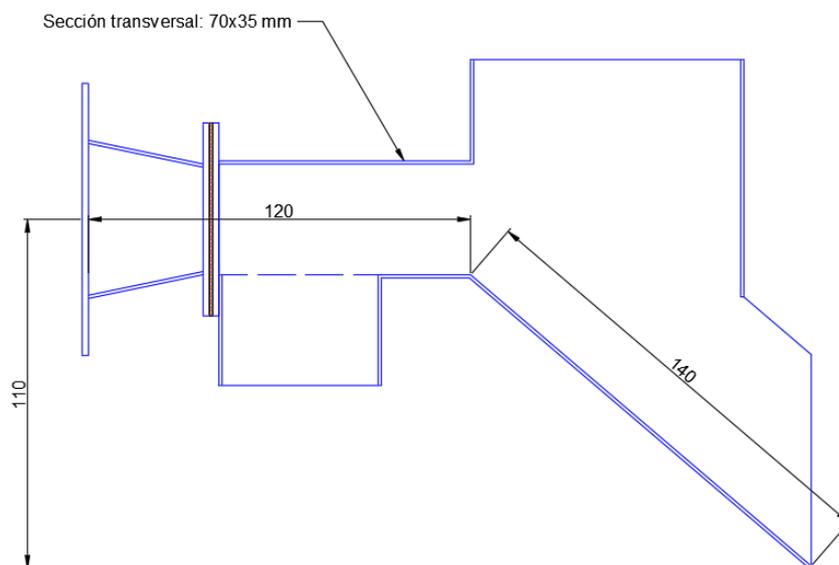


Figura 54. Dimensiones principales del ducto para el cálculo del caudal de transporte de cisco.

Fuente: (Autor)

La sección transversal del ducto se establece como una sección de perfil rectangular de 70 mm de ancho y 35 mm de alto. (**Figura 55**)

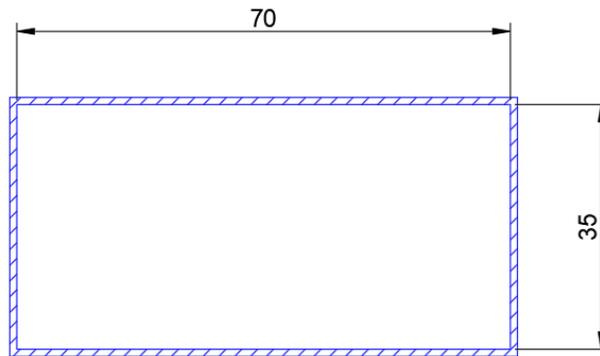


Figura 55. Sección transversal del ducto con perfil rectangular de 70 mm x 35 mm.

Fuente: (Autor)

A partir de estas dimensiones, se obtiene el área de la sección transversal mediante:

$$A_{sd} = a_{ducto} h_{ducto}$$

Donde:

A_{sd} : Área de la sección transversal del ducto [m²]

a_{ducto} : Ancho del ducto [m]

h_{ducto} : Alto del ducto [m]

Con las dimensiones establecidas, se tiene que el área de la sección transversal es:

$$A_{sd} = 0,07 * 0,035$$

$$A_{sd} = 2,45 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Luego, el caudal necesario para el transporte del cisco en el ducto se obtiene mediante:

$$Q_{tc} = A_{sd} v_{aire}$$

Donde:

Q_{tc} : Flujo o caudal de aire para el transporte de cisco $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

El caudal, por lo tanto, es:

$$Q_{tc} = 2,45 \times 10^{-3} * 3,5$$

$$Q_{tc} = 8,58 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,51 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

5.3.3 Tercer objetivo: Diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio.

El objetivo 3, es diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio:

- **Diseño conceptual de la trilladora de café para laboratorio.**

Se generó conceptos de diseño considerando los requisitos técnicos y operacionales que fueron encontrados dentro de la parametrización del segundo objetivo. Esto incluye

parámetros como la capacidad de procesamiento, la precisión en la separación de los granos de café, la durabilidad de los materiales utilizados y la facilidad de limpieza y mantenimiento.

- **Diseño de transmisión de potencia:**

Se determinó con base en los componentes de transmisión, considerando parámetros operacionales de la máquina, tales como la energía utilizada, la velocidad angular y el torque necesario para garantizar una operación eficaz. Usando diagramas cinemáticos para su abstracción final. Esto puede incluir elementos como engranajes, correas, cadenas o acoplamientos, dependiendo de los requisitos de transmisión de potencia específicos de la máquina. Mediante el uso de diagramas cinemáticos, se ha logrado una abstracción visual que representa el diseño final de manera clara.

- **Cálculo y diseño de eje, rodamientos.**

El cálculo y diseño del eje y los rodamientos para el tornillo sin fin y los discos trilladores se realizó considerando la resistencia requerida, la selección adecuada de los rodamientos y el diseño estructural del eje.

- **Diseño de la cámara/ discos de descascarillado.**

La cámara de descascarillado será donde se desprenda el pergamino del café verde, espacio donde se tiene en cuenta el proceso principal de la máquina.

- **Diseño de la cubierta.**

Se abordó el diseño de la cubierta de protección para la máquina, la cual tiene como objetivo principal salvaguardar tanto al equipo como al usuario de posibles accidentes o lesiones. Además, se buscará lograr un diseño compacto que facilite el transporte de la máquina.

- **Diseño del dispositivo de sujeción.**

El diseño del dispositivo de sujeción se realizó considerando los requisitos de carga, los materiales adecuados y la estructura necesaria para garantizar la estabilidad y el soporte de los elementos de la trilladora de café. La superficie de sujeción, el sistema de ajuste y las consideraciones ergonómicas se integran para lograr un diseño funcional y seguro.

- **Selección de partes y piezas.**

El proceso de selección de partes y piezas para la máquina se lleva a cabo considerando los siguientes pasos técnicos. Primero se identificó todos los componentes necesarios para el funcionamiento de la máquina. Luego, se estudió los estándares y normativas técnicas aplicables a dichos componentes.

A continuación, se buscó proveedores locales y se consultó catálogos para encontrar opciones de partes normalizadas. Se evaluó estas opciones en términos de calidad, precio y disponibilidad. Por último, se documenta y registra toda la información relevante de las partes y piezas seleccionadas para su posterior integración en la máquina.

- **Bocetos y dibujos técnicos de la trilladora.**

Se recopiló toda la información relevante de la investigación sobre la trilladora de café, se incluyó el diseño conceptual, los requisitos técnicos y operacionales, y las dimensiones y especificaciones de los componentes principales.

Estos bocetos y dibujos técnicos fueron herramientas fundamentales para visualizar y comunicar el diseño de la trilladora, así como para guiar el proceso de fabricación y ensamblaje de la máquina. La precisión, claridad y detalle en los dibujos fueron cruciales para garantizar una construcción adecuada de la trilladora de café.

Determinación de una solución principal: Con base en el análisis llevado a cabo, se identificó la solución principal que mejor se ajustaba a los requerimientos y especificaciones previamente establecidos. Esta solución se basó en el diseño estructural de un molino manual, del cual se obtuvieron las partes esenciales para desarrollar el proceso de trillado. Mediante esta estrategia, se logró obtener la potencia, velocidad angular y torque necesarios para realizar el trillado de manera eficiente y efectiva.

Al utilizar el diseño estructural del molino manual como punto de partida, se pudo aprovechar la experiencia y conocimientos previos para adaptar y optimizar las partes y componentes clave de la trilladora de café. De esta manera, se garantizó un funcionamiento adecuado y un desempeño óptimo en el proceso de descascarillado del café pergamino, obteniendo como resultado café verde limpio y listo para su posterior estudio en pruebas de laboratorio.

La elección de esta solución principal se fundamentó en la capacidad demostrada por el diseño estructural del molino manual, a través de cuyos ensayos experimentales y el análisis del paso del tornillo helicoidal se determinaron la potencia, velocidad y torque necesarios para un trillado exitoso del café (ver **Figura 56**). Esta decisión permitió acelerar el proceso de desarrollo de la trilladora y asegurar que se cumplieran los estándares de calidad y rendimiento esperados en el producto final.

Basándose en el paso del tornillo y el diseño del molino de granos, se obtuvieron los parámetros iniciales que sirven como referencia para los cálculos y bocetos posteriores. Este

desarrollo se llevó a cabo mediante la experimentación establecida en el segundo objetivo, como se explicó previamente.

- Croquis general de la trilladora de café en los ensayos.

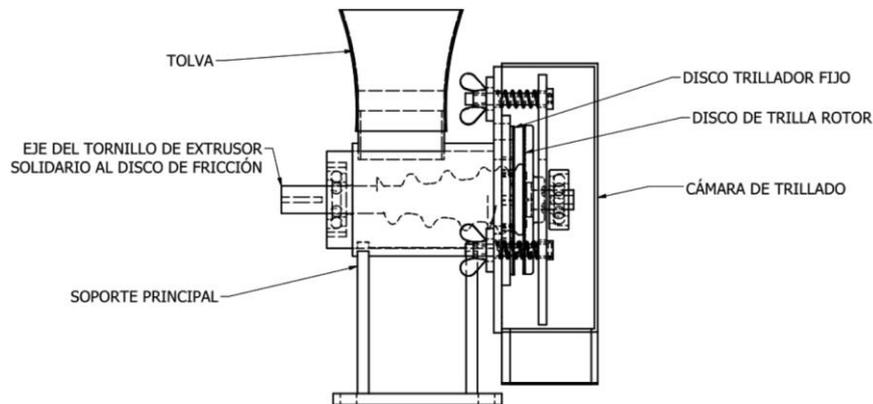


Figura 56. Boceto de componentes principales para la trilladora de café.
Fuente: (Autor)

5.3.3.1 Diseño del tornillo helicoidal

El tornillo helicoidal se diseña como un tornillo transportador, dado que no se desea aglutinar los granos de café en el cilindro transportador, sino transportarlos hacia los discos de fricción para el proceso de trillado.

Para ello, se sigue el procedimiento de diseño sugerido por *KWS SCREW CONVEYOR ENGINEERING GUIDE en 2024*, la cual indica los pasos a seguir para el diseño de tornillos transportadores para materiales al granel. Primeramente, se selecciona el material deseado y se definen las características del mismo según el **Anexo 4**.

A continuación, se detalla cada característica:

- **Tamaño máximo de partícula:** Indica la medida de mayor valor de la partícula del material granulado. Por otra parte, según la **Tabla 1**, se tiene un diámetro ecuatorial aproximado de 8,5 mm y diámetro polar aproximado de 12 mm (**Figura 57**). Con estos datos, se define un tamaño máximo de 12 mm.

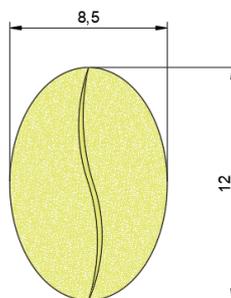


Figura 57. Geometría del grano de café
Fuente: (Autor)

- **Densidad aparente:** La densidad aparente del café, para este estudio se toma como referencia el valor de **380 kg/m³**, indicado por Cenicafé en su investigación de 2008 (**Tabla 3**). Este valor corresponde a la densidad del **café pergamino seco**, que es el material de estudio en el proceso de trillado. La elección de este valor se justifica por ser más representativo de las condiciones del café utilizado en este análisis específico, considerando que el café pergamino seco es el tipo de grano a procesar en el equipo diseñado. Además, este valor se alinea con estudios previos que han caracterizado las propiedades físicas del café en su estado más común de almacenamiento y procesamiento.
- **Porcentaje de carga:** El porcentaje de carga es un factor que permite obtener el nivel máximo de carga para que el material al granel fluya sin causar un desgaste excesivo en el tornillo, cojinetes y canales. A partir del **Anexo 4** se tiene que el porcentaje de carga recomendado para el café en grano es de 45% (**Figura 58**).



Figura 58. Porcentaje de carga para tornillos transportadores.
Fuente: *(Screw Conveyors, Feeders & Component Parts, 2024)*

- **Factor material:** El factor material representa la resistencia del material a ser transportado y se utiliza para el cálculo de la potencia del transportador. Este parámetro no se utilizará debido a que se obtuvo la potencia de la trilladora de manera experimental.
- **Serie de rodamiento:** La serie de rodamiento permite obtener una recomendación en la selección del tipo de rodamiento o cojinete para la aplicación deseada. Para el transporte del café se recomienda la serie A1 o A2, que indica una construcción liviana y el uso de cojinetes polímeros como poliamida o polietileno.
- **Abrasividad:** El café se clasifica en el nivel I, como levemente abrasivo.
- **Corrosividad:** El café se clasifica en el nivel I, como un material no corrosivo.
- **Fluidez:** El café se clasifica en el nivel I, como un material con buena fluidez. Además, la guía de diseño especifica un ángulo de reposo de 30°.

- **Notas especiales:** La guía de diseño clasifica el café como material J: contaminable y K: degradable. Esto indica que se debe evitar su contaminación con materiales extraños provenientes de los cojinetes o de la lubricación de los mismos. Además, debido a que es un material degradable, se debe evitar que los granos se descompongan en partículas más pequeñas, por lo que se debe mantener el porcentaje de carga recomendado y una velocidad baja en el tornillo.

Diámetro del tornillo de transporte

El diámetro del tornillo helicoidal de transporte se define a partir del diámetro del tornillo del molino manual utilizado en la fase experimental. Este diámetro es:

$$D_{\text{tornillo}} = 38 \text{ mm}$$

Donde:

D_{tornillo} : Diámetro del tornillo helicoidal [mm]

A partir de este parámetro, se obtienen todas las especificaciones del tornillo de transporte.

Paso del tornillo

El paso del tornillo indica la distancia entre dos hélices consecutivas y se puede obtener a partir del diámetro del tornillo (**Figura 59**).

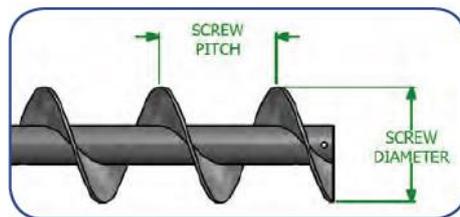


Figura 59. Geometría característica del tornillo helicoidal.

Fuente: (*Screw Conveyors, Feeders & Component Parts*, 2024)

La **Tabla 5** indica relaciones comunes entre el paso y el diámetro utilizadas en el diseño de transportadores helicoidales.

En la **Tabla 5** se selecciona un paso corto para el diseño del tornillo helicoidal, con el objetivo de reducir la velocidad de alimentación del café hacia los discos de fricción. Así, el paso del tornillo se establece de acuerdo con la **Ecuación 9**:

$$p_{\text{tornillo}} = \frac{2}{3} D_{\text{tornillo}} \quad (9)$$

Donde:

p_{tornillo} : Paso del tornillo helicoidal [mm]

Reemplazando los valores respectivos, se tiene:

$$p_{\text{tornillo}} = \frac{2}{3} * 38$$

$$p_{\text{tornillo}} = 25.3 \text{ mm}$$

Este valor se ajusta finalmente a:

$$p_{\text{tornillo}} = 25 \text{ mm}$$

Longitud del tornillo helicoidal

La longitud del tornillo helicoidal se determina en función del paso, considerándola como un múltiplo de este. Su cálculo se realiza mediante la **Ecuación 10**:

$$L_{\text{tornillo}} = 4 p_{\text{tornillo}} \quad (10)$$

Donde:

L_{tornillo} : Longitud del tornillo helicoidal [mm]

El valor correspondiente es:

$$L_{\text{tornillo}} = 4 * 25$$

$$L_{\text{tornillo}} = 100 \text{ mm}$$

Perfil del tornillo helicoidal

El perfil del tornillo helicoidal se dimensiona utilizando la misma forma del tornillo del molino manual. Una vista en corte longitudinal del tornillo se muestra en la **Figura 60**.

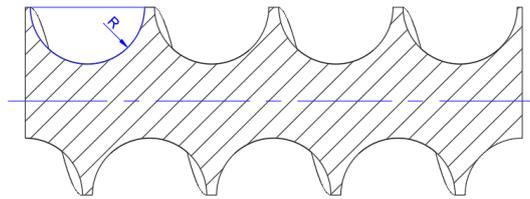


Figura 60. Perfil del tornillo helicoidal

Fuente: Autor

Se tiene una cavidad con perfil de semicircunferencia. Este tipo de perfil disminuye la posibilidad de afectar la integridad de los granos de café debido a que no se tienen aristas ni bordes sobre la superficie del tornillo. El radio del perfil circular se obtiene a partir del volumen necesario a transportarse por cada revolución.

Primeramente, se calcula la capacidad volumétrica de transporte del tornillo mediante la **Ecuación 11**:

$$V = \frac{m}{\rho_{\text{café}}} \quad (11)$$

Donde:

V : Capacidad volumétrica de la trilladora $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right]$

m : Capacidad de trillado $\left[\frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$

$\rho_{\text{café}}$: Densidad aparente del café pergamino $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Dado que se requiere una capacidad de trillado de 250 g/min y la densidad aparente se estableció en 380 kg/m³, se tiene:

$$V = \frac{0,25}{380}$$
$$V = 6,58 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

A continuación, para determinar el volumen de café desplazado en cada revolución, se emplea la **Ecuación 12**:

$$V_{rev} = \frac{V}{\omega_t} \quad (12)$$

Donde:

V_{rev} : Volumen de café desplazado en cada revolución [m³]

ω_t : Velocidad angular del tornillo [rev/min]

Con los valores conocidos, se tiene:

$$V_{rev} = \frac{6,58 \times 10^{-4}}{60}$$
$$V_{rev} = 1,10 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Este volumen debe estar contenido en una revolución completa de la espiral del tornillo. No obstante, considerando la recomendación de un porcentaje de carga del tornillo del 45%, el volumen efectivo de la espiral se calcula mediante la **Ecuación 13**:

$$V_e = \frac{V_{rev}}{0,45} \quad (13)$$

Donde:

V_e : Volumen de espira [m³]

El valor del volumen de la espira es:

$$V_e = \frac{1,10 \times 10^{-5}}{0,45}$$
$$V_e = 2,44 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

A partir del volumen de la espira, es posible determinar el radio de la semicircunferencia utilizando la **Ecuación 14**:

$$R_p = \sqrt{\frac{2V_e}{\pi l_e}} \quad (14)$$

Donde:

R_p : Radio del perfil del tornillo [m]

l_e : Longitud de la espira [m]

La longitud de la espira se calcula empleando la **Ecuación 15**:

$$l_e = \sqrt{p_{\text{tornillo}}^2 + (\pi D_{\text{tornillo}})^2} \quad (15)$$

Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$l_e = \sqrt{0,025^2 + (\pi \cdot 0,038)^2}$$
$$l_e = 0,122 \text{ m}$$

Luego, el radio de la espira es:

$$R_e = \sqrt{\frac{2 * 2,44 * 10^{-5}}{\pi * 0,122}}$$
$$R_e = 11,28 \text{ mm}$$

Este valor, finalmente, se ajusta a:

$$R_e = 11,5 \text{ mm}$$

Ángulo de paso

El ángulo de paso del tornillo se puede obtener mediante la **Ecuación 16**:

$$\alpha_{\text{paso}} = \tan^{-1} \left(\frac{0,5 p_{\text{tornillo}}}{D_{\text{tornillo}}} \right) \quad (16)$$

Donde:

α_{paso} : Ángulo de paso del tornillo helicoidal [°]

Con los valores correspondientes, se obtiene:

$$\alpha_{\text{paso}} = \tan^{-1} \left(\frac{0,5 * 25}{38} \right)$$
$$\alpha_{\text{paso}} = 18,2^\circ$$

Las dimensiones finales del tornillo helicoidal se muestran en la **Figura 61**.

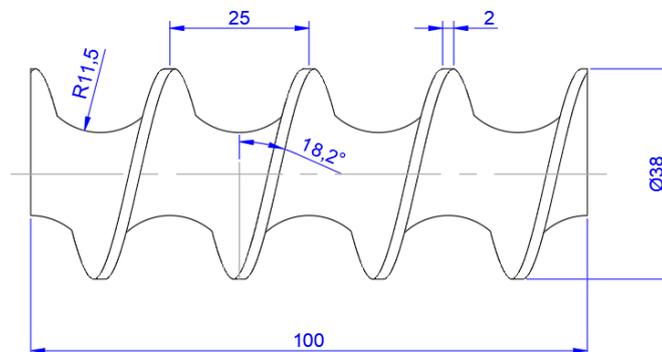


Figura 61. Geometría del tornillo helicoidal para trilladora de 250g.

Fuente: (Autor)

El modelo 3D del tornillo se muestra en la **Figura 62**.

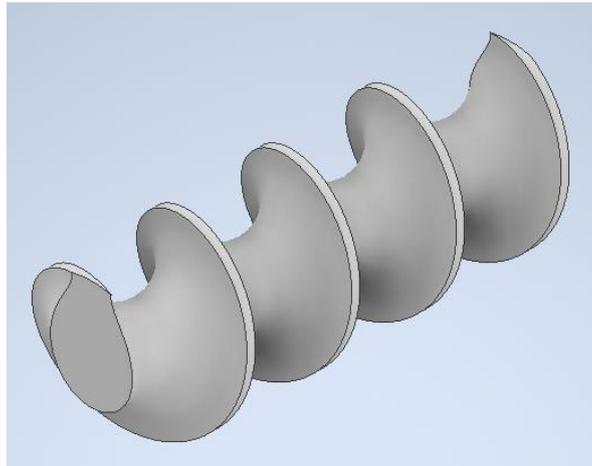


Figura 62. Modelo de tornillo helicoidal en 3D.

Fuente: (Autor)

5.3.3.2 Diseño del cilindro de transporte

Para el presente diseño se selecciona una tubería cedulada de acero inoxidable AISI 304 para la fabricación del cilindro de transporte. Del catálogo de *Import Aceros*, se escoge la siguiente tubería (**Tabla 12**).

Se ha seleccionado una tubería SCH 10S, de 1.5” de diámetro nominal, dado que el diámetro del tornillo helicoidal es de 38 mm (aproximadamente 1.5”)

Tabla 12.

Tubería cedulada para acero inoxidable AISI 304.

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro nominal (mm)	SCH 10S	
		(e) Espesor (mm)	Peso en Kg/MTL
1/8	10,29	1,24	0,290
¼	13,72	1,65	0,51
3/8	17,15	1,65	0,61
½	21,34	2,11	1,045
¾	26,67	2,11	1,38
1	33,4	2,77	2,174
1 ¼	42,16	2,77	2,775
1 ½	48,26	2,77	3,2
2	60,33	2,77	4,04
2 ½	73,03	3,05	5,34
3	88,9	3,05	6,537
4	114,3	3,05	8,623
5	141,3	3,4	11,35

Nota: Se obtuvo del catálogo para tubería cedula 10S de acero inoxidable AISI 304.

Fuente: (Import Aceros - Acero inoxidable, 2022)

Diámetro externo del cilindro de transporte

El diámetro externo corresponde al diámetro nominal indicado en la **Tabla 13**, por lo tanto:

$$D_{e,cilindro} = 48,26 \text{ mm}$$

Donde:

$D_{e,cilindro}$: Diámetro externo del cilindro de transporte [mm]

Diámetro interno del cilindro de transporte

El diámetro interno del cilindro de transporte se determina en función del diámetro externo de la tubería y del espesor de su pared, utilizando la **Ecuación 17**:

$$D_{i,cilindro} = D_{e,cilindro} - 2 e_{cilindro} \quad (17)$$

Donde:

$D_{i,cilindro}$: Diámetro interno del cilindro de transporte [mm]

$e_{cilindro}$: Espesor de la pared del cilindro [mm]

El espesor de la pared del cilindro de transporte es:

$$e_{cilindro} = 2,77 \text{ mm}$$

En consecuencia, el diámetro interno del cilindro es:

$$D_{i,cilindro} = 48,26 - 2 * 2,77$$

$$D_{i,cilindro} = 42,72 \text{ mm}$$

Holgura radial

La holgura radial entre el tornillo y el cilindro se calcula utilizando la **Ecuación 18**:

$$h_{radial} = \frac{D_{i,cilindro} - D_{tornillo}}{2} \quad (18)$$

Donde:

h_{radial} : Holgura radial entre el tornillo helicoidal y el cilindro de transporte [mm]

Con los valores conocidos, se tiene que la holgura radial es:

$$h_{radial} = \frac{42,72 - 38}{2}$$

$$h_{radial} = 2,36 \text{ mm}$$

Longitud del cilindro de transporte

La longitud del cilindro de transporte está determinada por la longitud del tornillo helicoidal y del espesor del disco fijo de fricción (**Figura 63**).

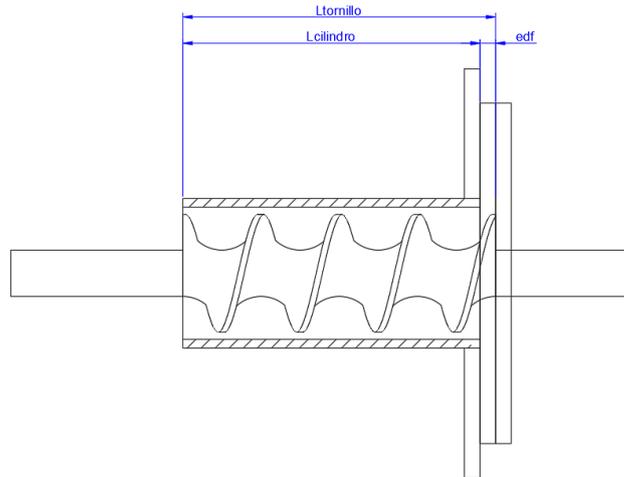


Figura 63. Cotas de longitud para el cilindro de transporte

Fuente: Autor

Bajo este criterio, la longitud del cilindro se determina utilizando la **Ecuación 19**:

$$L_{cilindro} = L_{tornillo} - e_{df} \quad (19)$$

Donde:

$L_{cilindro}$: Longitud del cilindro transportador [mm]

e_{df} : Espesor del disco fijo de fricción [mm]

Asumiendo un espesor del disco fijo de fricción de 5 mm, se tiene que la longitud del cilindro de transporte es igual a:

$$L_{cilindro} = 100 - 5$$

$$L_{cilindro} = 95 \text{ mm}$$

En la **Figura 64** se muestran las dimensiones del cilindro de transporte.

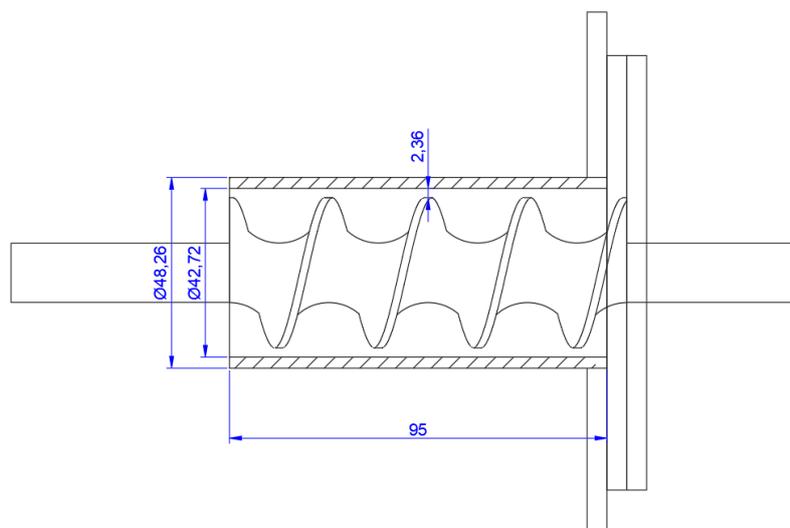


Figura 64. Dimensiones del cilindro de transporte.

Fuente: (Autor)

5.3.3.3 Diseño de los discos de fricción

El diseño de los discos de fricción se realiza en base a las dimensiones de los discos utilizados durante la fase experimental.

5.3.3.3.1 Disco fijo

El diámetro externo de los discos se establece como:

$$D_{e,df} = D_{e,dm} = 110 \text{ mm}$$

Donde:

$D_{e,df}$: Diámetro externo del disco fijo de fricción [mm]

$D_{e,dm}$: Diámetro externo del disco móvil de fricción [mm]

De igual forma se define un mismo espesor para ambos discos:

$$e_{df} = e_{dm} = 5 \text{ mm}$$

Donde:

e_{df} : Espesor del disco fijo de fricción [mm]

e_{dm} : Espesor del disco móvil de fricción [mm]

El diámetro interno del disco fijo se define en función del cilindro de transporte y la necesidad de realizar un biselado para la descarga del café hacia los discos de fricción, tal como se muestra en la **Figura 65**.

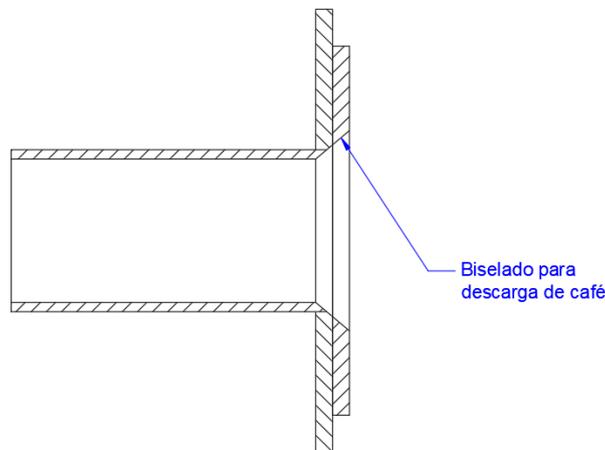


Figura 65. Biselado para descarga de café

Fuente: (Autor)

Se elige un biselado con un ángulo de 40° , por lo que las dimensiones del disco fijo de fricción se establecen tal como lo muestra la **Figura 66**.

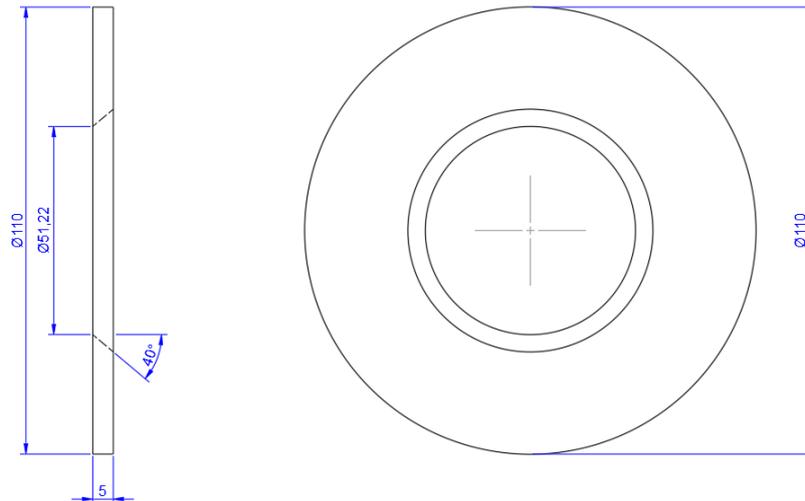


Figura 66. Dimensiones de disco fijo de fricción.
Fuente: (Autor)

Dado esto, se tiene:

$$D_{i,df} = 51,22 \text{ mm}$$

Donde:

$D_{i,df}$: Diámetro interior del disco fijo [mm]

El disco fijo en una vista 3D se muestra en la **Figura 67** con la presencia de las ranuras en la superficie y agujeros avellanados para el montaje sobre la máquina.

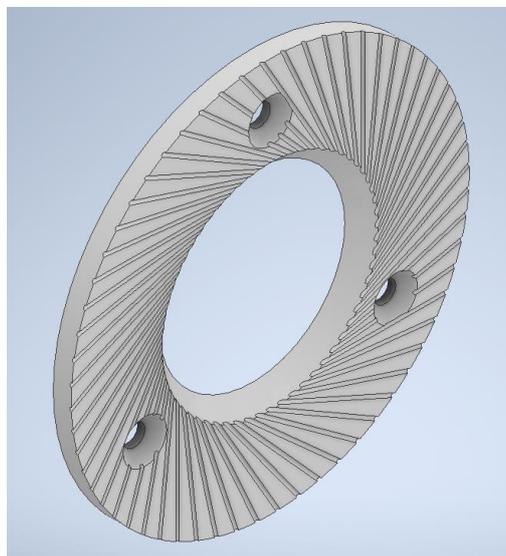


Figura 67. Modelado del disco fijo.
Fuente: (Autor)

5.3.3.3.2 Disco móvil

El disco móvil se especifica de una manera similar, a diferencia que el diámetro interior del mismo se define en:

$$D_{i,dm} = 15 \text{ mm}$$

Donde:

$D_{i,df}$: Diámetro interior del disco móvil [mm]

El disco móvil de fricción se muestra en 3D en la **Figura 68**.

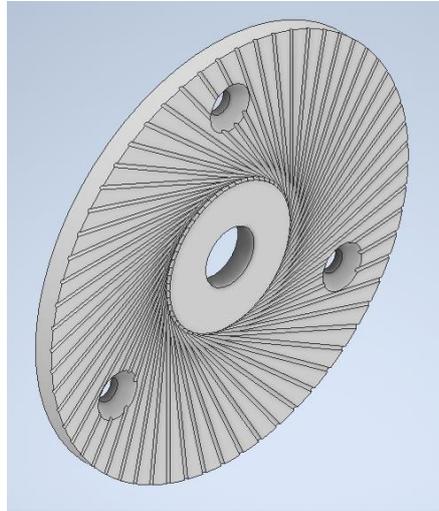


Figura 68. Disco móvil de fricción.

Fuente: (Autor)

5.3.3.4 Diseño del resorte de compresión

Para el diseño del resorte de compresión, se sigue el procedimiento mostrado en Norton, R. Se asume que un solo resorte actuará ejerciendo la fuerza de trillado sobre los discos de fricción (**Figura 69**).

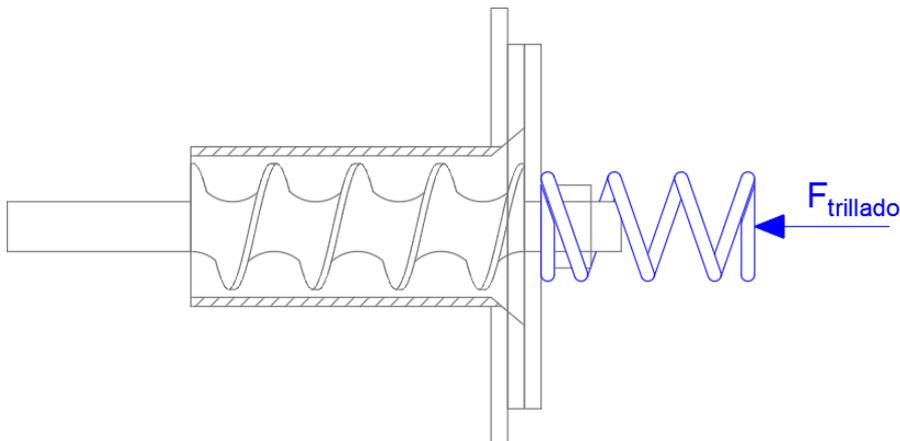


Figura 69. Esquema de fuerza del resorte de compresión.

Fuente: (Autor)

Como primer paso, se elige el material del resorte. La elección del material se muestra en la **Tabla 13**.

Tabla 13.*Características del resorte de compresión.*

Material del resorte	Acero: ASTM A228/SAE 1085
Descripción del material	Conocido como alambre musical. Cuenta con buena resistencia a la tensión y a la fatiga.
Intervalo de temperatura de aplicación	0 °C a 120 °C

De la **Tabla 14** se elige un diámetro de espira preferido en función del material seleccionado

Tabla 14.*Características de resortes*

U.S. (in)	SI (mm)	U.S. (in)	SI (mm)
0,004	0,10	0,059	1,50
0,005	0,12	0,063	1,60
0,006	0,16	0,067	1,80
0,008	0,20	0,072	2,00
0,010	0,25	0,076	2,00
0,012	0,30	0,081	2,20
0,014	0,35	0,092	2,50
0,016	0,40	0,098	2,50
0,018	0,45	0,105	2,80
0,020	0,50	0,112	3,00
0,022	0,55	0,125	3,50
0,024	0,60	0,148	3,80
0,026	0,65	0,162	4,00
0,028	0,70	0,177	4,50
0,030	0,80	0,192	5,00
0,035	0,90	0,207	5,50
0,038	1,00	0,225	6,00
0,042	1,10	0,250	6,50
0,045	1,20	0,281	7,00
0,048	1,20	0,312	8,00
0,051	1,30	0,343	9,00
0,055	1,40		

Nota: Se obtuvo de (Mott, 2004)

El diámetro seleccionado es:

$$d_{\text{espira}} = 4 \text{ mm}$$

Donde:

d_{espira} : Diámetro de la espira del resorte de compresión [mm]

Luego, se define el índice del resorte en el siguiente intervalo:

$$4 < C_{resorte} < 12$$

Donde:

$C_{resorte}$: Índice del resorte

Para evitar un posible problema de pandeo, se selecciona un valor intermedio igual a:

$$C_{resorte} = 8$$

A partir del índice del resorte, el diámetro medio de la espiral se calcula utilizando la siguiente

Ecuación 20:

$$D_{m,espiral} = C_{resorte} d_{espira} \quad (20)$$

Donde:

$D_{m,espiral}$: Diámetro medio de la espiral del resorte [mm]

Con los valores conocidos, se tiene que el diámetro medio de la espiral es:

$$D_{m,espiral} = 8 * 4$$

$$D_{m,espiral} = 32 \text{ mm}$$

Con el diámetro de la espira y el diámetro medio de la espiral del resorte, se puede calcular el esfuerzo cortante en la espira que soporta la mayor fuerza utilizando la siguiente **Ecuación 21**.

$$\tau_{espira} = K_{s,r} \frac{8 F_{trillado} D_{m,espiral}}{\pi d_{espira}^3} \quad (21)$$

Donde:

τ_{espira} : Esfuerzo cortante en la espira con mayor fuerza [Pa]

$K_{s,r}$: Factor de cortante directo del resorte

El factor de cortante directo del resorte se obtiene con la **Ecuación 22**:

$$K_{s,r} = 1 + \frac{0.5}{C_{resorte}} \quad (22)$$

Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$K_{s,r} = 1 + \frac{0.5}{8}$$

$$K_{s,r} = 1,0625$$

Luego, el esfuerzo cortante en la espira es:

$$\tau_{espira} = 1,0625 * \frac{8 * 186,79 * 0,032}{\pi * 0,004^3}$$

$$\tau_{espira} = 252,69 \text{ MPa}$$

Para garantizar la resistencia del resorte, se deben verificar las siguientes condiciones:

$$\tau_{espira} < S_{ys,e}$$

Donde:

$S_{ys,e}$: Resistencia a la fluencia por torsión en la espira [MPa]

A su vez, la resistencia a la fluencia por torsión se calcula utilizando la **Ecuación 23**:

$$S_{ys,e} = 0,6 A_r d_{espira}^{b_r} \quad (23)$$

Donde:

A_r : Coeficiente A del resorte [MPa]

b_r : Coeficiente b del resorte

Estos coeficientes se obtienen del **Anexo 7**.

Para el material A228, la resistencia a la fluencia por torsión es:

$$S_{ys,e} = 0,6 * 2153,5 * 0,004^{-0,1625}$$
$$S_{ys,e} = 3169,29 \text{ MPa}$$

Finalmente, se comprueba:

$$\tau_{espira} < S_{ys,e}$$
$$252,69 \text{ MPa} < 3169,29 \text{ MPa}$$

Con lo que se asegura que la resistencia a la fluencia por torsión del resorte es mayor al esfuerzo cortante de la espira con mayor fuerza.

La constante requerida en el resorte se calcula a partir de la fuerza de trillado y la deformación óptima mediante la siguiente **Ecuación 24**:

$$k_{r,r} = \frac{F_{trillado}}{\Delta x_{\text{óptimo}}} \quad (24)$$

Donde:

$k_{r,r}$: Constante requerida en el resorte $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]$

Reemplazando los valores conocidos, se tiene que la constante es:

$$k_{r,r} = \frac{186,79}{0,0135}$$
$$k_{r,r} = 13836,2 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Con base en la constante del resorte, se puede determinar el número de espiras activas utilizando la siguiente ecuación (25):

$$N_{e,a} = \frac{d_{espira}^4 G}{8 D_{m,espiral}^3 k_{r,r}} \quad (25)$$

Donde:

$N_{e,a}$: Número de espiras activas del resorte

G : Módulo de corte del acero del resorte [MPa]

El módulo de corte para el acero A228 corresponde a:

$$G = 11,5 \times 10^6 \text{ Psi} = 79,3 \text{ GPa}$$

Con ello, se tiene que el número de espiras es igual a:

$$N_{e,a} = \frac{0,004^4 * 79,3 \times 10^9}{8 * 0,032^3 * 13836,2}$$
$$N_{e,a} = 5,6$$

Este número de espiras se redondea a:

$$N_{e,a} = 5$$

Luego, se recalcula la constante del resorte para este número de espiras activas:

$$k_{r,d} = \frac{d_{espira}^4 G}{8 D_{m,espiral}^3 N_{e,a}}$$

Donde:

$k_{r,d}$: Constante del resorte diseñado [N/m]

Reemplazando los valores conocidos, se tiene la constante del resorte diseñado:

$$k_{r,d} = \frac{0,004^4 * 79,3 \times 10^9}{8 * 0,032^3 * 5}$$
$$k_{r,d} = 15486,27 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Esta nueva constante implica obtener un nuevo valor de la deformación del resorte para obtener la fuerza de trillado, por lo tanto:

$$\Delta x_{\text{óptimo}} = \frac{186,79}{15486,27}$$
$$\Delta x_{\text{óptimo}} = 12 \text{ mm}$$

Con el número de espiras activas se puede obtener el número total de espiras del resorte teniendo en cuenta el detalle de los extremos del resorte (**Figura 70**).



Figura 70. Resorte característico, con extremos cuadrados esmerilados.

Fuente: (Mott, 2004)

Para un resorte con extremos cuadrados esmerilados, el número total de espiras se calcula mediante la siguiente **Ecuación 26**:

$$N_{e,t} = N_{e,a} + 2 \quad (26)$$

Donde:

$N_{e,t}$: Número total de espiras del resorte

El número total de espiras es:

$$N_{e,t} = 5 + 2$$

$$N_{e,t} = 7 \text{ espiras}$$

Con el número total de espiras, se puede calcular la altura de cierre del resorte, que indica el contacto entre las espiras cuando el resorte está completamente comprimido. Esta longitud se determina mediante la siguiente **Ecuación 27**:

$$L_{c,r} = d_{\text{espira}} N_{e,t} \quad (27)$$

Donde:

$L_{c,r}$: Altura de cierre del resorte [mm]

$$L_{c,r} = 4 * 7$$

$$L_{c,r} = 28 \text{ mm}$$

Además, el resorte debe diseñarse con una holgura de golpeo del 15 % de la deflexión de trabajo para evitar que alcance la altura de cierre durante el servicio en resortes fuera de tolerancia o con deflexiones excesivas. Según Mott (2004), "la holgura de choque o entre espiras y choque es la diferencia entre la longitud de trabajo mínima y la altura de cierre, expresada como un porcentaje de la deflexión de trabajo. Se recomienda una holgura mínima de choque del 10 % al 15 % para eliminar la posibilidad de alcanzar la altura de cierre durante el servicio en resortes fuera de tolerancia o con deflexiones excesivas" (p. 658). Por lo tanto, se emplea la **Ecuación 28**.

$$h_{\text{golpeo}} = 0,15 \Delta x_{\text{óptimo}} \quad (28)$$

Donde:

h_{golpeo} : Holgura de golpeo del resorte [mm]

Esta holgura es igual a:

$$h_{\text{golpeo}} = 0,15 * 12$$

$$h_{\text{golpeo}} = 1,8 \text{ mm}$$

Definida la holgura de golpeo, se puede calcular la longitud libre del resorte mediante la **Ecuación 29**:

$$L_{l,r} = L_{c,r} + \Delta x_{\text{óptimo}} + h_{\text{golpeo}} \quad (29)$$

Donde:

$L_{l,r}$: Longitud libre del resorte [mm]

El valor de la longitud libre del resorte es:

$$L_{l,r} = 28 + 12 + 1,8$$

$$L_{l,r} = 41,8 \text{ mm}$$

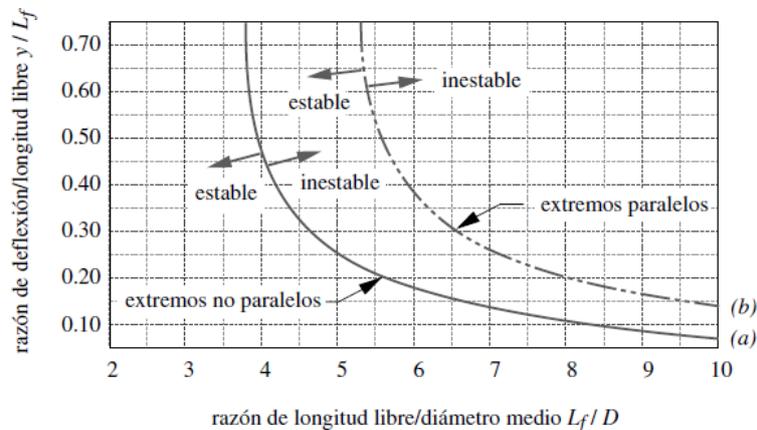


Figura 71. Comprobación de pandeo de resortes.

Fuente: (Mott, 2004)

A partir de la longitud libre del resorte se puede comprobar si el resorte diseñado puede sufrir pandeo a través de la **Figura 71**.

La razón de longitud libre y el diámetro medio de la espiral es:

$$\frac{L_{l,r}}{D_{m,espiral}} = \frac{41,8}{32} = 1,31$$

La razón entre la deflexión del resorte y la longitud libre es:

$$\frac{\Delta x_{\text{óptimo}}}{L_{l,r}} = \frac{12}{41,8} = 0,28$$

El resorte cae dentro de la zona de estabilidad, por lo que se descarta el pandeo.

A continuación, el diámetro externo de la espiral se calcula utilizando la **Ecuación 30**:

$$D_{e,espiral} = D_{m,espiral} + d_{espiral} \quad (30)$$

Donde:

$D_{e,espiral}$: Diámetro externo de la espiral [mm]

$$D_{e,espiral} = 32 + 4$$

$$D_{e,espiral} = 36 \text{ mm}$$

De la misma forma, el diámetro interno se determina usando la **Ecuación 31**:

$$D_{i,espiral} = D_{m,espiral} - d_{espiral} \quad (31)$$

Donde:

$D_{i,espiral}$: Diámetro interno de la espiral [mm]

$$D_{i,espiral} = 32 - 4$$

$$D_{i,espiral} = 28 \text{ mm}$$

La **Figura 72** muestra las dimensiones del resorte diseñado.

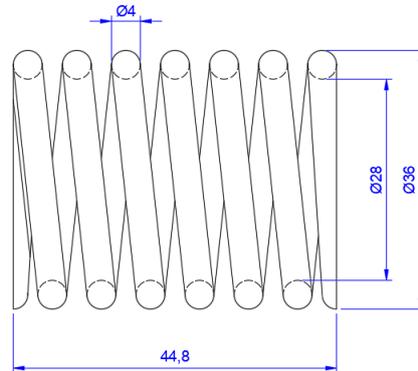


Figura 72. Dimensiones del resorte para trilladora de café de 250g
Fuente: (Autor)

La vista tridimensional del resorte de compresión se muestra en la **Figura 73**.

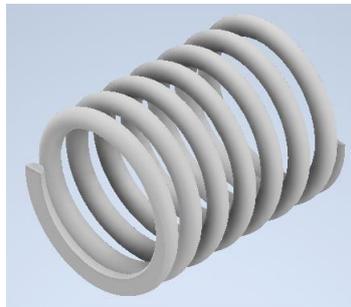


Figura 73. Modelo de resorte en 3D
Fuente: (Autor)

5.3.3.5 Diseño de la tolva

Para el diseño de la tolva de alimentación del café pergamino, se ha seleccionado una geometría en forma de pirámide truncada de base cuadrada. (**Figura 74**). Tanto la sección superior e inferior de la tolva poseen perfiles cuadrados.

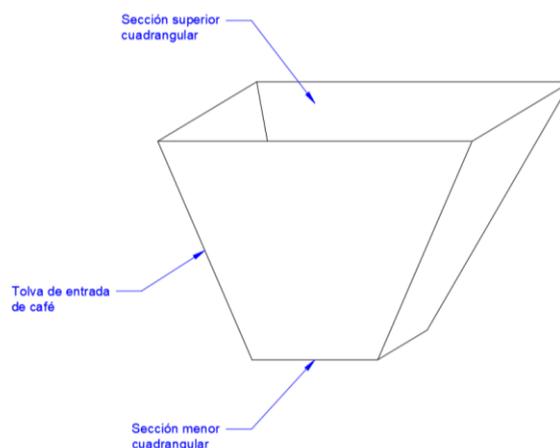


Figura 74. Partes características de la tolva de alimentación.
Fuente: (Autor)

Ángulo de reposo

El ángulo de reposo del café pergamino queda definido en:

$$\theta_{\text{reposo}} = 30^\circ$$

Donde:

θ_{reposo} : Ángulo de reposo del café pergamino [°]

Este valor se obtiene según lo especificado por *KWS SCREW CONVEYOR ENGINEERING GUIDE*.

Ángulo de inclinación de la pared de la tolva

El ángulo de inclinación de la pared de la tolva (**Figura 75**) debe ser mayor al ángulo de reposo para que se produzca el flujo de granos hacia el cilindro de trillado

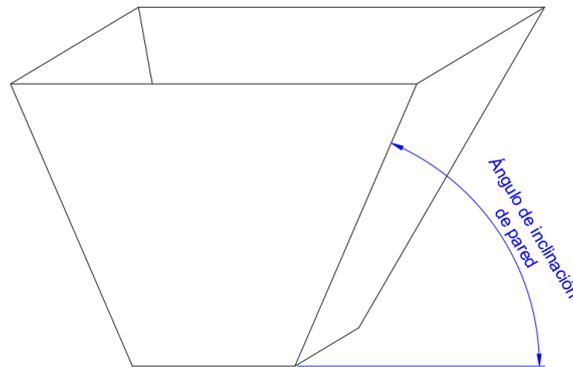


Figura 75. Esquema del ángulo de inclinación de pared

Fuente: (Autor)

Este ángulo se calcula mediante la **Ecuación 32**:

$$\theta_{i,pared} = \theta_{\text{reposo}} + 25^\circ \quad (32)$$

Donde:

$\theta_{i,pared}$: Ángulo de inclinación de la pared de la tolva [°]

Conocido el ángulo de reposo, se tiene que ángulo de inclinación de la pared de la tolva es:

$$\theta_{i,pared} = 30 + 25$$

$$\theta_{i,pared} = 55^\circ$$

Tipo de flujo en la tolva

A partir del ángulo de inclinación de la pared, se puede obtener las dimensiones de la tolva; sin embargo, es importante conocer el tipo de flujo granular al interior de la misma. La **Figura 76** muestra los tipos de flujo existentes al interior de la tolva.

Flujo másico



Flujo interno



Figura 76. Flujos en la tolva
Fuente: (Zuriguél Ballaz, 2005)

El flujo másico indica un movimiento uniforme de los granos a medida que se descarga la tolva. Sucede cuando la fricción entre los granos y la pared de la tolva es menor que la fricción entre los granos. Por otra parte, el flujo interno se presenta cuando la fricción entre los granos y la pared es mayor a la fricción entre los granos, lo que causa que éstos se adhieran a la superficie de la tolva.

Ángulo de fricción contra la pared de la tolva

Para determinar el tipo de flujo de los granos de café pergamino en la tolva, se debe calcular el ángulo de fricción de los granos contra la pared. Este ángulo se obtiene mediante:

$$\theta_{fricción} = \tan^{-1} \mu_{café} \quad (33)$$

Donde:

$\theta_{fricción}$: Ángulo de fricción de los granos de café contra la pared de la tolva [°]

$\mu_{café}$: Coeficiente de fricción entre el café y el material de la tolva

Como material de la pared de la tolva se selecciona el acero inoxidable AISI 430. Según Eschenwald, A y Hall, C, se tiene que el coeficiente de fricción entre el grano de café y el acero inoxidable es:

$$\mu_{café} = 0,34$$

Con ello, se tiene que el ángulo de fricción es:

$$\theta_{fricción} = \tan^{-1} 0,34$$

$$\theta_{fricción} = 18,78^\circ$$

Ángulo de la pared con respecto a la vertical

El ángulo de la pared con respecto a la vertical es el ángulo complementario del ángulo de inclinación de la pared de la tolva. Por lo tanto, se expresa mediante la **Ecuación 34**:

$$\theta_{i,v} = 90^\circ - \theta_{i,pared} \quad (34)$$

Donde:

$\theta_{i,v}$: Ángulo de inclinación con respecto a la vertical [°]

Este ángulo es igual a:

$$\theta_{i,v} = 90 - 55$$

$$\theta_{i,v} = 35^\circ$$

A partir del ángulo de fricción entre el café y la pared de la tolva ($18,78^\circ$), y del ángulo de la pared con respecto a la vertical (35°), se puede obtener el tipo de flujo interno utilizando la **Figura 77**.

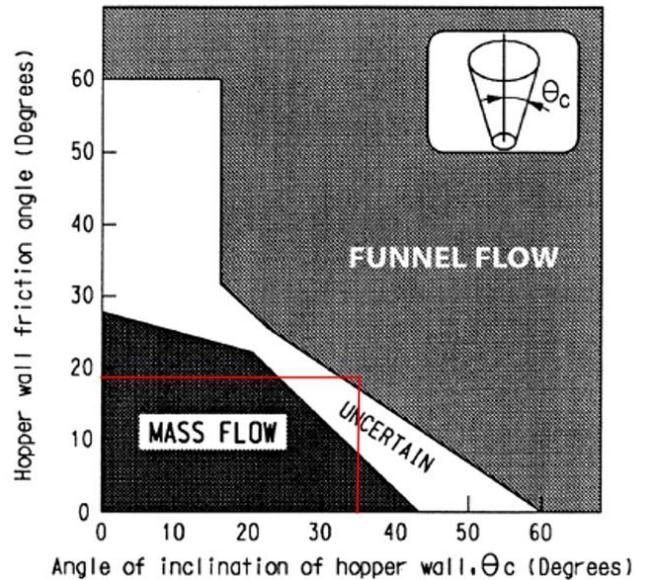


Figura 77. Regímenes de flujo en tolvas según ángulo de inclinación y fricción de pared.

Fuente: Fuente: (ACI Committee 313, 1997)

El tipo de flujo para el café pergamino se caracteriza como **Flujo interno o de embudo**.

Dimensiones de la tolva

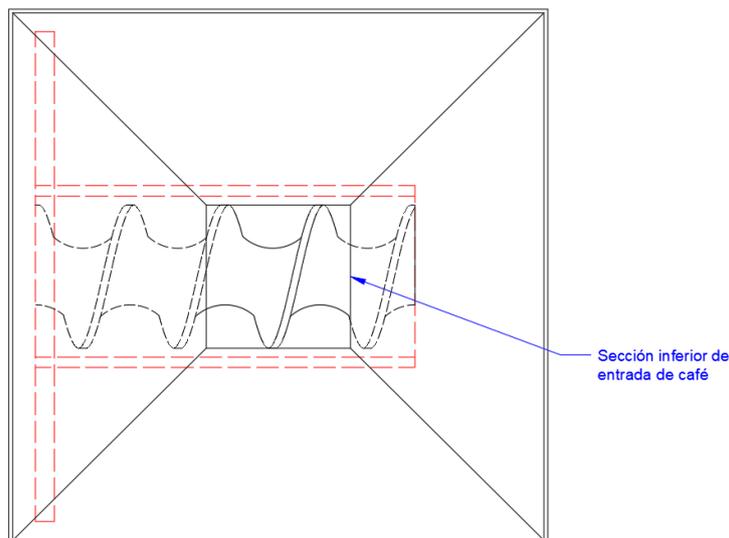


Figura 78. Esquema de entrada de la tolva

Fuente: Autor

Para el cálculo de las dimensiones de la tolva, se parte de las dimensiones de la sección inferior. El lado de la sección cuadrada inferior no debe ser mayor al diámetro interno del cilindro de transporte, tal como se observa en la **Figura 78**.

Bajo este criterio, se define el lado de la sección inferior con un valor igual al diámetro del tornillo helicoidal, por lo tanto:

$$l_i = 38 \text{ mm}$$

Donde:

l_i : Lado de la sección inferior [m]

Luego, el volumen de la tolva se obtiene calculando el volumen de una pirámide de base cuadrangular truncada. Este volumen se determina mediante la **Ecuación 35**:

$$V_{tolva} = \frac{l_s - l_i}{6 \tan \theta_{i,v}} \left(l_s^2 + l_i^2 + \sqrt{l_s^2 l_i^2} \right) \quad (35)$$

Donde:

V_{tolva} : Volumen de la tolva de alimentación [m³]

l_s : Lado de la sección superior [m]

$\theta_{i,v}$: Ángulo de inclinación con respecto a la vertical [°]

El volumen de la tolva debe ser capaz de almacenar al menos 250 gramos de café pergamino, lo cual se calcula mediante la ecuación del volumen:

$$V_{r,tolva} = \frac{m_{café}}{\rho_{café}}$$

Donde:

$V_{r,tolva}$: Volumen mínimo requerido en la tolva [m³]

$m_{café}$: Masa de café pergamino a trillarse [kg]

$\rho_{café}$: Densidad aparente del café pergamino [kg/m³]

El volumen mínimo requerido es:

$$V_{r,tolva} = \frac{0.25}{380}$$

$$V_{r,tolva} = 6.58 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Este volumen requerido se multiplica por un factor de seguridad para determinar el volumen de diseño de la tolva. Esto se expresa mediante la **Ecuación 36**:

$$V_{d,tolva} = 1,2 V_{r,tolva} \quad (36)$$

Donde:

$V_{d,tolva}$: Volumen de diseño de la tolva de alimentación [m³]

Esto indica que el volumen de diseño de la tolva de alimentación contempla un 20% de volumen adicional para evitar que los granos de café queden rebosando sobre el nivel superior de la tolva.

El volumen de diseño es:

$$V_{d,tolva} = 1,2 * 6,58x10^{-4}$$

$$V_{d,tolva} = 7,89x10^{-4} \text{ m}^3$$

El volumen de diseño de la tolva se iguala al volumen de la tolva de alimentación, según la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} V_{tolva} = V_{d,tolva} &= \frac{l_s - l_i}{6 \tan \theta_{i,v}} \left(l_s^2 + l_i^2 + \sqrt{l_s^2 l_i^2} \right) \\ &= \frac{l_s - l_i}{6 \tan \theta_{i,v}} \left(l_s^2 + l_i^2 + \sqrt{l_s^2 l_i^2} \right) = 7,89x10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación, se tiene que el lado de la sección superior es:

$$l_s = 0,1499 \text{ m}$$

Este valor se ajusta a:

$$l_s = 0.150 \text{ m} = 150 \text{ mm}$$

Luego, la altura de la tolva se calcula mediante:

$$h_{tolva} = \frac{l_s - l_i}{2 \tan \theta_{i,v}}$$

Donde:

h_{tolva} : *Altura de la tolva de alimentación* [mm]

Con los valores conocidos, se obtiene:

$$h_{tolva} = \frac{150 - 38}{2 \tan 35}$$

$$h_{tolva} = 80 \text{ mm}$$

Finalmente, las dimensiones de la tolva se muestran en la **Figura 79**.

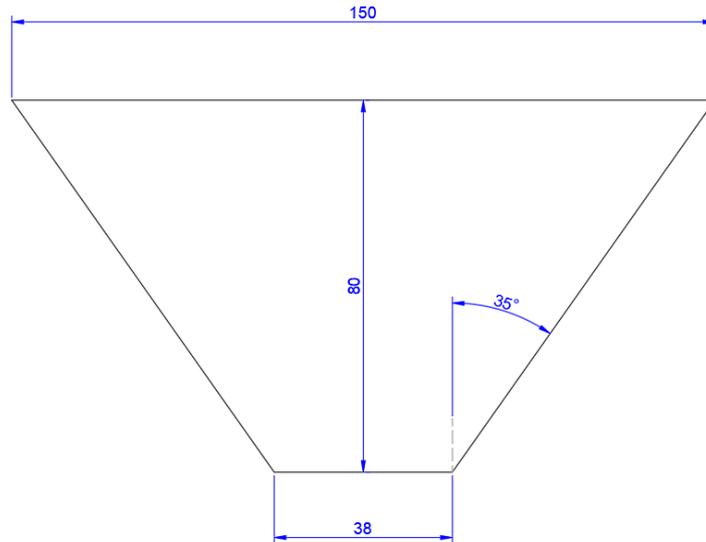


Figura 79. Tolva de entrada.
Fuente: Autor

La **Figura 80** muestra una vista tridimensional de la tolva de entrada.

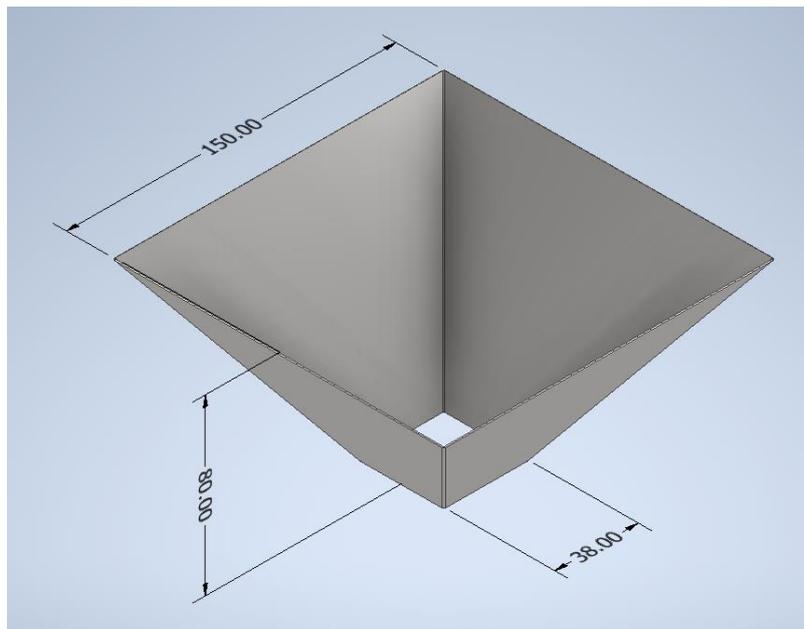


Figura 80. Modelado 3D
Fuente: Autor

5.3.3.6 Diseño del eje de transmisión

Para el presente diseño se establece que el eje de transmisión forma parte de un solo componente con el tornillo helicoidal. El eje se diseña a fatiga debido a la presencia de la variación en el tiempo de los esfuerzos. En la **Figura 81** se muestra un esquema con la carga que actúa sobre el eje de transmisión.

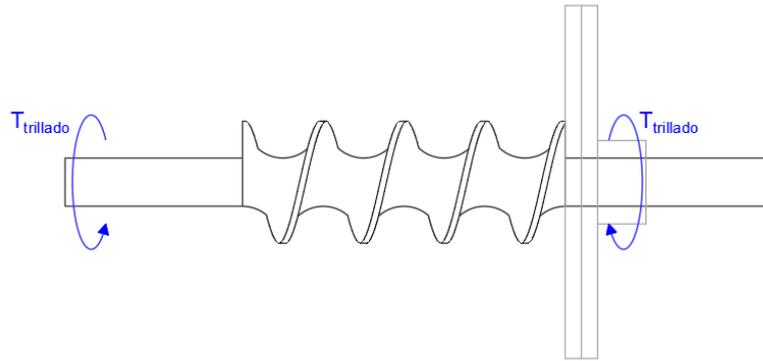


Figura 81. Cargas que actúan sobre el eje de transmisión.

Fuente: Autor

El torque de trillado actúa a lo largo del eje de transmisión desde el extremo izquierdo, hasta la zona del acoplamiento con el disco de fricción móvil. El torque que actúa sobre el eje varía desde un valor de 0 N-m hasta 3,85 N-m. Esta variación en el torque durante el tiempo se representa en la **Figura 82**.

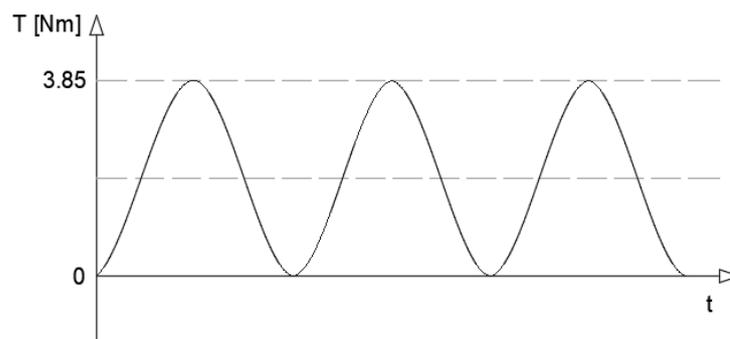


Figura 82. Variación de torque para trillado de café pergamino

Fuente: Autor

Diámetro mínimo en el eje

Se calcula el diámetro mínimo en el eje que debe resistir la carga de torsión repetida para condiciones de vida infinita.

Se analiza el eje sobre la zona del cambio de sección del tornillo, tal como se muestra en la **Figura 83**.

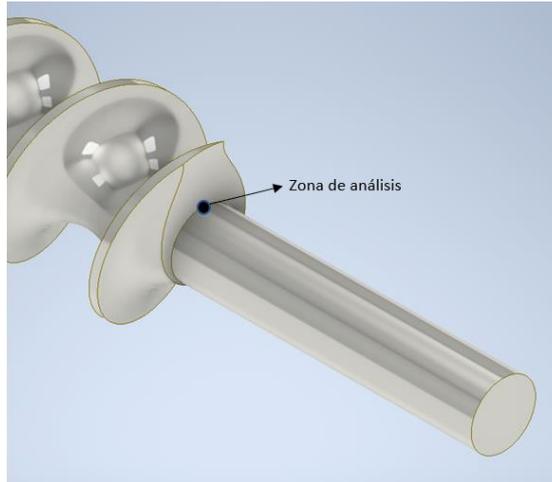


Figura 83. Cambio de sección en el eje para trilladora de café.

Fuente: Autor

Para calcular el diámetro mínimo en esta zona, se emplea la ecuación (37) de Norton, R:

$$d_{m,eje} = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4} (k_{fs} T_{a,t})^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (k_{fsm} T_{m,t})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (37)$$

Donde:

$d_{m,eje}$: Diámetro mínimo en el eje [m]

N_f : Factor de seguridad

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos por torsión

k_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzos medio por torsión

$T_{a,t}$: Torque alternante sobre el eje [Nm]

$T_{m,t}$: Torque medio sobre el eje [Nm]

S_f : Resistencia corregida a la fatiga [MPa]

S_{ut} : Resistencia última a la tensión del material [MPa]

El primer paso consiste en seleccionar el material del eje y, por lo tanto, del tornillo helicoidal. Se selecciona el acero inoxidable AISI 304. Del **Anexo 8** se obtienen las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 586 \text{ MPa}$$

Donde:

S_y : Resistencia a la fluencia por tensión [MPa]

A partir de la resistencia última a la tensión se obtiene la resistencia a la fatiga sin corregir mediante la **Ecuación 38**:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (38)$$

Donde:

S'_e : Resistencia a la fatiga sin corregir [MPa]

El valor de esta resistencia a la fatiga es:

$$S'_e = 0,5 * 586$$

$$S'_e = 293 \text{ MPa}$$

Para corregir la resistencia a la fatiga se utilizan factores que toman en cuenta las diferencias del eje diseñado con las muestras sujetas a ensayos de fatiga. Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_f = C_{carga} C_{tam} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (39)$$

Donde:

C_{carga} : Factor de corrección por carga

C_{tam} : Factor de corrección por tamaño

C_{sup} : Factor de corrección por superficie

C_{temp} : Factor de corrección por temperatura

C_{conf} : Factor de corrección por confiabilidad

El factor de corrección por carga, para los siguientes casos, es igual a:

$$\text{Carga de flexión: } C_{carga} = 1$$

$$\text{Carga axial: } C_{carga} = 0.70$$

$$\text{Carga de torsión: } C_{carga} = 1$$

Debido a que se tiene un esfuerzo debido a la torsión, el factor de corrección de carga es:

$$C_{carga} = 1$$

El factor de corrección de tamaño se asume igual a 1 para su posterior corrección:

$$C_{tam} = 1$$

Para efectos de la superficie, se tiene la siguiente **Ecuación 40**:

$$C_{sup} = A_s S_{ut}^{b_s} \quad (40)$$

Donde:

A_s : Coeficiente A del factor de superficie

b_s : Coeficiente b del factor de superficie

Los coeficientes de la **Ecuación 40** se muestran en el **Anexo 9**.

Debido a que el eje de la trilladora será maquinado se tiene que el factor de corrección de superficie es:

$$C_{sup} = 4,51 * 586^{-0,265}$$

$$C_{sup} = 0,83$$

El factor de corrección de temperatura, en condiciones de trabajo por debajo de 450 °C, es igual a:

$$C_{temp} = 1$$

El factor de corrección por confiabilidad se obtiene a partir del **Anexo 10**.

Para un nivel de confiabilidad del 99.9% se tiene:

$$C_{conf} = 0,753$$

Con todos los factores de corrección, se tiene que la resistencia corregida a la fatiga es:

$$S_f = 1 * 1 * 0,83 * 1 * 0,753 * 293$$

$$S_f = 183,80 \text{ MPa}$$

Luego, el factor de concentración de esfuerzos por torsión se obtiene mediante la **ecuación 41**:

$$k_{fs} = 1 + q_m(k_{ts} - 1) \quad (41)$$

Donde:

q_m : Sensibilidad a la muesca

k_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos geométrico para esfuerzos cortantes

Para obtener la sensibilidad a la muesca, se define un radio de curvatura en el cambio de sección igual a 1 mm tal como se muestra en la **Figura 84**.

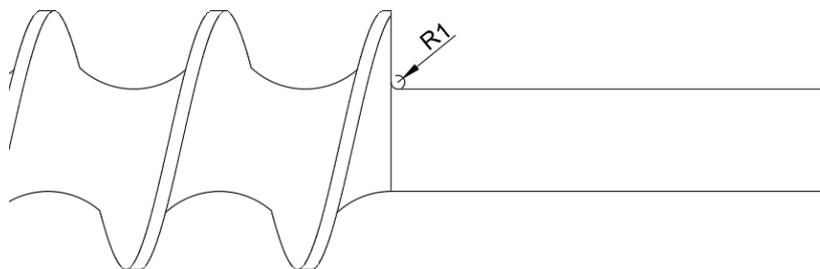


Figura 84. Radio de curvatura en la zona de transición de sección del eje.

Fuente: (Autor).

Definido el radio de curvatura de la muesca, se utiliza la **Figura 85** para obtener el valor de la sensibilidad a la muesca.

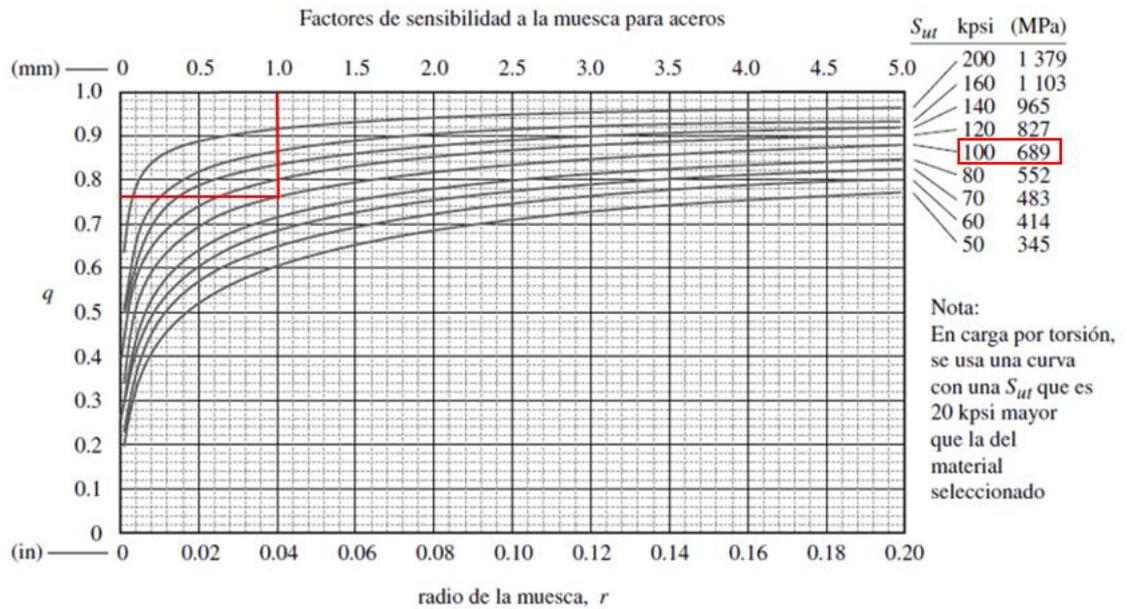


Figura 85. Factores de sensibilidad a la muesca para aceros.
Fuente: (Norton, 2011)

Teniendo en cuenta que la resistencia última a la tracción es de 586 MPa (85 kpsi) y que se debe utilizar una curva con una S_{ut} superior en 20 kpsi, se tiene que el factor de sensibilidad a la muesca es:

$$q_m = 0,76$$

Luego el factor de concentración de esfuerzos geométrico para esfuerzos cortantes por torsión se obtiene mediante la **Figura 86**.

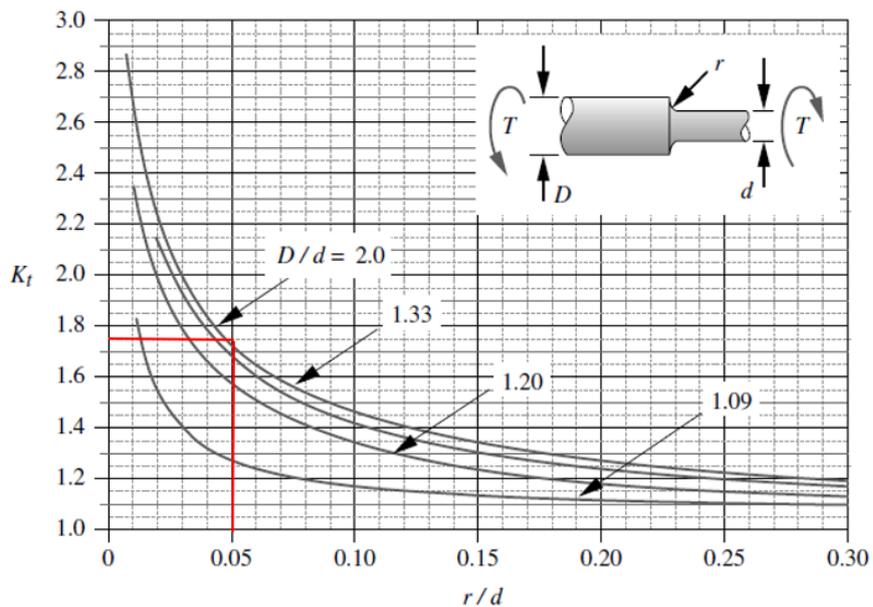


Figura 86. Factor de concentración de esfuerzos geométricos.
Fuente: (Norton, 2011)

Se asume una relación de D/d igual a 2. Dado que el diámetro del tornillo es de 38 mm, se tiene que el diámetro menor es igual a 19 mm y que la relación r/d es igual a 0.05. Con ello, se tiene que el factor geométrico de concentración de esfuerzos es:

$$k_{ts} = 1,75$$

Finalmente, el factor de concentración de esfuerzos por torsión es:

$$k_{fs} = 1 + 0,76 (1,75 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,57$$

El factor de concentración de esfuerzos medio por torsión se asume igual al calculado, por lo tanto:

$$k_{fsm} = 1,57$$

El factor de seguridad para el diseño del eje se establece en 2, garantizando una resistencia adecuada. En aplicaciones donde el eje está sometido a fatiga, es habitual emplear factores de seguridad superiores a 1,5 para mejorar la durabilidad y confiabilidad del sistema.

$$N_f = 2$$

El torque alternante y el torque medio sobre el eje se obtiene mediante:

$$T_{a,t} = T_{m,t} = \frac{T_{trillado}}{2}$$

Por lo tanto:

$$T_{a,t} = T_{m,t} = \frac{3,85}{2}$$

$$T_{a,t} = T_{m,t} = 1,92 \text{ Nm}$$

Definidas todas las variables de la **Ecuación 37** se tiene que el diámetro mínimo del eje es:

$$d_{m,eje} = \left\{ \frac{32 * 2}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4} (1,57 * 1,92)^2}}{183,80 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (1,57 * 1,92)^2}}{586 \times 10^6} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_{m,eje} = 7,25 \text{ mm}$$

Para diámetros menores a 8 mm el factor de corrección de tamaño es igual a 1, por lo que no es necesario realizar iteraciones para obtener el diámetro considerando este factor.

El diámetro final del eje se ajusta a un valor superior al calculado, garantizando la compatibilidad con los componentes de la trilladora. En particular, se considera el ajuste con el tornillo helicoidal que formará parte del eje, cuyo diámetro de transporte es de 38 mm. Además, el diseño toma en cuenta otros elementos esenciales, como retenes, rodamientos y

bocines, asegurando la correcta funcionalidad y ensamblaje del sistema. Por lo tanto, el diámetro del eje es:

$$d_{eje} = 15 \text{ mm}$$

En la **Figura 87** se muestra el eje con el diámetro especificado.

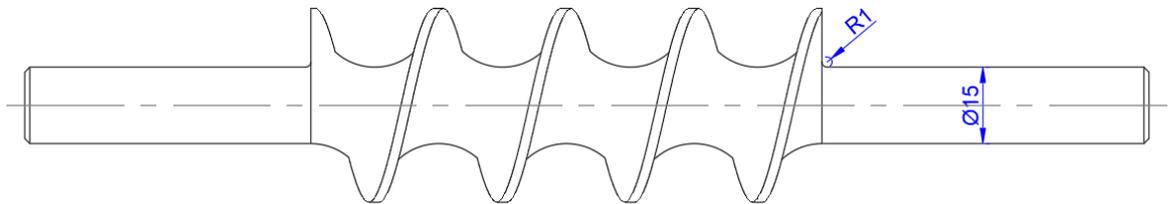


Figura 87. Eje de máquina de trillado para café pergamino
Fuente: (Autor)

5.3.3.7 Diseño de los cojinetes de fricción

En el presente diseño se utilizan cojinetes de fricción debido a la necesidad de que se produzca un movimiento giratorio en el tornillo para el transporte de los granos de café y, a su vez, un desplazamiento axial del eje para la apertura y cierre del disco de fricción móvil (ver **Figura 88**).

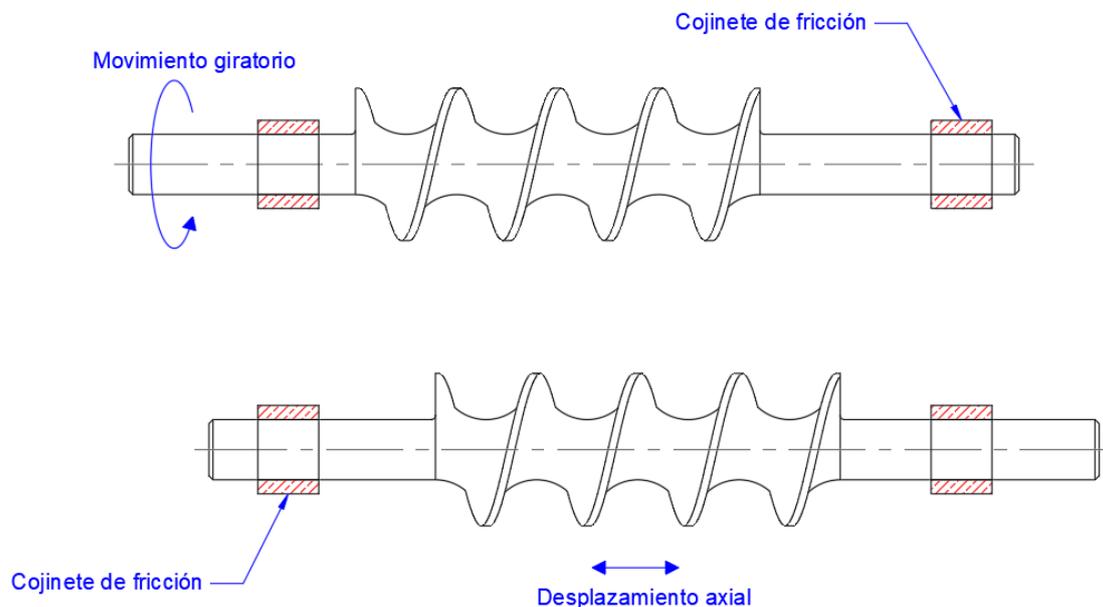


Figura 88. Sistema de tornillo con cojinetes de fricción para transporte y ajuste del disco de fricción móvil.

Fuente: (Autor)

Para la selección de los cojinetes, se definen las siguientes características recomendadas por el fabricante de cojinetes SKF:

- **Material:** Bronce sólido de estaño con plomo (SAE 660)
- **Rango de temperatura de operación:** -40 °C a 250 °C
- **Tolerancia del eje:** Desde e7 hasta e8

- **Tolerancia del soporte del cojinete:** H7
- **Rugosidad del eje:** $Ra \leq 1.0 \mu\text{m}$
- **Dureza del eje:** 165 a 400 HB

Dimensiones del cojinete

Para obtener las dimensiones del cojinete de fricción, primeramente, se especifica el diámetro interno del mismo:

$$d_{i,cojinete} = d_{eje}$$

Donde:

$d_{i,cojinete}$: Diámetro interno del cojinete [mm]

$$d_{i,cojinete} = 15 \text{ mm}$$

Luego, se aproxima el espesor de la pared mediante la siguiente **Ecuación 42**:

$$e_{cojinete} = 0,125 d_{eje} \quad (42)$$

Donde:

$e_{cojinete}$: Espesor de la pared del cojinete de fricción [mm]

El espesor aproximado es:

$$e_{cojinete} = 0,125 * 15$$

$$e_{cojinete} = 1,875 \text{ mm}$$

A su vez, se obtiene el diámetro externo del cojinete mediante:

$$d_{e,cojinete} = d_{eje} + 2 e_{cojinete}$$

Donde:

$d_{e,cojinete}$: Diámetro externo del cojinete [mm]

Con el espesor del cojinete, se tiene que el diámetro externo es:

$$d_{e,cojinete} = 15 + 2 * 1,875$$

$$d_{e,cojinete} = 18,75 \text{ mm}$$

La longitud del cojinete se obtiene a partir de la **Ecuación 43**:

$$L_{cojinete} = 0,75 d_{eje} \quad (43)$$

Donde:

$L_{cojinete}$: Longitud del cojinete [mm]

La longitud del cojinete es:

$$L_{cojinete} = 0,75 * 15$$

$$L_{cojinete} = 11,25 \text{ mm}$$

A partir de las dimensiones obtenidas, se selecciona un cojinete del fabricante SKF que se aproxime a los valores calculados (**Tabla 15**).

Tabla 15.*Dimensiones del cojinete para su selección*

Dimensiones del cojinete calculado		Dimensiones del cojinete seleccionado	
Diámetro interno:	15 mm	Diámetro interno:	15 mm
Diámetro externo:	18,75 mm	Diámetro externo:	22 mm
Espesor de pared:	1,875 mm	Espesor de pared:	3,5 mm
Longitud:	11,25 mm	Longitud:	16 mm

Nota: Se obtuvo de (SKF, 2001)Las especificaciones técnicas del cojinete seleccionado se muestran en la **Tabla 16.****Tabla 16.***Especificaciones técnicas del cojinete*

Código de cojinete	PBM 152216 M1G1
Tipo	Cojinete de casquillo recto (cilíndrico)
Material	Bronce macizo
Tolerancia de eje	e7
Tolerancia del soporte	H7

Nota: Se obtuvo de (SKF, 2001)

Las dimensiones del cojinete seleccionado reemplazan a los valores calculados para su validación, por lo tanto:

$$d_{i,cojinete} = 15 \text{ mm}$$

$$e_{cojinete} = 3,5 \text{ mm}$$

$$d_{e,cojinete} = 22 \text{ mm}$$

$$L_{cojinete} = 16 \text{ mm}$$

Definidas las medidas del cojinete, se verifican las dimensiones a partir del factor de carga. En primer lugar, se obtiene la presión específica del cojinete mediante la **Ecuación 44** :

$$p_{cojinete} = \frac{W_c}{A_c} \quad (44)$$

Donde:

$$p_{cojinete}: \text{Presión específica del cojinete de fricción} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$W_c: \text{Carga sobre el cojinete [N]}$$

$$A_c: \text{Área de aplicación de la carga sobre el cojinete [mm}^2\text{]}$$

Se asume que la carga que actúa sobre el cojinete es igual al peso del tornillo acoplado al disco de fricción y a su base (**Figura 89**).

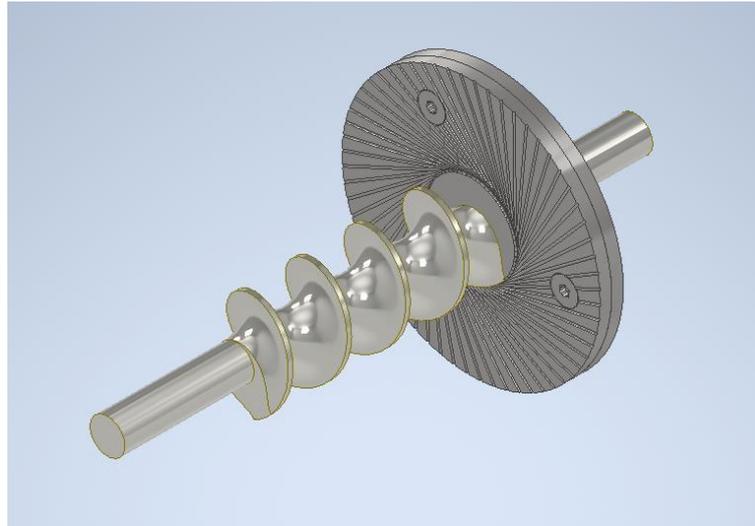


Figura 89. Consideración física en el conjunto del eje.

Fuente: Autor

Utilizando la densidad del acero inoxidable 304 para todo el conjunto y mediante del software inventor, se obtuvo una masa de 1,3 kg, por lo que la carga sobre el cojinete es:

$$W_c = 9,81 * 1,3$$

$$W_c = 12,75 \text{ N}$$

Luego, el área de aplicación de la carga del cojinete se obtiene mediante la siguiente

Ecuación 45:

$$A_c = d_{i,cojinete} L_{cojinete} \quad (45)$$

Reemplazando las variables del cojinete seleccionado, se tiene:

$$A_c = 15 * 16$$

$$A_c = 240 \text{ mm}^2$$

Con ello, la presión específica sobre el cojinete es:

$$p_{cojinete} = \frac{12,75}{240}$$

$$p_{cojinete} = 0,053 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El siguiente parámetro a definir es la velocidad de deslizamiento, que se obtiene mediante la **ecuación 46:**

$$v_{cojinete} = \frac{\pi d_{i,cojinete} \omega_t}{60 \times 10^3} \quad (46)$$

Donde:

$v_{cojinete}$: Velocidad de deslizamiento [m/s]

ω_t : Velocidad angular del tornillo [rpm]

Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$v_{cojinete} = \frac{\pi * 15 * 60}{60 * 10^3}$$

$$v_{cojinete} = 0,047 \frac{m}{s}$$

Con los valores de la presión específica y la velocidad de deslizamiento, se utiliza el diagrama “pv” mostrado en la **Figura 90**.

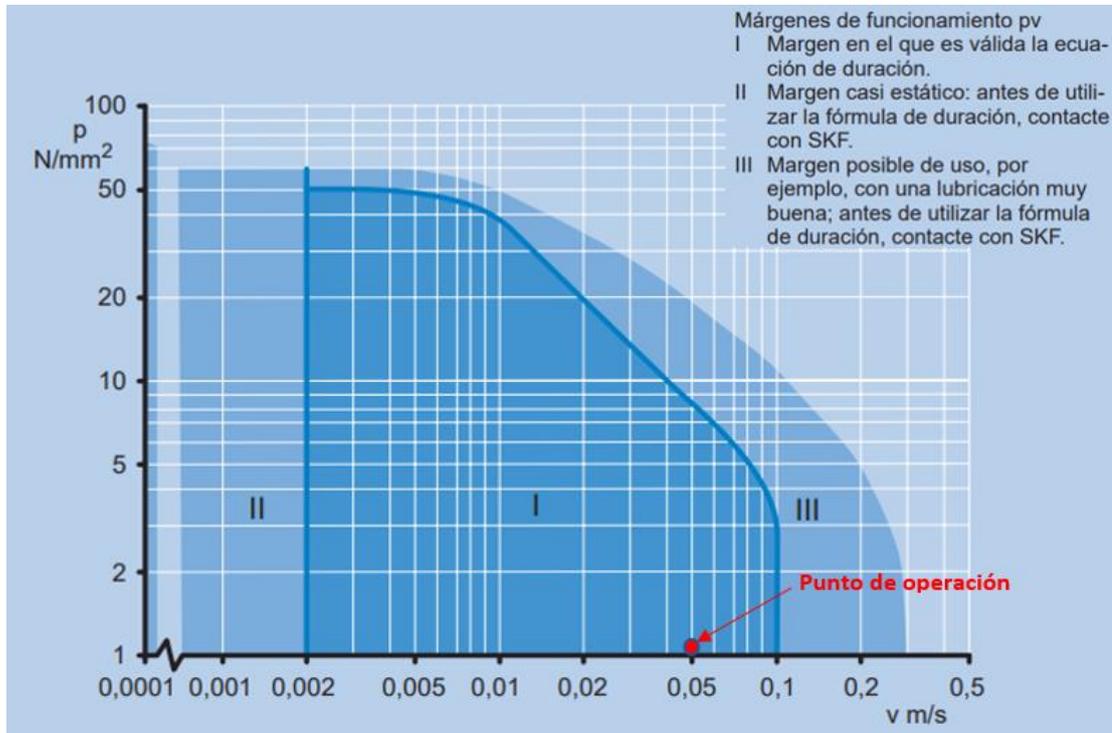


Figura 90. Márgenes de funcionamiento del cojinete en función de la presión específica y la velocidad de deslizamiento.

Fuente: (SKF, 2001)

El diagrama indica los márgenes de funcionamiento del cojinete en función de la presión específica y la velocidad de deslizamiento, en condiciones de combinación de superficie de contacto acero/bronce.

Con los valores calculados, se tienen condiciones de operación dentro del margen I, el mismo que indica que el cojinete seleccionado cumple con la capacidad de carga.

Vida útil de los cojinetes

Para el cálculo de la vida útil de los cojinetes de la trilladora se utiliza la siguiente **Ecuación 47**:

$$L_h = f_p f_c f_d f_m \frac{K_a}{p_{cojinete} v_{cojinete}^{1.2}} \quad (47)$$

Donde:

L_h : Vida útil del cojinete [horas]

f_p : Factor de corrección de carga

f_c : Características de aplicación y factor de corrección de temperatura

f_d : Factor de corrección del tamaño

f_m : Factor de corrección del material del eje

K_a : Constante relativa al tipo de aplicación

El factor f_p se considera igual a 1 si la presión específica sobre el cojinete es menor o igual a 10, por lo tanto:

$$f_p = 1$$

El factor f_c se obtiene del **Anexo 11 Tabla 50**.

Suponiendo que no se tiene una buena disipación de calor, que se opera alrededor de los 20 °C y que se tiene una condición de trabajo continuo seco, el factor de corrección de temperatura es:

$$f_c = 0,5$$

El factor f_d se obtiene del **Anexo 11 Tabla 51**.

Para un diámetro de eje menor a 20 mm se tiene que el factor de corrección de tamaño es:

$$f_d = 1$$

Luego, el factor f_m se obtiene del **Anexo 11 Tabla 52**, para el acero inoxidable como material.

Por lo tanto:

$$f_m = 2$$

La constante relativa al tipo de aplicación se obtiene de la **Figura 91**.

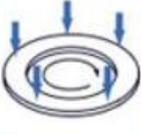
K_a = application type constant	UNIDIRECTIONAL LOAD	ROTATING LOAD	THRUST LOAD
			
	400	800	250

Figura 91. Distribución de carga según la disposición del eje.
Fuente: (SKF, 2001)

Dado que se tiene una carga radial y con el eje giratorio, la constante es:

$$K_a = 400$$

Con todas las variables de la **Ecuación 47**, se tiene que la vida útil del cojinete es:

$$L_h = 1 * 0,5 * 1 * 2 * \frac{400}{0,053 * 0,047^{1,2}}$$

$$L_h = 294\ 285,9 \text{ horas}$$

El tiempo de vida útil de los cojinetes tienen una adecuada duración en las condiciones de diseño.

Las dimensiones del cojinete seleccionado se muestran en la **Figura 92**.

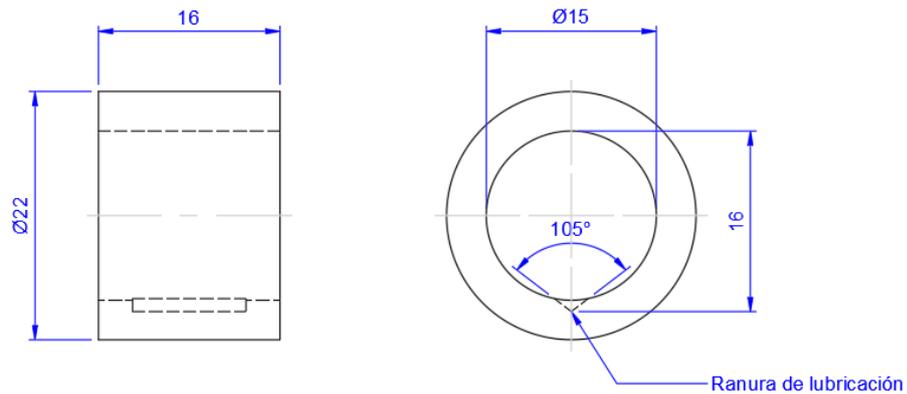


Figura 92. Dimensiones del cojinete.

Fuente: (Autor)

En la **Figura 93** se muestra el bocín seleccionado en una vista tridimensional.

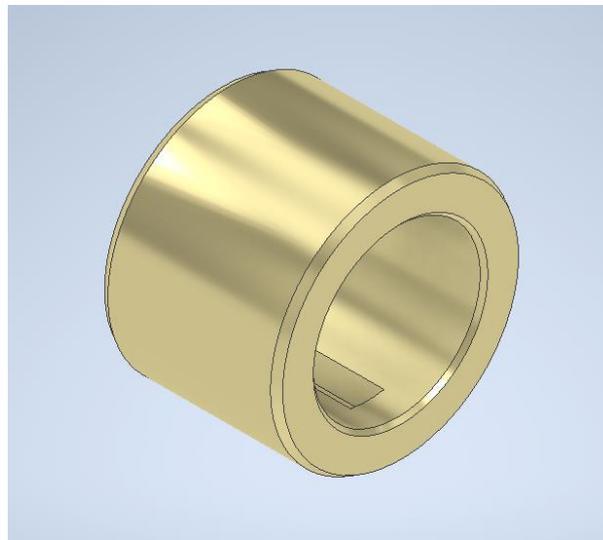


Figura 93. Bocín para máquina trilladora de café de 250g.

Fuente: (Autor)

5.3.3.8 Selección del rodamiento axial

El rodamiento axial a seleccionar tiene la función de soportar la carga axial generada durante la trilla y facilitar la rotación del disco de fricción móvil, mientras el resorte permanece estático (**Figura 94**).

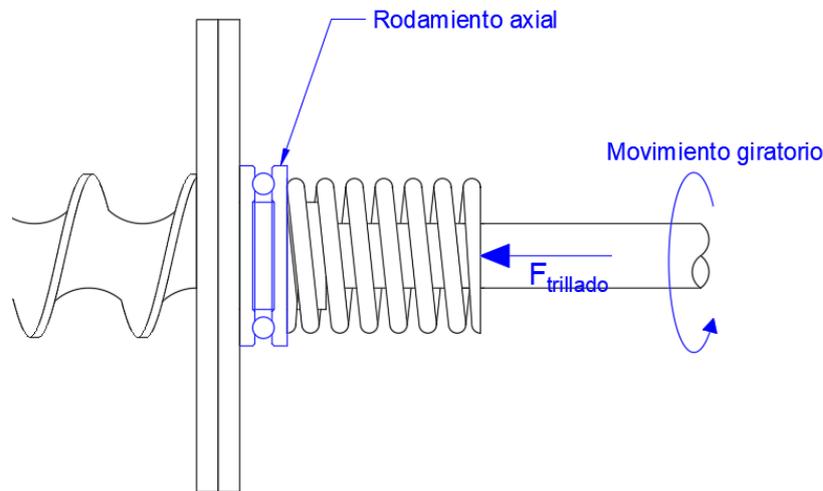


Figura 94. Disposición del rodamiento axial.
Fuente: (Autor)

Como paso inicial para la selección del rodamiento axial, se escoge un rodamiento con un diámetro interior aproximado al diámetro interno del resorte de compresión (28 mm). Del catálogo de rodamientos de NTN se elige el rodamiento 51105, con las dimensiones detalladas en la **Tabla 17**.

Tabla 17.

Geometría principal en la selección de rodamiento

Dimensiones rodamiento 51105	
Diámetro exterior	42 mm
Diámetro interior	25 mm
Ancho	11 m

Nota: Las medidas se obtuvieron del catálogo NTN.

Para validar la selección del rodamiento en función de la carga axial que resiste, en primer lugar, se obtiene la carga axial equivalente dinámica:

$$P_a = F_{trillado}$$

Donde:

P_a : Carga axial equivalente dinámica [kN]

El valor de esta carga es:

$$P_a = 0,187 \text{ kN}$$

El mismo criterio se utiliza para obtener la carga axial equivalente estática:

$$P_{oa} = F_{trillado}$$

Donde:

P_{oa} : Carga axial equivalente estática [kN]

$$P_{oa} = 0,187 \text{ kN}$$

A partir de la carga axial equivalente dinámica, se puede determinar la capacidad básica de carga dinámica axial utilizando la **Ecuación 48**:

$$C_a = L_{10}^{1/3} P_a \quad (48)$$

Donde:

C_a : Capacidad básica de carga dinámica axial [kN]

L_{10} : Vida nominal básica del rodamiento [10^6 revoluciones]

La vida nominal básica se puede estimar seleccionando una aplicación similar a la requerida en la máquina trilladora (ver **Anexo 12, Tabla 53**). Para el presente diseño se elige la clasificación de “maquinaria agrícola” en el límite superior de vida requerida, por lo tanto:

$$L_{10} = 12000 \text{ horas}$$

Este valor en horas se convierte a número de revoluciones teniendo en cuenta que la velocidad angular requerida de 60 rpm:

$$L_{10} = 12000 \text{ h} * \frac{60 \text{ rev}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{\text{h}}$$

$$L_{10} = 43,2 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

Luego, la capacidad básica de carga dinámica axial es:

$$C_a = 43,2^{1/3} * 0,187$$

$$C_a = 0,655 \text{ kN}$$

De igual manera, es necesario obtener la capacidad básica de carga estática axial. Se calcula mediante la **Ecuación 49**:

$$C_{oa} = P_{oa} * S_o \quad (49)$$

Donde:

C_{oa} : Capacidad básica de carga estática axial [kN]

S_o : Factor de seguridad

Los valores mínimos del factor de seguridad se muestran en el **Anexo 12, Tabla 54**.

Para este caso, se utiliza un factor de seguridad de:

$$S_o = 2$$

Con ello, la capacidad básica de carga estática es:

$$C_{oa} = 0,187 * 2$$

$$C_{oa} = 0,374 \text{ kN}$$

Los valores calculados se comparan con las capacidades de carga del rodamiento seleccionado. Del catálogo de NTN se tiene que la capacidad básica de carga dinámica y estática para el rodamiento 51105 son:

$$C_a = 19,6 \text{ kN}$$

$$C_{oa} = 37 \text{ kN}$$

Los valores calculados no superan las capacidades de carga del rodamiento escogido, por lo que se asegura la correcta selección.

Finalmente, la vida nominal del rodamiento seleccionado es:

$$L_{10} = \left(\frac{19,6}{0,187} \right)^3$$

$$L_{10} = 1,16 \times 10^6 \text{ horas}$$

Este valor supera las 12000 horas de vida nominal que requiere el equipo según lo asumido. La **Figura 95** muestra una vista 3D del rodamiento seleccionado.

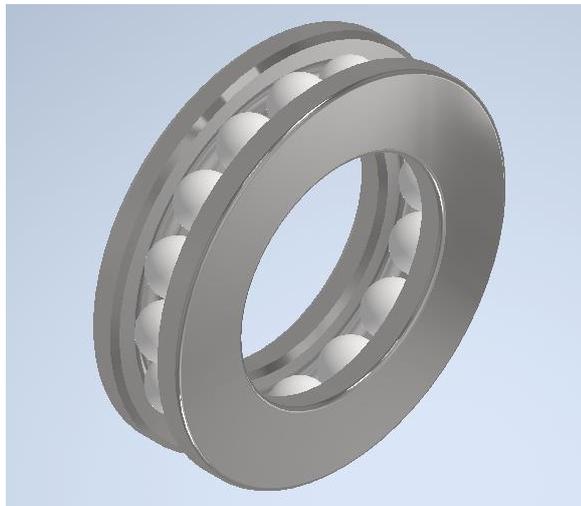


Figura 95. Modelo 3D del rodamiento axial.

Fuente: (Autor)

5.3.3.9 Diseño del sistema de transmisión de potencia

5.3.3.9.1 Selección del motor

Para la selección del motor eléctrico se debe tomar en cuenta la eficiencia de cada uno de los elementos que intervienen en la transmisión de potencia, desde el motor hasta el eje de la trilladora. La **Figura 96** muestra un esquema con las partes a considerar para obtener la potencia del motor eléctrico.

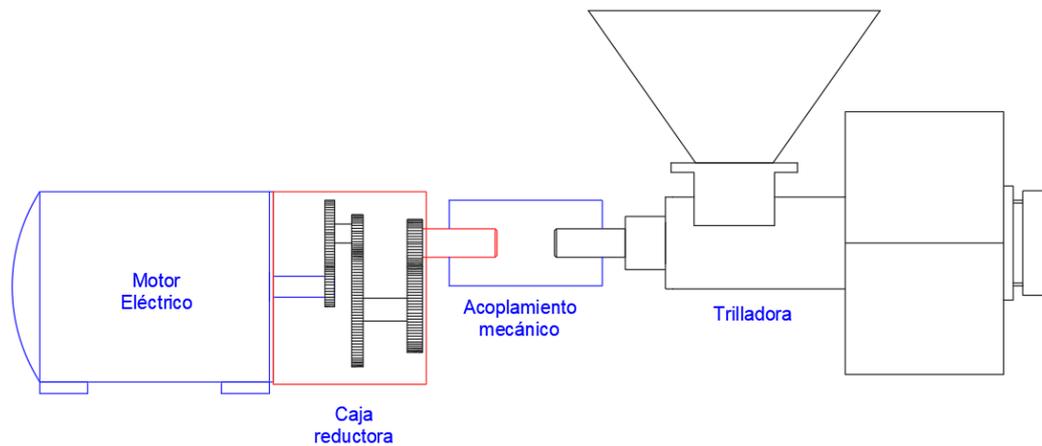


Figura 96. Diagrama cinemático de trilladora de café.
Fuente: (Autor)

Asumiendo que no existen pérdidas de potencia en el acoplamiento mecánico, la potencia del motor eléctrico se calcula mediante la **Ecuación 50**:

$$P_{m,e} = \frac{P_{trillado}}{\eta_{caja}} \quad (50)$$

Donde:

$P_{m,e}$: Potencia del motor eléctrico [W]

$P_{trillado}$: Potencia de trillado [W]

η_{caja} : Eficiencia de la caja reductora de velocidad

Para la caja reductora, la relación de velocidad se define mediante la **Ecuación 51**:

$$i_{caja} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_t} \quad (51)$$

Donde:

i_{caja} : Relación de velocidad de la caja reductora

ω_{motor} : Velocidad angular nominal del motor eléctrico [rev/min]

ω_t : Velocidad angular del tornillo helicoidal [rev/min]

Para la velocidad nominal del motor eléctrico se establece una frecuencia de 60 Hz para un motor de CA. La velocidad angular nominal del motor es:

$$\omega_{motor} = 1500 \text{ [rev/min]}$$

Con ello, se tiene que la relación de velocidad de la caja reductora es:

$$i_{caja} = \frac{1500}{60}$$

$$i_{caja} = 25$$

Del fabricante de motorreductores Oriental Motor, se obtiene del **Anexo 13** donde se indican las eficiencias de cajas reductoras para diferentes relaciones de transmisión.

De acuerdo a la tabla se define la eficiencia de la caja reductora en:

$$\eta_{caja} = 0,54$$

Establecida la eficiencia del grupo reductor, se tiene que la potencia requerida en el motor es:

$$P_{m,e} = \frac{24,16}{0,54}$$

$$P_{m,e} = 44,75 \text{ W}$$

Del mismo fabricante Oriental Motor se elige un motor eléctrico con una potencia igual o superior. Las características del motor seleccionado se muestran en la **Tabla 19**.

Tabla 18.
Características técnicas del motor seleccionado.

Marca	Oriental Motor
Modelo	51K60GU-AWU
Potencia	60 W
Tipo de motor	Motor de CA de inducción
Voltaje	Monofásico 110/115 V
Frecuencia	60 Hz
Velocidad nominal	1500 rpm
Torque nominal	0.40 Nm
Grado de protección	IP20

Nota: Las medidas se obtuvieron del catálogo (Oriental Motor, 2000-2001)

La **Figura 97** muestra el motor eléctrico seleccionado.



Figura 97. Motor comercial seleccionado para el trillado de 250g de café pergamino.
Fuente: (Oriental Motor, 2000-2001)

5.3.3.9.2 Selección del reductor

Dado que se conoce la relación necesaria para obtener la velocidad angular requerida en el tornillo de la trilladora, se selecciona un reductor compatible con el motor eléctrico

seleccionado. Del catálogo de Oriental Motor, se selecciona un reductor con las características indicadas en la **Tabla 20**.

Tabla 19.

Reductor comercial seleccionado para trilladora de café.

Marca	Oriental Motor
Modelo	5GU25KA
Tipo	Cabezal de engranaje de eje paralelo
Relación de velocidad	25:1
Diámetro del eje de salida	5/8"

Nota: Las medidas se obtuvieron del catálogo (Oriental Motor, 2000-2001)

El torque a la salida del eje del reductor se obtiene mediante:

$$T_{sal} = T_{ent} \eta_{caja} i_{caja} \quad (52)$$

Donde:

T_{sal} : Torque a la salida de la caja reductora [Nm]

T_{ent} : Torque a la entrada de la caja reductora [Nm]

El torque a la entrada de la caja reductora es igual al torque nominal del motor, por lo tanto:

$$T_{ent} = 0,40 \text{ Nm}$$

Con ello, el torque a la salida del motorreductor, es:

$$T_{sal} = 0,4 * 0,54 * 25$$

$$T_{sal} = 5,43 \text{ Nm}$$

Este torque debe ser superior al requerido por el eje de la trilladora y se comprueba:

$$T_{sal} > T_{trillado}$$

$$5,43 > 3,85$$

La **Figura 98** muestra el motor acoplado a la caja reductora de velocidad.



Figura 98. Motorreductor para trilladora de café de 250g de café pergamino.

Fuente: (Oriental Motor, 2000-2001)

5.3.3.9.3 Selección del acoplamiento mecánico

El funcionamiento de la máquina trilladora implica un movimiento axial del eje y del tornillo helicoidal para el desplazamiento del disco de fricción móvil para el trillado de café. Para esto, es necesario utilizar un acoplamiento mecánico que, además de transmitir la potencia del motorreductor hacia el eje, permita este desplazamiento a lo largo del eje.

Se ha seleccionado como acoplamiento un cubo estriado bajo la norma DIN 5463. Este cubo se acopla hacia un eje estriado con flancos rectos (**Figura 99**). Este acoplamiento permite la transmisión de altos torques y grandes desplazamientos axiales.



Figura 99. Acoples de cubo estriado.
Fuente: (Amazon, 2024)

El acople estriado debe ajustarse a los diámetros de salida del motorreductor y al diámetro del eje del tornillo. La **Figura 100** muestra los diámetros del eje del motorreductor y del tornillo.

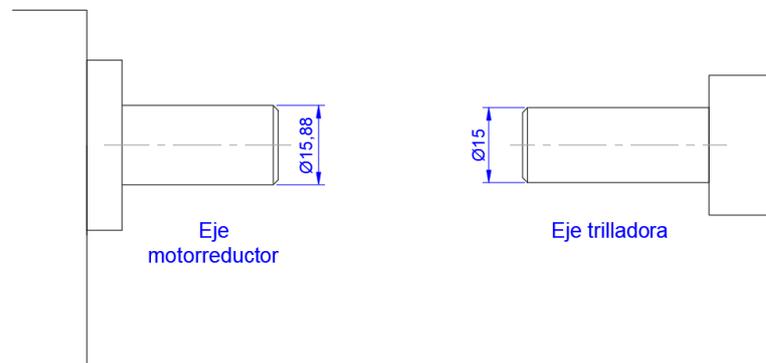


Figura 100. Disposición de ejes para su acoplamiento.
Fuente: (Autor).

Para el cálculo del eje, se selecciona un perfil con 6 estrías, y el diámetro mínimo se determina mediante la **Ecuación 53**:

$$d_{e,e} = \sqrt[3]{\frac{16 T_{trillado} k_a \eta_e}{0,4 \pi S_y k_f}} \quad (53)$$

Donde:

$d_{m,ee}$: Diámetro mínimo del eje estriado [m]

$T_{trillado}$: Torque de trillado sobre el eje [Nm]

k_a : Factor de aplicación

η_e : Factor de seguridad para el eje estriado

S_y : Límite a la fluencia del material del eje [Pa]

k_f : Factor de vida útil del eje

El factor de aplicación se obtiene del Anexo 14, **Tabla 56**.

Para un régimen uniforme del impulsor y para el caso de choques bajos en el tipo de carga, se tiene que el factor de aplicación es:

$$k_a = 1,2$$

El factor de vida útil, por su parte, se obtiene del Anexo 14, **Tabla 57**.

Asumiendo el número más alto de ciclos de torque y para una dirección de carga unidireccional, se tiene:

$$k_f = 0,3$$

Teniendo en cuenta el mismo material utilizado en el cálculo del eje (acero inoxidable AISI 304) para el límite a la fluencia y un factor de seguridad de 2, se tiene que el diámetro mínimo del eje estriado es:

$$d_{m,ee} = \sqrt[3]{\frac{16 * 3,85 * 1,2 * 2}{0,4 * \pi * 393 * 10^6 * 0,3}}$$
$$d_{m,ee} = 10 \text{ mm}$$

Del **Anexo 16** se selecciona un eje estriado con un diámetro interno igual o mayor al diámetro calculado.

Las dimensiones del perfil de eje estriado seleccionado, se muestran en la **Figura 101**.

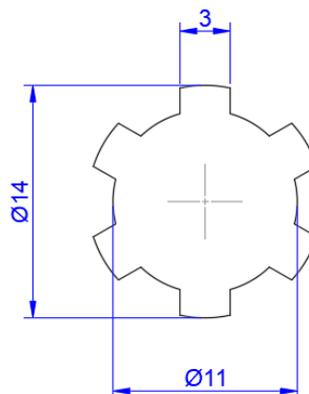


Figura 101. Dimensiones del eje estriado.

Fuente: (Autor)

El eje del tornillo helicoidal debe ajustarse, en su extremo, a este perfil calculado, tal como se muestra en la **Figura 102**.

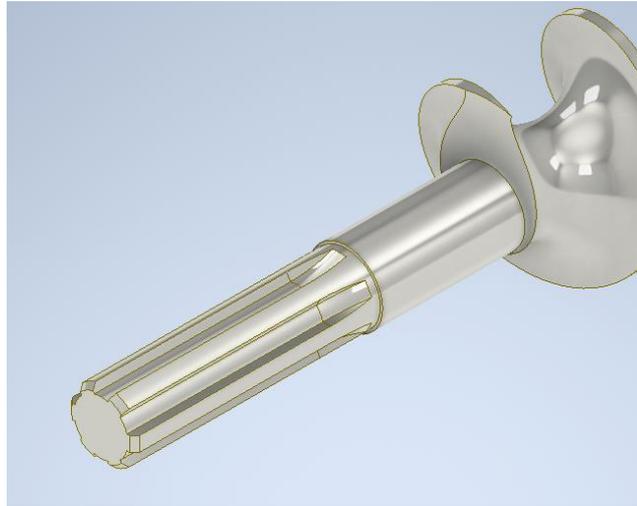


Figura 102. Perfil de eje estriado para el acoplamiento.

Fuente: (Autor)

Por otra parte, la longitud mínima del eje estriado para la transmisión de potencia se calcula mediante la **Ecuación 54**:

$$L_{min} = \frac{1000 T_{trillado} k_a \eta_e}{d_s P_{min} \frac{h_{st}}{2} N_n k_m k_f} \quad (54)$$

Donde:

L_{min} : Longitud mínima del eje estriado [mm]

d_s : Diámetro medio del eje [mm]

P_{min} : Presión mínima admitida sobre la superficie del eje [MPa]

h_{st} : Altura de conexión [mm]

N_n : Número de estrías o nervaduras

k_m : Factor de distribución de carga

El diámetro medio del eje estriado es:

$$d_s = \frac{d_{m,ee} + d_{M,ee}}{2}$$

Donde:

$d_{m,ee}$: Diámetro mínimo del eje estriado [mm]

$d_{M,ee}$: Diámetro mayor del eje estriado [mm]

Reemplazando con las dimensiones de la **Figura 95**, se tiene:

$$d_s = \frac{11 + 14}{2}$$

$$d_s = 12,5 \text{ mm}$$

La altura de conexión, por su parte se calcula mediante la **Ecuación 55**:

$$h_{st} = \left(\frac{d_{M,ee} - d_{m,ee}}{2} \right) - 2g_{cha} \quad (55)$$

Donde:

g_{cha} : *Chaflán en el borde de la nervadura* [mm]

El chaflán de la nervadura, correspondiente al perfil seleccionado, se obtiene del **Anexo 17** y su valor es:

$$g_{cha} = 0,3 \text{ mm}$$

Con ello, la altura de conexión es:

$$h_{st} = \left(\frac{14 - 11}{2} \right) - 2 * 0,3$$

$$h_{st} = 0,9$$

La presión mínima sobre la superficie del eje se calcula mediante la **Ecuación 56**.

$$P_{min} = \frac{1000 T_{trillado} k_a \eta_e}{1,7 d_3 d_s N_n k_m k_f} \quad (56)$$

Donde:

d_3 : *Longitud activa de la nervadura* [mm]

Del **Anexo 17**, se tiene que la longitud activa de la nervadura es:

$$d_3 = 9,9 \text{ mm}$$

Asumiendo un factor de distribución de carga igual a 0,7, se tiene que la presión sobre la superficie es:

$$P_{min} = \frac{1000 * 3,85 * 1,2 * 2}{1,7 * 9,9 * 12,5 * 6 * 0,7 * 0,3}$$

$$P_{min} = 34,82 \text{ MPa}$$

Obtenida la presión sobre el eje, la longitud mínima del eje estriado es:

$$L_{min} = \frac{1000 * 3,85 * 1,2 * 2}{12,5 * 34,82 * \frac{0,9}{2} * 6 * 0,7 * 0,3}$$

$$L_{min} = 37,4 \text{ mm}$$

Este valor se ajusta a:

$$L_{min} = 40 \text{ mm}$$

Definidos la longitud y el perfil del estriado, se establecen las dimensiones del acople para la transmisión de potencia al eje. La **Figura 103** presenta las dimensiones del acople diseñado y del eje estriado, mientras que la **Figura 104** muestra dos vistas en 3D del acoplamiento.

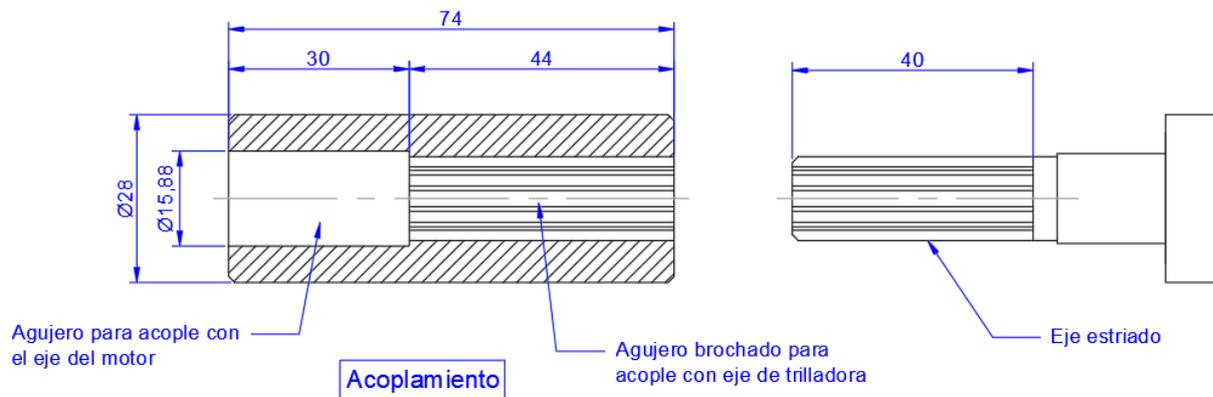


Figura 103. Dimensiones del acoplamiento entre ejes.

Fuente: (Autor)

La **Figura 104** muestra dos vistas en 3D del acoplamiento.

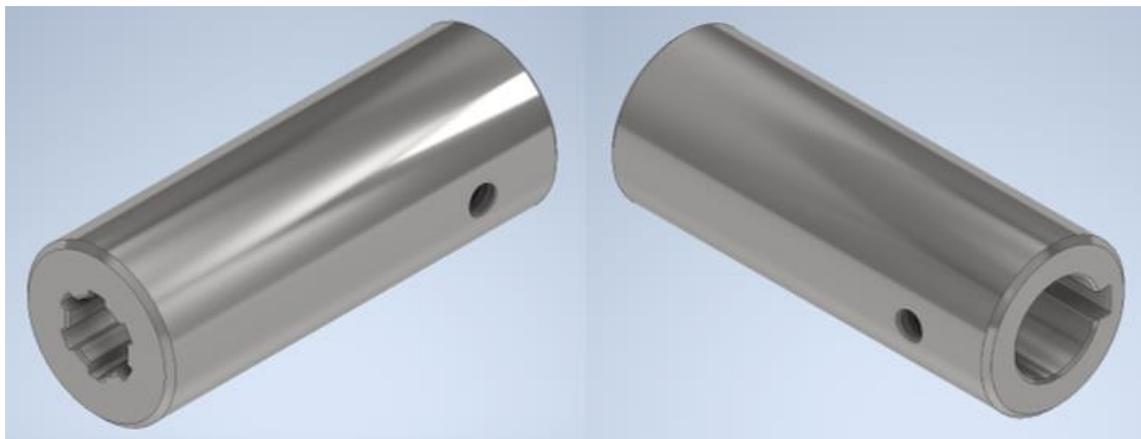


Figura 104. Acople entre el eje y el eje del tornillo transportador.

Fuente: (Autor)

5.3.3.10 Diseño del sistema de extracción de cisco

El sistema de extracción de cisco para la trilladora de café requiere un ducto de extracción y descarga de cisco que, a su vez, permita la descarga del café trillado. El cisco es extraído mediante un soplante que ejerce una presión negativa en el sistema. Adicionalmente, el sistema requiere un accesorio de acoplamiento y un filtro separador de cisco para que éste no ingrese en el soplante.

La **Figura 105** muestra las partes que conforman el sistema de extracción de cisco.

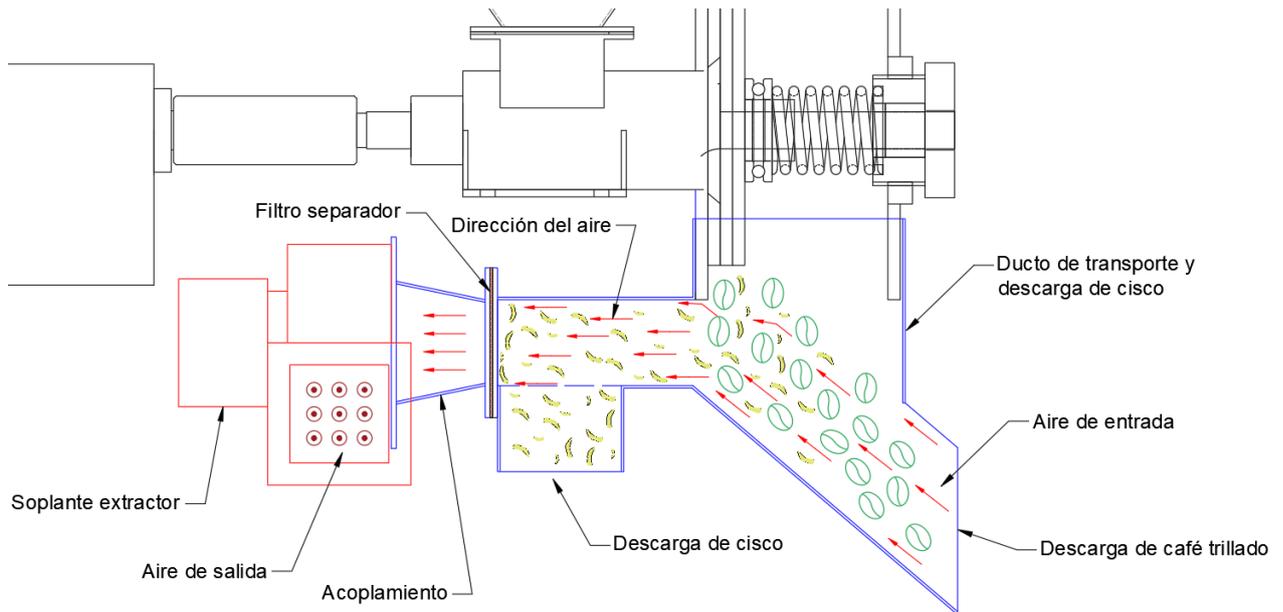


Figura 105. Sistema de extracción de cisco.

Fuente: (Autor)

5.3.3.10.1 *Velocidad del aire para el transporte del cisco*

El primer parámetro para el diseño del sistema de extracción es la velocidad del aire para el transporte del cisco. La determinación de la velocidad se realizó de manera experimental.

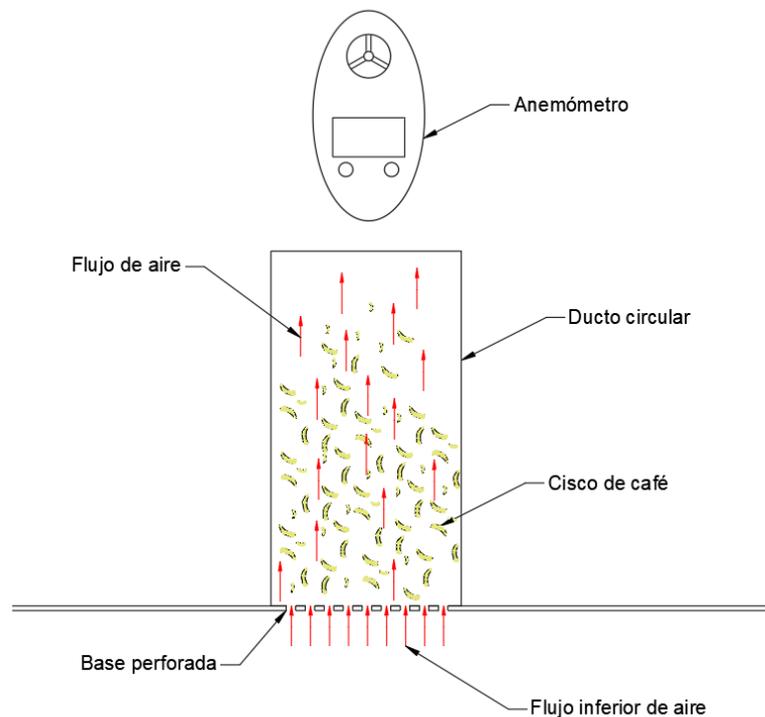


Figura 106. Esquema experimental para la determinación de la velocidad de transporte de cisco de café en ducto circular

Fuente: (Autor)

Para el experimento se utilizó cisco de café pergamino, un ducto circular con una base perforada con flujo de aire inferior y un anemómetro para la medición de la velocidad del viento. La **Figura 106** muestra de forma esquemática los elementos utilizados para el experimento.

El aire ingresa desde la parte inferior a través de una base perforada, cuyos agujeros tienen un diámetro de 5 mm y están dispuestos con una separación entre centros de 8 mm. Posteriormente, el flujo de aire es canalizado a través de un ducto circular con un diámetro de 65 mm, asegurando un transporte uniforme hacia el sistema superior. A medida que se aumenta el flujo de aire, se extrae el cisco y se mide la velocidad de aire necesaria para transportar el cisco de manera vertical, ya que de esta forma se tiene una condición crítica en el sistema de transporte.

La **Figura 107** muestra el ducto con la base perforada y la muestra de cisco, lo que permite observar la disposición del material dentro del sistema. Esta configuración facilita el flujo de aire y la separación eficiente del cisco, optimizando el proceso de extracción.



Figura 107. Ducto experimental con base perforada y cisco de café para evaluación de velocidad de transporte

Fuente: (Autor)

La **Figura 108** muestra la medición de la velocidad del aire en el proceso de expulsión de la cascarilla a través de un ducto circular. En la imagen se observa el uso de un anemómetro digital para registrar la velocidad del flujo de aire, cuya adecuada magnitud es clave para asegurar la correcta evacuación del material sin generar obstrucciones. La presencia de cascarilla alrededor del ducto indica la efectividad del sistema en la separación y transporte del material residual.



Figura 108. Medición de la velocidad de aire crítica para la expulsión del cisco en el ducto circular
Fuente: (Autor)

La **Tabla 20** presenta los resultados obtenidos durante el experimento, a partir de los cuales se determina la velocidad del aire en el sistema de extracción de cisco.

$$v_{\text{aire}} = 3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Donde:

v_{aire} : Velocidad del aire para la extracción de cisco $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

Tabla 20.

Comportamiento del cisco en función de la velocidad de aire en el sistema de transporte.

Velocidad del aire [m/s]	Resultados
2,0	Levitan partículas pequeñas, no hay transporte de cisco
2,5	Existe transporte de cisco de las partículas pequeñas
3,0	Cisco grande se mueve ligeramente y partículas pequeñas son expulsadas del ducto.
3,5	Cisco grande y partículas pequeñas son expulsados del ducto.

Nota: Datos obtenidos a partir de los ensayos realizados por el autor.

5.3.3.10.2 Caudal necesario para el transporte de cisco

El caudal necesario para el transporte del cisco es definido en función de la velocidad del aire y de las dimensiones del ducto de transporte. Para el presente diseño, se designan las dimensiones principales del ducto mostradas en la **Figura 109**.

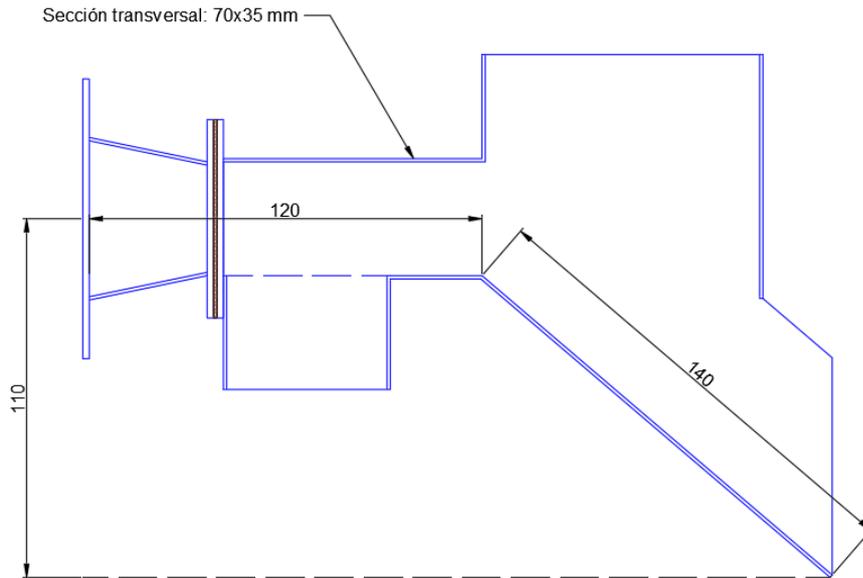


Figura 109. Dimensiones principales del ducto para el cálculo del caudal de transporte de cisco.

Fuente: (Autor)

La sección transversal del ducto se establece como una sección de perfil rectangular de 70 mm de ancho y 35 mm de alto. (**Figura 110**)

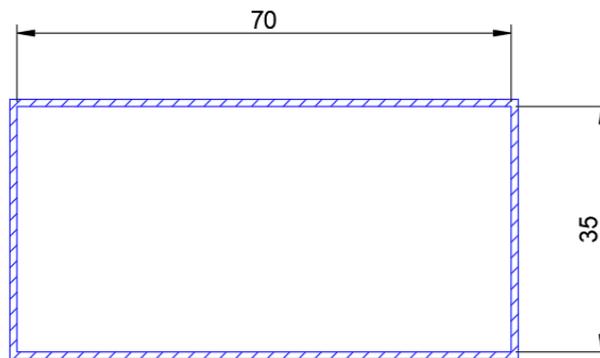


Figura 110. Sección transversal del ducto con perfil rectangular de 70 mm x 35 mm.

Fuente: (Autor)

A partir de estas dimensiones, el área de la sección transversal se obtiene utilizando la siguiente ecuación:

$$A_{sd} = a_{ducto} h_{ducto}$$

Donde:

A_{sd} : Área de la sección transversal del ducto [m²]

a_{ducto} : Ancho del ducto [m]

h_{ducto} : Alto del ducto [m]

Con las dimensiones establecidas, se tiene que el área de la sección transversal es:

$$A_{sd} = 0,07 * 0,035$$

$$A_{sd} = 2,45 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Luego, el caudal necesario para el transporte del cisco en el ducto se obtiene mediante:

$$Q_{tc} = A_{sd} v_{aire}$$

Donde:

Q_{tc} : Flujo o caudal de aire para el transporte de cisco $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$

El caudal, por lo tanto, es:

$$Q_{tc} = 2,45 \times 10^{-3} * 3,5$$

$$Q_{tc} = 8,58 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,51 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

5.3.3.10.3 Diseño del filtro separador

El filtro separador del sistema de extracción de cisco, cumple la función de separar el cisco absorbido por el soplante extractor, del aire. Esto es para evitar el ingreso de cisco hacia los álabes del ventilador.

Para el presente diseño se establece un filtro separador en forma de placa plana con agujeros circulares (**Figura 111**)

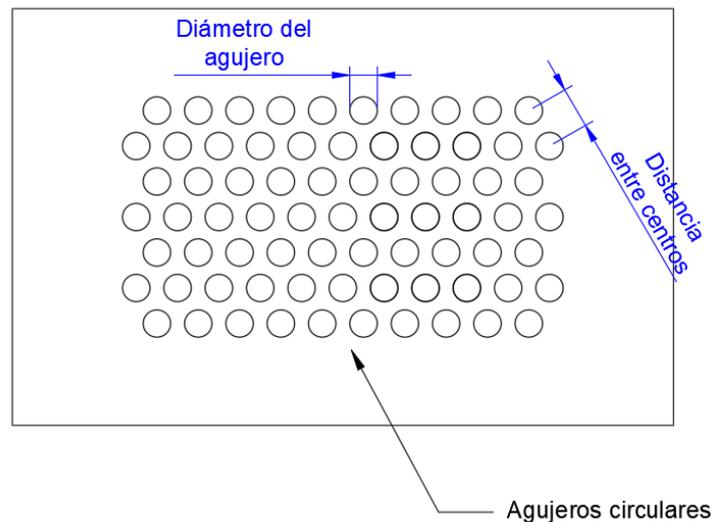


Figura 111. Diseño del filtro separador de placa plana con agujeros circulares para el sistema de extracción de cisco

Fuente: (Autor)

El diámetro del agujero del filtro separador se define en función de la dimensión menor del grano de café pergamino con la finalidad de evitar el paso del cisco a través de la placa.

El diámetro del agujero se define en:

$$d_{a,filtrro} = 4 \text{ mm}$$

Donde:

$d_{a,filtró}$: Diámetro de los agujeros del filtro separador [mm]

Se selecciona una placa del fabricante de planchas perforadas Repermetal con las características mostradas en la **Figura 112**, las cuales se resumen en la **Tabla 21**.

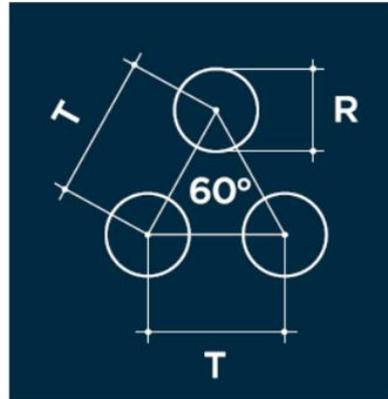


Figura 112. Detalles de la placa perforada seleccionada del fabricante Repermetal.

Fuente: (Repermetalweb, 2022)

Tabla 21.

Detalles técnicos de la placa perforada utilizada en el sistema de extracción de cisco

Características de placa perforada seleccionada	
Forma de agujeros en placa	Agujeros circulares
Diámetro de los agujeros	4 mm
Distancia entre centros	6 mm
Porcentaje de área abierta	40%
Material	Acero inoxidable

Nota: Datos obtenidos a partir de los ensayos realizados por el (Repermetalweb, 2022).

5.3.3.10.4 Relación aire material

En los sistemas de transporte neumático de materiales es importante definir la relación aire/material con el fin de asegurar un adecuado desplazamiento de las partículas en el sistema

Para sistemas de presión negativa y transporte de materiales en fase diluida, se tiene que la relación aire/material debe ser la siguiente (A. Bhatia, B.E. Pneumatic Conveying Systems):

$$\frac{m_{aire}}{m_{material}} > 2$$

Donde:

m_{aire} : Flujo másico de aire $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

$m_{material}$: Flujo másico del material $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

El flujo másico de aire se obtiene mediante:

$$m_{aire} = \rho_{aire} Q_{tc}$$

Donde:

ρ_{aire} : Densidad del aire $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

La densidad del aire a 20° C y a 1 atmósfera de presión corresponde a:

$$\rho_{aire} = 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Con ello, el flujo másico del aire es:

$$m_{aire} = 1,204 * 8,58 \times 10^{-3}$$

$$m_{aire} = 10,3 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de cisco se obtiene mediante:

$$m_{cisco} = \frac{m_{cisco}}{t_{trillado}}$$

Donde:

m_{cisco} : Flujo másico de cisco de café $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

m_{cisco} : Masa de cisco de café [kg]

$t_{trillado}$: Tiempo de trillado [s]

La masa de cisco obtenida durante el proceso de trillado experimental corresponde aproximadamente al 20% del total de la masa de café pergamino, por lo tanto:

$$m_{cisco} = 0,2 * m_{café}$$

Donde:

$m_{café}$: Masa de café pergamino a trillarse [kg]

Con ello, la masa de cisco en cada ciclo de trillado, es:

$$m_{cisco} = 0,2 * 0,25$$

$$m_{cisco} = 0,05 \text{ kg}$$

Luego, se tiene que cada ciclo de trillado corresponde a 60 segundos, por lo que el flujo másico de cisco es:

$$\dot{m}_{cisco} = \frac{0,05}{60}$$

$$\dot{m}_{cisco} = 8,33 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Finalmente, la relación aire/material es:

$$\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{cisco}} = \frac{10,3 \times 10^{-3}}{8,33 \times 10^{-4}} = 12,3 > 2$$

El flujo y, por lo tanto, la velocidad del aire asegura un adecuado transporte del cisco sobre el sistema.

5.3.3.10.5 Presión necesaria en el sistema

La presión en el sistema para mantener el flujo de aire a la velocidad necesaria para la extracción del cisco, se obtiene a través de la carga estática total requerida y viene dada por la siguiente **Ecuación 59**:

$$H_{total} = h_M + h_m + \Delta z \quad (59)$$

Donde:

H_{total} : Carga estática total requerida [m]

h_M : Pérdidas de cargas mayores [m]

h_m : Pérdidas de carga menores [m]

Δz : Elevación total entre el punto de aspiración y descarga [m]

Para obtener las pérdidas de carga mayores, se utiliza la siguiente **Ecuación 60**:

$$h_M = f \frac{L_d}{D_{hd}} \frac{v_{prom,d}^2}{2g} \quad (60)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy

L_d : Longitud del ducto [m]

D_{hd} : Diámetro hidráulico del ducto [m]

$v_{prom,d}$: Velocidad promedio en el ducto $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

g : Aceleración de la gravedad $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$

Para determinar el factor de fricción, es importante determinar el tipo de flujo del aire (laminar, de transición o turbulento). Para ello se obtiene el número de Reynolds, mediante la **Ecuación 61**:

$$Re = \frac{\rho_{aire} v_{prom,d} D_{hd}}{\mu_{aire}} \quad (61)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

μ_{aire} : Viscosidad dinámica del aire $\left[\frac{\text{kg m}}{\text{s}}\right]$

El diámetro hidráulico del ducto se obtiene mediante la **Ecuación 62** :

$$D_{hd} = \frac{4A_{sd}}{p_d} \quad (62)$$

Donde:

D_{hd} : Diámetro hidráulico del ducto $[\text{m}^2]$

p_d : Perímetro del ducto $[\text{m}]$

El perímetro del ducto corresponde a la siguiente **Ecuación 63**:

$$\begin{aligned} p_d &= 2a_{ducto} + 2h_{ducto} \\ p_d &= 2 * 0,07 + 2 * 0,035 \\ p_d &= 0,21 \text{ m} \end{aligned} \quad (63)$$

Con ello, el diámetro hidráulico es:

$$\begin{aligned} D_{hd} &= \frac{4 * 2,45 \times 10^{-3}}{0,21} \\ D_{hd} &= 0,0467 \text{ m} \end{aligned}$$

La densidad del aire y la viscosidad dinámica a 20° C y 1 atm de presión son:

$$\begin{aligned} \rho_{aire} &= 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu_{aire} &= 1,825 \times 10^{-5} \frac{\text{kg m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

El número de Reynolds es:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{1,204 * 3,5 * 0,0467}{1,825 \times 10^{-5}} \\ Re &= 10776 \end{aligned}$$

Este valor indica que se trata de un tipo de flujo turbulento, ya que es mayor a 4000.

Luego, conocido el tipo de flujo, se puede calcular el factor de fricción mediante la siguiente

Ecuación 64:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_{hd}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (64)$$

Donde:

ε : Rugosidad del ducto $[\text{m}]$

La rugosidad del ducto (en mm) se puede obtener mediante los valores mostrados en el **Anexo 18**. Dado que el material designado para el ducto es el acero inoxidable, se tiene que la rugosidad es:

$$\varepsilon = 0,002 \text{ mm}$$

Luego, se tiene que el factor de fricción es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{10776} + \left(\frac{0,002/46,7}{3,7} \right)^{1,11} \right]$$

$$f = 0,42$$

La longitud total del ducto se establece en:

$$L_d = 0,26 \text{ m}$$

Finalmente, las pérdidas mayores son:

$$h_M = 0,42 * \frac{0,26}{0,0467} * \frac{3,5^2}{2 * 9,81}$$

$$h_M = 1,45 \text{ m}$$

Las pérdidas de carga menores se obtienen mediante la siguiente **Ecuación 65**:

$$h_m = h_{\text{filtro}} + h_{\text{acoplamiento}} \quad (65)$$

Donde:

h_{filtro} : Pérdidas debido al filtro separador [m]

$h_{\text{acoplamiento}}$: Pérdidas debido al acoplamiento [m]

Para el cálculo de las pérdidas debido al filtro separador se considera la velocidad de impacto del aire sobre una placa perforada con agujeros circulares y el porcentaje de área abierta de la placa.

A partir de la **Figura 113** se obtiene la pérdida de presión en el filtro para una velocidad de 3.5 m/s (690 pies/min) y para un porcentaje de área abierta de 40%.

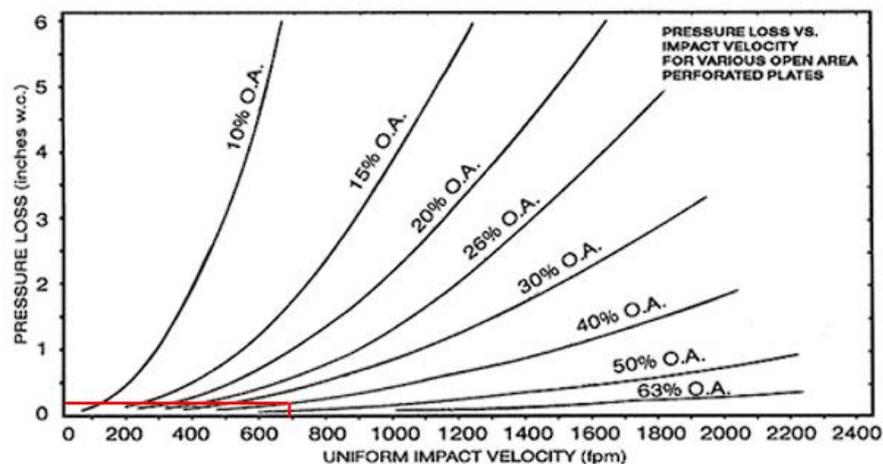


Figura 113. Pérdida de presión en un filtro separador en función de la velocidad de impacto y el porcentaje de área abierta de la placa perforada

Fuente: (Calculation of Air Flow Through Furnace Grate - Mechanical Engineering General Discussion, 2024)

Según lo mostrado en la **Figura 107** se tiene una pérdida de presión (en metros columna de aire) en el filtro de:

$$h_{\text{filtro}} = 0,25 \text{ in agua} = 5,27 \text{ m}$$

Las pérdidas de presión debido al acoplamiento se obtienen mediante la **ecuación 66**:

$$h_{\text{acoplamiento}} = K_L \frac{v_{\text{prom},d}^2}{2g} \quad (66)$$

Donde:

K_L : *Coefficiente de pérdida de carga*

El coeficiente de pérdida de carga para un accesorio de expansión de 30° se muestra en la **Figura 114**.

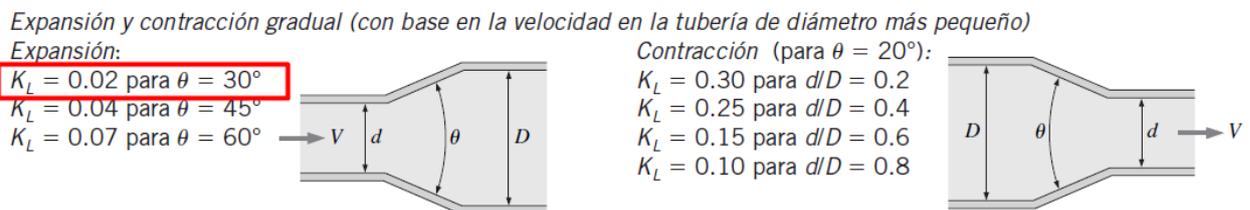


Figura 114. Perfil de velocidad en la expansión y contracción gradual de una tubería.

Fuente: (Robert L. Mott, 2015)

El coeficiente de pérdida de carga corresponde a:

$$K_L = 0,02$$

Con ello, se tiene que las pérdidas debido al acoplamiento son:

$$h_{\text{acoplamiento}} = 0,002 * \frac{3,5^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{\text{acoplamiento}} = 0,00125 \text{ m}$$

Las pérdidas menores, por lo tanto, son:

$$h_m = 5,27 + 0,00125$$

$$h_m = 5,28 \text{ m}$$

En consecuencia, la carga estática total requerida para una elevación de 110 mm, es:

$$H_{\text{total}} = 1,45 + 5,28 + 0,11$$

$$H_{\text{total}} = 6,84 \text{ m}$$

Para la selección del equipo, se convierte este valor de altura columna de aire en unidades de mm de columna de agua, por lo tanto:

$$H_{\text{total}} = 8,23 \text{ mmca}$$

Esta es la presión necesaria en el soplante como extractor; sin embargo, en las curvas de operación de los ventiladores se tienen valores del soplante funcionando en impulsión. Para

obtener la presión en impulsión, asumiendo que no existen cambios de temperatura y densidad en el aire, se tiene la siguiente **Ecuación 67**:

$$H_{total,s} = P_{atm} \left(\frac{P_{atm}}{P_{atm} - H_{total}} - 1 \right) \quad (67)$$

Donde:

$H_{total,s}$: Carga total estática de selección [mmca]

P_{atm} : Presión atmosférica [mmca]

La presión atmosférica en mmca corresponde a:

$$P_{atm} = 10332,3 \text{ mmca}$$

En consecuencia, la carga total estática para la selección del soplante es:

$$H_{total,s} = 10332,3 \left(\frac{10332,3}{10332,3 - 8,23} - 1 \right)$$

$$H_{total,s} = 8,24 \text{ mmca}$$

Se evidencia que la variación en la presión del ventilador, actuando como impulsor y extractor, es mínima.

5.3.3.10.6 Selección del soplante extractor

Para la selección del ventilador se utilizan los valores calculados de caudal y carga total estática. Los valores obtenidos fueron los siguientes:

$$Q_{tc} = 0,51 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$H_{total,s} = 8,24 \text{ mmca}$$

Del fabricante Sayu Electric se selecciona el soplante CY063 con la curva de operación mostrada en la **Figura 115**.

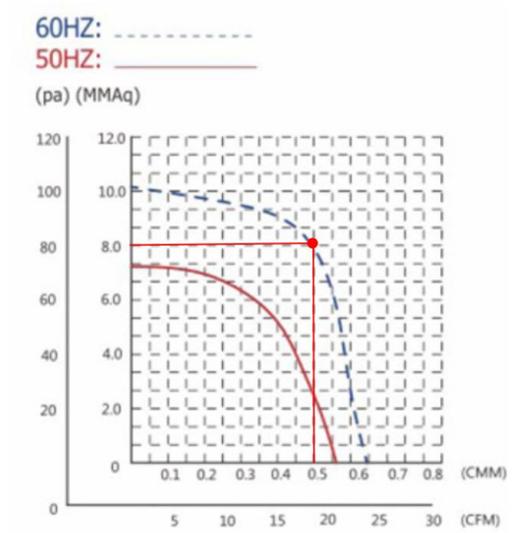


Figura 115. Curva de operación del soplante CY063 de Sayu Electric
Fuente: (Dongguan SAYU Electric Equipment Co., 2024)

Las dimensiones del soplante extractor se muestran en la **Figura 116**.

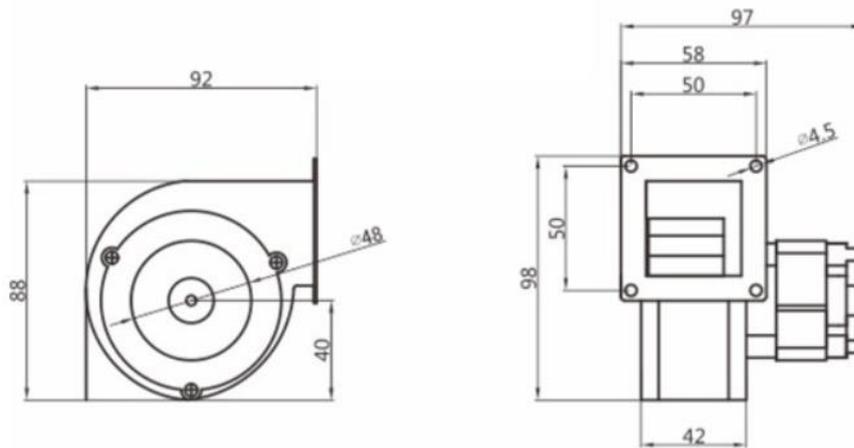


Figura 116. Dimensiones del soplante extractor CY063.
Fuente: (Dongguan SAYU Electric Equipment Co., 2024)

En la **Tabla 22** se resumen las características del soplante seleccionado.

Tabla 22.

Características del soplante extractor CY063

Características del soplante extractor	
Marca	Sayu Electric
Modelo	CY063
Potencia	13 W
Voltaje	110 V
Amperaje	0,17 A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad nominal	3400 rpm

Nota: Datos obtenidos de (Dongguan SAYU Electric Equipment Co., 2024)

La **Figura 117** muestra el soplante seleccionado.



Figura 117. Soplante extractor CY063 seleccionado
Fuente: (Dongguan SAYU Electric Equipment Co., 2024)

6. Resultados

En esta sección, se describe los resultados de obtención del modelo y diseño de una máquina trilladora para 250 gramos de café pergamino. Este proceso comenzó con un análisis del estado del arte de las máquinas trilladoras, donde se estudiaron los principios fundamentales del trillado de café, con el fin de guiar la selección del modelo más adecuado.

Posteriormente, se llevó a cabo una fase experimental para determinar los parámetros operacionales óptimos del trillado, realizando pruebas empíricas en las que se ajustaron variables como velocidad, presión y otros factores relevantes del proceso.

Finalmente, se procedió al dimensionamiento, selección y diseño de las distintas partes y componentes de la máquina, considerando las funciones principales que debe cumplir, como el transporte del grano, la extracción y la separación de residuos en el proceso de trillado.

Este enfoque integral garantiza la creación de una máquina trilladora de café pergamino que cumple con el objetivo de limpiar el grano, dejándolo listo para análisis y posterior tostado.

6.1.1 Resultados del Primer Objetivo: Análisis del Estado del Arte de las Trilladoras de Café para Laboratorio.

Como primer objetivo se analiza en esta sección el estado del arte de las maquinas trilladoras. El diseño conceptual se basa en la obtención del modelo de máquina a diseñar, en este caso, el tipo de máquina de trillado a usar, para posteriormente usar en fases experimentales y el diseño final de la máquina.

6.1.1.1 Análisis y revisión de literatura científica, técnica y normativa:

Se recopilaron diversas fuentes académicas, incluyendo artículos científicos, libros técnicos y normativas internacionales sobre trilladoras de café para laboratorio. Estas fuentes permitieron comprender la evolución tecnológica de estas máquinas, sus aplicaciones y los estándares de diseño y operación. Entre las normativas revisadas, se destacaron aquellas relacionadas con la seguridad, eficiencia y calidad en el procesamiento del café.

Además, se identificaron **tres máquinas de trillado de café portátil** diseñadas y respaldadas por estudios científicos. En la revisión literaria de esta tesis, en el tema **5.1.4 "Experiencias y estudios sobre diferentes trilladoras de café"**, se analizan tres trilladoras de café pergamino:

- **Adeleke et al. (2017)** diseñaron una trilladora a pequeña escala optimizada en términos de eficiencia, rentabilidad y ergonomía, con un sistema de transmisión por bandas y

materiales reciclados para reducir costos y mejorar la durabilidad. Su diseño incorpora un ventilador centrífugo y una criba vibratoria que optimizan la limpieza del grano.

- **Ogunlade et al. (2014)** desarrollaron una trilladora de café en Nigeria con capacidad para procesar hasta 3,5 toneladas de café por hora, alcanzando una eficiencia del 83%. Su evaluación incluyó pruebas con diferentes niveles de humedad del grano, estableciendo parámetros óptimos para su funcionamiento.
- **Kibi & Hailu (2017)** diseñaron y desarrollaron una trilladora de café en Etiopía con una eficiencia de trillado del 93,80%, operando a 500 rpm y con capacidad de procesamiento de hasta 252,69 kg/h. Este estudio establece un punto de referencia para futuras mejoras en la mecanización del café en su región.

Por otro lado, se identificaron trilladoras comerciales disponibles en la localidad, utilizadas en laboratorios para el procesamiento de muestras de café. Entre los modelos analizados se encuentran:

- **Trilladora C-200 de Penagos Clausen®** (200-250 g/min)
- **Trilladora ING-C-250 INGES&C®** (250 g/min)
- **Trilladora M-250 de MAGRA®** (250 g/min)
- **Trilladora C-200 de QUANTI®** (200-250 g/min)
- **Trilladora 200-300 gr/min de JOTAGALLO®** (200-300 g/min)
- **Trilladora 550 de JUANSANTACOLOMA®** (250 g/min)
- **Trilladora 672 PCHS-200** (200-500 g/min)

Para más detalles, se puede consultar la **Tabla 6**.

6.1.1.1 Obtención del modelo de trillado:



Figura 118. Trilladora Artesanal para café.
Fuente: (Ingenios del campesino en Youtube, 2021)

Para la selección del mecanismo de trillado se evaluaron cuatro opciones, tomando en cuenta criterios clave como tamaño, simplicidad de ensamblaje, simplicidad de diseño, confiabilidad de funcionamiento, facilidad de fabricación y mantenimiento.

Los resultados obtenidos en la matriz de decisión (**Tabla 7**) muestran que el **Mecanismo 3** obtuvo la puntuación ponderada más alta, con un **valor de 3.86**, lo que lo posiciona como la alternativa más adecuada para la implementación del diseño. Este mecanismo, caracterizado por su tornillo sin fin, cámara de separación y tapa transversal ajustable, destaca por su eficiencia en el proceso de trillado (Ver **Figura 118**).

En comparación con los demás mecanismos evaluados, el Mecanismo 3 mostró ventajas significativas en varios criterios clave, especialmente en simplicidad de ensamblaje, confiabilidad de funcionamiento y facilidad de mantenimiento. Este resultado sugiere que el mecanismo seleccionado presenta un balance óptimo entre eficiencia y factibilidad técnica, lo que lo hace idóneo para su aplicación en el diseño propuesto.

Sin embargo, es importante considerar que la elección final debe ajustarse a las necesidades específicas del proyecto, asegurando que el mecanismo cumpla con los requerimientos operativos y de producción esperados.

6.1.1.2 Identificación de sistemas electromecánicos utilizados en las trilladoras de café:

Con base en los esquemas analizados de diferentes trilladoras de café y la decisión tomada en el punto 7.1.1.1 respecto al mecanismo de trillado más adecuado, se identifican los sistemas electromecánicos clave empleados en estas máquinas. El **Mecanismo 3**, seleccionado por su eficiencia en el trillado, simplicidad de ensamblaje, confiabilidad y facilidad de mantenimiento, sirve como referencia para analizar los sistemas utilizados en trilladoras similares.

En la **Tabla 23** se presentan los principales mecanismos de trillado identificados en los modelos analizados, destacando sus características y autores. A continuación, se describen dichos mecanismos:

- **Modelo de Adeleke et al. (2017):** Este diseño incorpora un ventilador centrífugo que facilita la separación del pergamino, además de un sistema de batidores de goma, que ayuda en el proceso de impacto y fricción. Se observa una estructura modular con diversos elementos mecánicos acoplados, lo que sugiere el uso de un motor para el accionamiento del sistema.

- **Modelo de Kibi & Hailu (2017):** En este modelo se identifican un tambor cilíndrico que alberga el sistema de trillado y un ventilador, lo que indica una combinación de mecanismos de impacto y succión. Además, el sistema de transmisión de potencia incluye un volante de inercia y una correa de transmisión, lo que sugiere un accionamiento motorizado.
- **Modelo de Osueke et al. (2014):** Se observa un tambor de trillado recubierto de caucho, diseñado para minimizar daños al grano mediante fricción controlada. Adicionalmente, el ventilador del soplante permite separar los residuos no deseados tras el trillado.

Tabla 23.

Sistemas mecánicos identificados en las trilladoras de café

Modelo de trilladora	Mecanismo de trillado	Autor(es)
Trilladora con ventilador centrífugo	Batidores de goma y ventilador centrífugo	Adeleke et al., 2017
Trilladora con tambor y ventilador	Tambor cilíndrico con ventilador	Kibi & Hailu, 2017
Trilladora con tambor recubierto	Tambor con recubrimiento de caucho	Osueke et al., 2014
Modelo seleccionado (Mecanismo 3)	Tornillo sin fin y cámara de separación	Ingenios del campesino en Youtube, 2021)

Nota: Esta tabla fue desarrollada por el Autor.

6.1.2 Resultados del segundo objetivo: Definir los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio.

En esta sección, se establecen los parámetros operacionales fundamentales para la trilladora de café pergamino, tomando como referencia los hallazgos obtenidos en la revisión del estado del arte de las trilladoras de café. La metodología utilizada incluyó pruebas experimentales con una máquina de molienda adaptada, lo que permitió simular y evaluar el proceso de trillado en condiciones controladas.

El principal propósito de esta fase fue determinar los valores óptimos de los parámetros operacionales que garantizan un proceso de trillado eficiente y de calidad. A través de la experimentación y el análisis sistemático de los resultados, se identificaron variables críticas como la deformación óptima del resorte, la fuerza y torque de trillado, la velocidad de rotación del sistema y las condiciones de extracción del cisco. Estos valores se presentan en la **Tabla**

24, la cual resume los parámetros operacionales obtenidos y su importancia en el desempeño de la trilladora.

Tabla 24.

Parámetros operacionales de la trilladora de café para pruebas de laboratorio

Parámetro	Valor
Deformación óptima del resorte	$\Delta x_{\text{óptimo}} = 13,5 \text{ mm}$
Constante del resorte	$k_{\text{resorte}} = 6918,1 \text{ N/m}$
Fuerza de trillado	$F_{\text{trillado}} = 186,8 \text{ N}$
Revoluciones necesarias (250 g café)	$\omega_t = 60 \text{ rpm}$
Torque de trillado	$T_{\text{trillado}} = 3,85 \text{ Nm}$
Potencia de trillado	$P_{\text{trillado}} = 24,16 \text{ W}$
Velocidad del aire en el sistema de separación de la cascarilla.	$v_{\text{aire}} = 3,5 \text{ m/s}$
Área de la sección transversal del ducto	$A_{sd} = 2,45 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Flujo o caudal de aire para el transporte de cisco	$Q_{tc} = 8,58 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0,51 \text{ m}^3/\text{min}$

Nota: Los valores presentados en la tabla fueron obtenidos a partir de pruebas experimentales y análisis sistemáticos del proceso de trillado, con el objetivo de optimizar el desempeño de la trilladora de café para pruebas de laboratorio.

6.1.3 Resultados del tercer objetivo: Diseñar y seleccionar, según corresponda, las diferentes partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio.

En esta sección se presenta los resultados del diseño y selección de las distintas partes y piezas que conformarán la trilladora de café de laboratorio. Para ello, se han considerado criterios de funcionalidad y facilidad de fabricación, asegurando que cada componente contribuya al correcto funcionamiento del sistema.

El desarrollo de este objetivo se estructuró en diferentes etapas, incluyendo el modelado del sistema de extracción, transporte y separación de residuos, el diseño del sistema de trillado, la integración de elementos mecánicos y estructurales, y la planificación del sistema eléctrico. Cada una de estas fases se fundamentó en estudios previos y pruebas experimentales que permitieron definir los parámetros óptimos para la operación del equipo.

6.1.3.1 Modelado del Sistema de Extracción, Transporte y Separación de Residuos en la Trilladora

En este capítulo se detalla el diseño final de la máquina trilladora de café destinada a pruebas de laboratorio. En la **Figura 119**, se presenta el modelo tridimensional completo que integra todos los componentes diseñados y ensamblados.

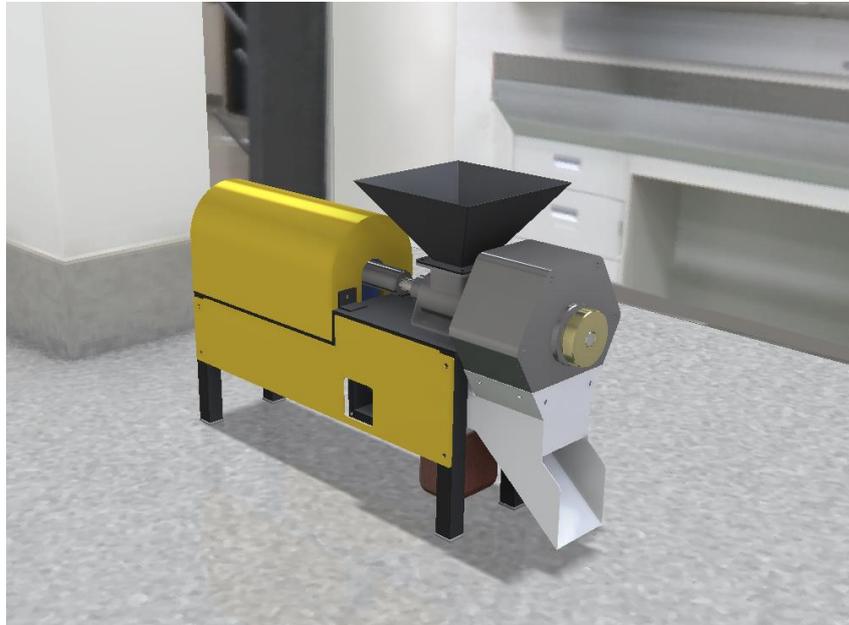
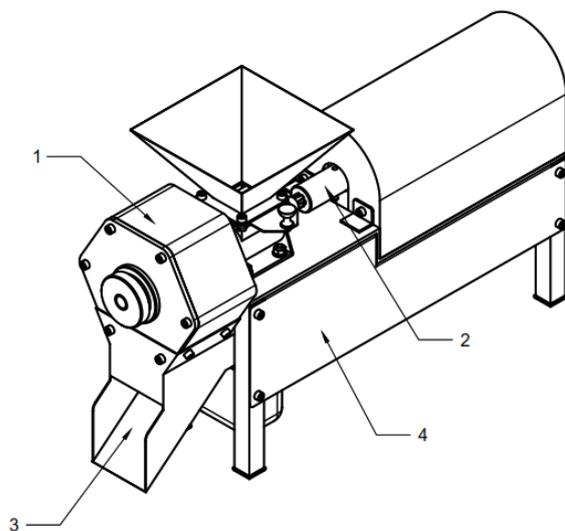


Figura 119. Modelo de trilladora de café para pruebas de laboratorio.
Fuente: (Autor)

La **Figura 119** muestra el diseño integral de la trilladora, destacando los sistemas clave como el de trillado, descarga y extracción de cisco, transmisión de potencia, el bastidor y conjunto externo. Estos componentes trabajan juntos para asegurar un funcionamiento eficiente, estable y duradero de la máquina durante su operación.



Conjunto de piezas:

1. Sistema de trillado.
2. Sistema de transmisión de potencia.
3. Sistema de descarga y extracción de cisco.
4. Bastidor y conjunto externo.

Figura 120. Esquema completo de la trilladora con sus componentes principales
Fuente: (Autor)

6.1.3.1.1 *Sistema de trillado*

Este sistema es el componente central de la trilladora, encargado de separar el grano de las espigas o residuos vegetales. Conformado por cilindros, tambores y otros mecanismos, realiza el proceso de trillado de manera eficiente, minimizando la pérdida de grano y garantizando una separación efectiva.

6.1.3.1.2 *Sistema de transmisión de potencia*

El sistema de transmisión de potencia es responsable de transferir la energía del motor a los diferentes mecanismos internos de la trilladora. Este sistema está compuesto por componentes como correas, poleas y ejes, que permiten el funcionamiento adecuado de la máquina.

6.1.3.1.3 *Sistema de descarga y extracción de cisco*

Este sistema permite la evacuación de los residuos generados durante el trillado. Su diseño está orientado a separar y eliminar eficientemente el cisco, evitando que se acumulen obstrucciones en el equipo y asegurando una operación limpia y continua.

6.1.3.1.4 *Bastidor y conjunto externo*

El bastidor y el conjunto externo de la trilladora proporcionan la estructura y el soporte necesario para los otros sistemas. Están diseñados para ofrecer estabilidad y durabilidad durante la operación, protegiendo los componentes internos y asegurando el rendimiento de la máquina a largo plazo.

Cada uno de estos sistemas cumple una función crítica en el desempeño de la trilladora, trabajando de manera conjunta para lograr una operación eficiente y con el mínimo desgaste.

6.1.3.2 Conjunto de elementos de la trilladora: Sistema de fijación, transmisión y componentes mecánicos

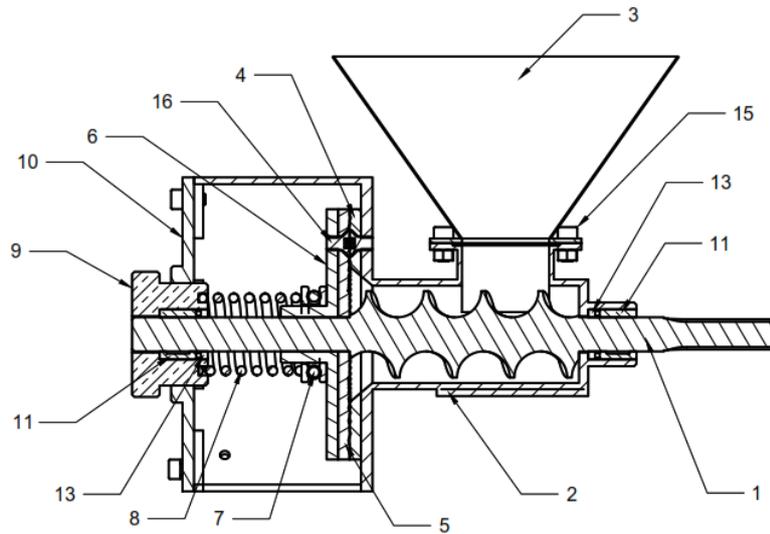


Figura 121. Conjunto de elementos mecánicos de la trilladora: Fijación, transmisión y componentes clave.

Fuente: (Autor)

Los siguientes componentes conforman los elementos principales del sistema mecánico de la trilladora.

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1. Tornillo helicoidal. | 9. Base para ajuste de resorte |
| 2. Cilindro de transporte | 10. Base frontal |
| 3. Tolva de entrada | 11. Cojinete de fricción |
| 4. Disco de fricción fijo | 12. Compuerta tolva de entrada |
| 5. Disco de fricción móvil | 13. Retenedor |
| 6. Base para disco de fricción móvil | 14. Perno Allen cabeza cilíndrica |
| 7. Rodamiento axial de bolas | 15. Perno Allen cilíndrico y tuerca hexagonal |
| 8. Resorte de compresión | 16. Perno Allen cabeza avellanada |

Están organizados en función de su función dentro de la máquina, desde los sistemas de fijación y ajuste hasta los elementos encargados de la transmisión y funcionamiento del equipo. La figura correspondiente muestra cómo estos componentes interactúan para asegurar un rendimiento eficiente y seguro de la trilladora. (ver **Figura 120**)

La lista de componentes presentada abarca una serie de elementos esenciales para el funcionamiento de la trilladora. Desde los mecanismos de fijación, como los pernos Allen y tuercas, hasta los elementos que permiten el ajuste y la transmisión de potencia, como los

resortes de compresión y los rodamientos. Además, incluye piezas clave para el procesamiento del material, como los discos de fricción, el cilindro de transporte y la tolva de entrada, que facilitan el flujo eficiente de los granos. Componentes como el cojinete de fricción y la compuerta de la tolva también son fundamentales para garantizar una operación suave y sin obstrucciones. Estos componentes, trabajando en conjunto, permiten que la trilladora opere con alta eficiencia y fiabilidad.

6.1.3.2.1 Tornillo helicoidal para trilladora de café pergamino.

El diseño del tornillo helicoidal es un elemento clave en la trilladora de café pergamino, ya que determina la capacidad del transporte y procesamiento del grano. Su dimensionamiento se basa en parámetros fundamentales como la capacidad volumétrica, el volumen por revolución, el paso y el diámetro del tornillo, asegurando un flujo uniforme del café dentro del sistema de trillado.

La **Tabla 25** presenta los valores calculados considerando las propiedades del material a transportar, incluyendo la densidad del café, la capacidad requerida y la geometría del tornillo. Estos resultados permiten validar el diseño y garantizar su integración con el sistema de trillado (Ver **Figura 122**). Los planos detallados de la geometría del tornillo, junto con la información para su fabricación, se encuentran en el **Anexo 20**.

Tabla 25.

Parámetros de diseño del tornillo helicoidal para trilladora de café pergamino.

Parámetro	Valor
Densidad del café	380 kg/m ³
Capacidad requerida	0,25 kg/min
Capacidad volumétrica	6,58x10 ⁻⁴ m ³ /min
Volumen por revolución	1,10x10 ⁻⁵ m ³ /rev
Volumen de espira	2,44x10 ⁻⁵ m ³
Paso tornillo	25 mm
Diámetro tornillo	38 mm
Longitud de espira	121,97 mm
Radio perfil del tornillo	11,5 mm
Longitud tornillo	100,00 mm

Nota: Los valores presentados en la tabla corresponden a los parámetros de diseño calculados para el tornillo helicoidal de la trilladora de café pergamino.

Fuente: (Autor).

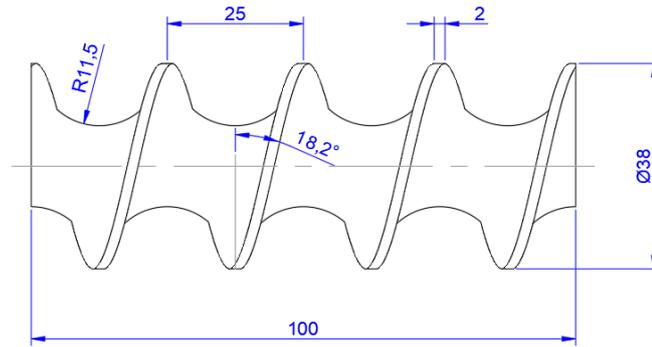


Figura 122. Dimensión del tornillo de transporte para la trilladora de café
Fuente: (Autor)

6.1.3.2.2 Eje de transmisión para trilladora de café pergamino.

En esta sección se presentan los resultados del análisis y diseño del eje de transmisión para la trilladora de café pergamino (Ver **Figura 123**). Se han considerado los esfuerzos generados por la carga y el torque aplicado, así como los factores de corrección necesarios para garantizar un diseño seguro y eficiente.

El material seleccionado para el eje es acero inoxidable AISI 304, debido a su resistencia a la fatiga y a la corrosión. Se evaluaron los factores de concentración de esfuerzos, confiabilidad y seguridad, obteniendo un diámetro mínimo de diseño que cumple con los requisitos de resistencia y durabilidad. Los parámetros calculados y sus valores se presentan en la **Tabla 26**.

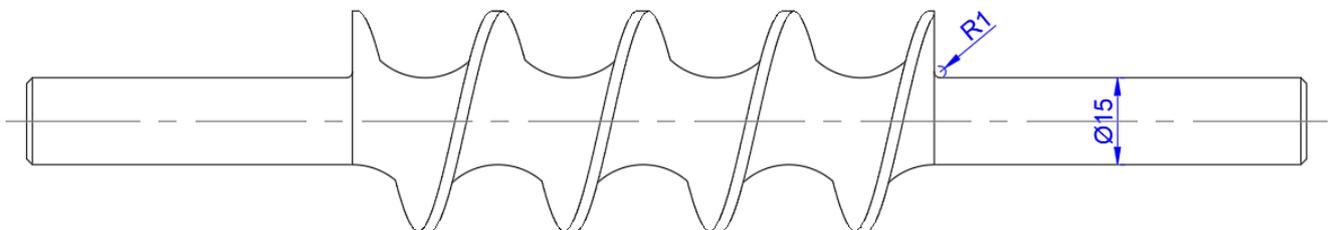


Figura 123. Eje de máquina de trillado para café pergamino
Fuente: (Autor)

Tabla 26.

Parámetros y resultados del eje de transmisión

Parámetro	Valor
Resistencia a la fluencia por tensión Acero Inoxidable AISI 304	$S_y = 393 \text{ MPa}$
Resistencia última a la tensión	$S_{ut} = 586 \text{ MPa}$
Resistencia a la fatiga sin corregir	$S'_e = 293 \text{ MPa}$
Torque alternante sobre el eje	$T_{a,t} = 1,92 \text{ Nm}$

Parámetro	Valor
Torque medio sobre el eje	$T_{m,t} = 1,92 \text{ Nm}$
Factor de corrección por carga	$C_{carga} = 1$
Factor de corrección por tamaño	$C_{tam} = 1$
Factor de corrección por superficie	$C_{sup} = 0,83$
Factor de corrección por temperatura	$C_{temp} = 1$
Factor de corrección por confiabilidad	$C_{conf} = 0,753$
Resistencia corregida a la fatiga	$S_f = 183,80 \text{ MPa}$
Sensibilidad a la muesca	$q_m = 0,76$
Factor geométrico de concentración de esfuerzos	$k_{ts} = 1,75$
Factor de concentración de esfuerzos por torsión	$k_{fs} = 1,57$
Factor de concentración de esfuerzos medio por torsión	$k_{fsm} = 1,57$
Factor de seguridad	$N_f = 2$
Diámetro del eje mínimo	$d_{m,eje} = 7,25 \text{ mm}$

Nota: Los valores obtenidos consideran la resistencia del material, los factores de corrección y concentración de esfuerzos, así como las condiciones de carga para garantizar un diseño seguro y funcional del eje de transmisión.

6.1.3.2.1 Eje estriado para trilladora de café pergamino.

En esta sección se presentan los resultados del análisis y diseño del eje estriado para la trilladora de café pergamino. Se han considerado factores de carga, seguridad y vida útil, asegurando que el diseño cumpla con los requisitos de resistencia y desempeño.

El eje estriado ha sido diseñado en acero inoxidable AISI 304, tomando en cuenta la resistencia a la fluencia y la influencia de los nervios en la transmisión del torque. Se han determinado las dimensiones óptimas, incluyendo el diámetro mínimo, el diámetro mayor y la longitud activa de la nervadura, como se muestra en la **Tabla 27**. Además, en la **Figura 124** se presenta el esquema del eje estriado con sus dimensiones principales.

Tabla 27.

Parámetros y resultados del eje estriado

Parámetro	Valor
Torque	3,85 Nm
Factor de seguridad	2
Factor de aplicación	$k_a = 1,2$
Factor de vida útil	$k_f = 0,3$

Parámetro	Valor
Resistencia a la fluencia por tensión Acero Inoxidable AISI 304	$S_y = 393 \text{ MPa}$
Diámetro mínimo	$d_{m,ee} = 10 \text{ mm}$
Diámetro mayor eje	$d_{M,ee} = 14 \text{ mm}$
Diámetro menor eje	$d_{m,ee} = 11 \text{ mm}$
Longitud activa de la nervadura	$d_3 = 9,9 \text{ mm}$
Diámetro medio del eje	$d_s = 12,5 \text{ mm}$
Número nervios	$N_n = 6$
Factor distancia de carga	$k_m = 0,7$
Chaflan de nervadura	$g_{cha} = 0,3 \text{ mm}$
Altura de conexión	$h_{st} = 0,9$
Presión mínima sobre eje	$P_{min} = 34,82 \text{ MPa}$
Longitud mínima del eje estriado	$L_{min} = 37,4 \text{ mm}$

Nota: Los valores han sido calculados considerando los factores de seguridad, aplicación y vida útil, así como la resistencia del material y las condiciones de carga para garantizar un desempeño óptimo del eje estriado.

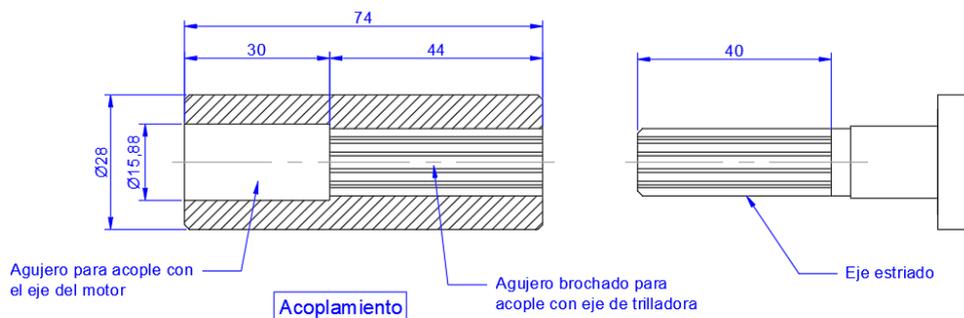


Figura 124. Dimensiones del acoplamiento entre ejes

Fuente: (Autor)

6.1.3.2.2 Cilindro de transporte

El cilindro de transporte es un componente fundamental en el sistema de trillado, ya que facilita el desplazamiento del material a lo largo del mecanismo. Para su fabricación, se ha seleccionado una tubería cedula de acero inoxidable **AISI 304**, garantizando resistencia a la corrosión y durabilidad en su funcionamiento.

En particular, del catálogo de Import Aceros, se ha escogido una tubería SCH 10S de 1.5" de diámetro nominal, ya que el diámetro del tornillo helicoidal es de 38 mm (aproximadamente 1.5"), lo que permite una integración adecuada en el sistema. En la **Tabla 28** se detallan las dimensiones del cilindro de transporte, incluyendo su diámetro externo,

espesor de pared, diámetro interno, holgura radial y longitud. Estos valores permiten comprender mejor el diseño del cilindro y su interacción con otros elementos del sistema.

Tabla 28.

Dimensiones del cilindro de transporte

Parámetro	Valor
Diámetro externo del cilindro de transporte	48,26 mm
Espesor de la pared del cilindro	2,77 mm
Diámetro interno del cilindro	42,72 mm
Holgura radial	2,36 mm
Longitud	95 mm

Nota: Los datos presentados en esta tabla y en la figura correspondiente son de mi autoría y han sido obtenidos a partir de mediciones y especificaciones del diseño analizado.

Fuente: (Autor).

A continuación, en la **Figura 123**, se ilustra el cilindro de transporte con sus respectivas cotas, facilitando la visualización de sus características geométricas. Los planos detallados de la geometría del cilindro de transporte, junto con la información para su fabricación, se encuentran en el **Anexo 20**.

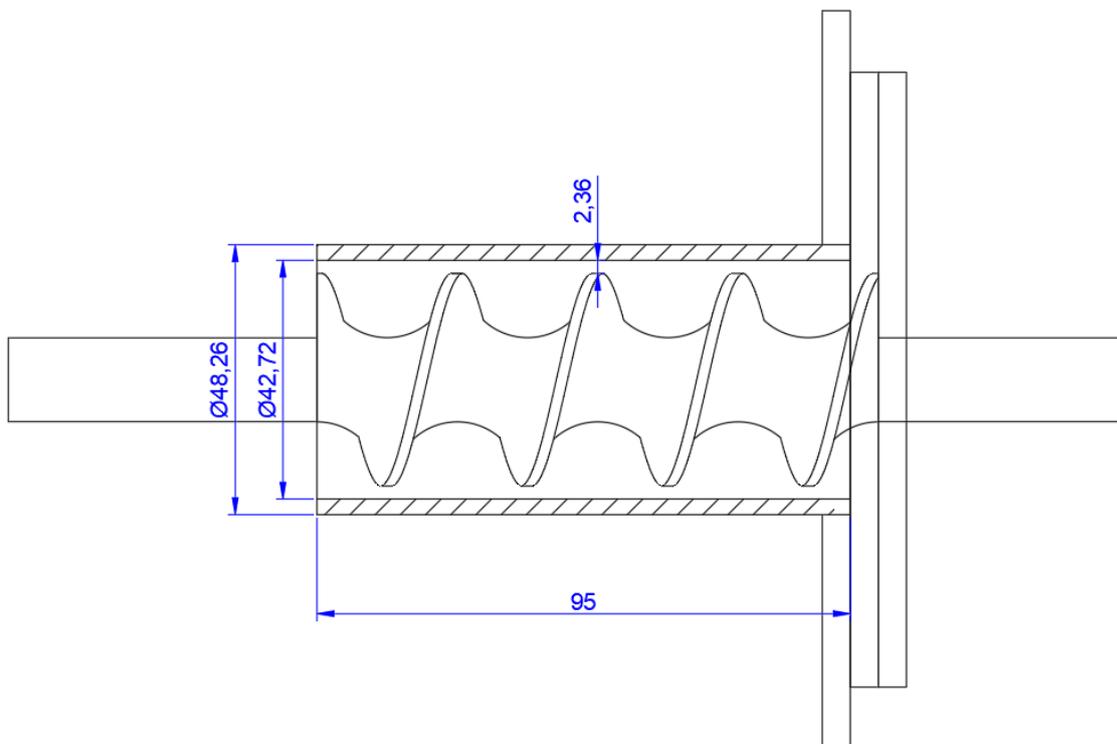


Figura 125. Dimensiones del cilindro de transporte.

Fuente: (Autor)

6.1.3.2.3 Tolva de entrada

La tolva de entrada es un componente esencial en la máquina trilladora de café, ya que permite la recepción y distribución controlada del grano antes de su procesamiento. Su diseño debe garantizar un flujo eficiente del café hacia el mecanismo de trilla, evitando atascos y minimizando la fricción excesiva que pueda afectar la integridad del grano.

Para definir las dimensiones de la tolva, se han considerado factores como el ángulo de reposo del café, la fricción entre los granos y las paredes de la tolva, así como los volúmenes necesarios para un adecuado suministro del material. En la **Tabla 29** se presentan las características principales de la tolva de entrada, incluyendo dimensiones, ángulos de inclinación y volúmenes de almacenamiento (Ver **Figura 126**).

Tabla 29.

Parámetros de diseño de la tolva de entrada

Parámetro	Valor
Ángulo de reposo	$\theta_{\text{reposo}} = 30^\circ$
Ángulo de inclinación de la pared de la tolva	$\theta_{i,\text{pared}} = 55^\circ$
Coefficiente de fricción café – Acero Inoxidable	$\mu_{\text{café}} = 0,34$
Ángulo de fricción de los granos de café contra la pared de la tolva	$\theta_{\text{fricción}} = 18,78^\circ$
Ángulo de inclinación con respecto a la vertical	$\theta_{i,v} = 35^\circ$
Lado de la sección inferior	$l_i = 38 \text{ mm}$
Lado de la sección superior	$l_s = 150 \text{ mm}$
Altura de la tolva de alimentación	$h_{\text{tolva}} = 80 \text{ mm}$
Volumen calculado	$V_{d,\text{tolva}} = 7,89 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Volumen mínimo requerido	$V_{r,\text{tolva}} = 6,58 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Volumen de diseño	$V_{d,\text{tolva}} = 7,89 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

Nota: Los valores presentados en esta tabla han sido obtenidos a partir de cálculos y especificaciones del diseño de la máquina trilladora de café. Toda la información es de mi autoría.

Fuente: (Autor).

Los planos detallados de la geometría de la tolva de entrada, junto con la información para su fabricación, se encuentran en el **Anexo 20**.

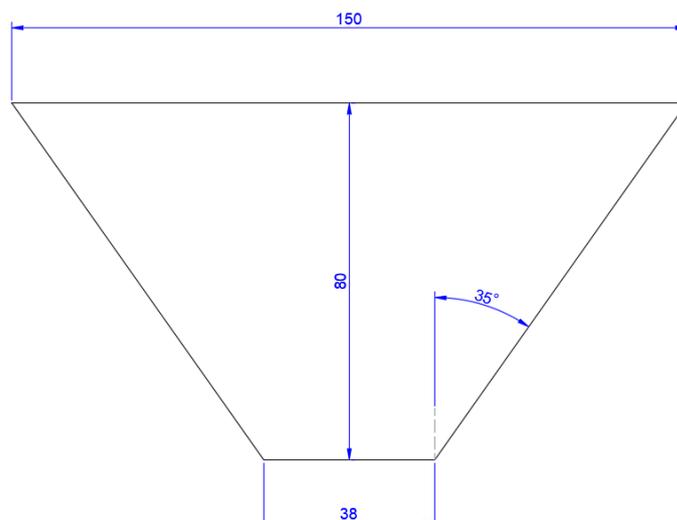


Figura 126. Dimensiones de tolva de entrada para trilladora de café.
Fuente: (Autor)

6.1.3.2.4 Disco de fricción fijo

El disco de fricción fijo es un elemento clave en la máquina trilladora de café, ya que genera la resistencia necesaria para desprender la cáscara del grano mediante fricción controlada. Sus dimensiones han sido definidas para optimizar su desempeño en el sistema.

En la **Tabla 30**, se detallan los parámetros de diseño, incluyendo diámetros, espesor y ángulo de biselado. La **Figura 127** muestra su modelado, destacando las ranuras que mejoran la eficiencia del proceso.

Para su fabricación, en el **Anexo 20** se presenta el plano mecánico con las especificaciones necesarias.

Tabla 30.

Parámetros de diseño de disco de fricción fijo

Parámetro	Valor
Diámetro externo del disco fijo de fricción	$D_{e,df} = 110 \text{ mm}$
Espesor del disco fijo de fricción	$e_{df} = 5 \text{ mm}$
Diámetro interior del disco fijo	$D_{i,df} = 51,22 \text{ mm}$
Ángulo de biselado del disco fijo	$\theta_{bis} = 40^\circ$

Nota: Los valores presentados en esta tabla han sido obtenidos a partir de cálculos y especificaciones del diseño de la máquina trilladora de café. Toda la información es de mi autoría.

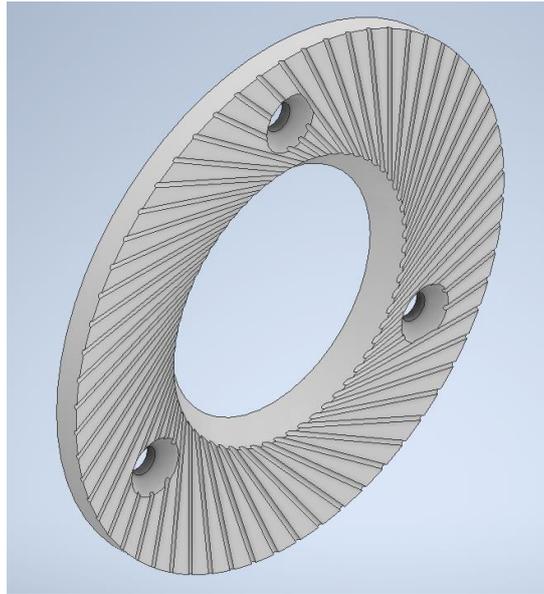


Figura 127. Modelado del disco fijo para máquina de trillado.
Fuente: (Autor)

6.1.3.2.5 Disco de fricción móvil

En el diseño de la máquina trilladora de café, uno de los componentes fundamentales es el disco móvil de fricción, el cual juega un papel clave en la transmisión del movimiento y en la eficiencia del proceso de trillado. La **Tabla 31** presenta los parámetros de diseño de este disco, incluyendo sus dimensiones principales, como el diámetro externo, el diámetro interno y el espesor.

Además, en la **Figura 128**, se muestra una representación gráfica del disco móvil de fricción, lo que permite visualizar su geometría y características de diseño. Para su fabricación, en el **Anexo 20** se detalla el plano de construcción con todas las especificaciones necesarias para su manufactura.

Tabla 31.

Parámetros de diseño de disco de fricción móvil

Parámetro	Valor
Diámetro externo del disco móvil de fricción	$D_{i,dm} = 15 \text{ mm}$
Espesor del disco móvil de fricción	$e_{dm} = 5 \text{ mm}$
Diámetro interior del disco móvil	$D_{i,dm} = 15 \text{ mm}$

Nota: Los valores presentados en esta tabla han sido obtenidos a partir de cálculos y especificaciones del diseño de la máquina trilladora de café. Toda la información es de mi autoría.

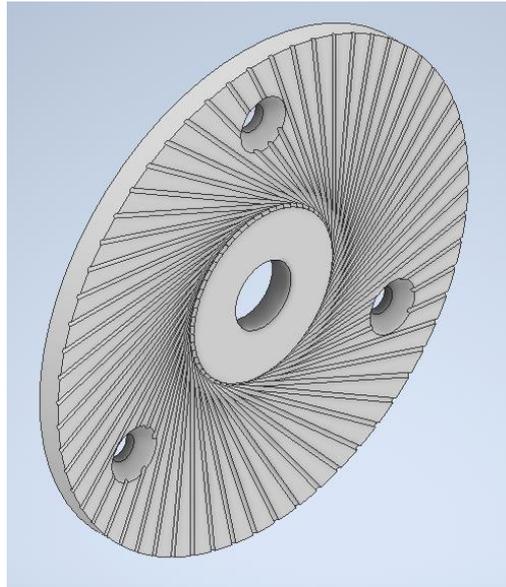


Figura 128. Disco móvil de fricción para máquina de trillado
Fuente: (Autor)

6.1.3.2.6 Rodamiento axial de bolas

En el diseño de la máquina trilladora de café, el rodamiento axial de bolas desempeña un papel fundamental en la transmisión de cargas y el correcto funcionamiento del sistema. Su selección se basa en la capacidad de soportar esfuerzos axiales generados durante la operación, garantizando una alta durabilidad y eficiencia mecánica.

La **Tabla 32** presenta los parámetros de diseño del rodamiento axial, incluyendo la carga axial equivalente dinámica y estática, la vida nominal básica del rodamiento, la capacidad de carga y el factor de seguridad. Además, se especifican los valores de carga y vida nominal del rodamiento 51105, el cual ha sido seleccionado para cumplir con los requerimientos operativos de la trilladora de café.

Estos parámetros han sido determinados con base en cálculos mecánicos y en las especificaciones del rodamiento, asegurando un rendimiento óptimo y una vida útil adecuada dentro del sistema.

Tabla 32.

Parámetros de diseño del rodamiento axial para trilladora de café.

Parámetro	Valor
Carga axial equivalente dinámica.	$P_a = 0,187 \text{ kN}$
Carga axial equivalente estática	$P_{oa} = 0,187 \text{ kN}$
Vida nominal básica del rodamiento	$L_{10} = 12 \text{ 000 horas}$

Parámetro	Valor
Capacidad básica del rodamiento	$C_a = 0,655 \text{ kN}$
Factor de seguridad	$S_o = 2$
Capacidad básica de carga estática axial	$C_{oa} = 0,374 \text{ kN}$
Capacidad de carga del rodamiento 51105	$C'_a = 19,6 \text{ kN}$
Capacidad de carga estática del rodamiento 51105	$C'_{oa} = 37 \text{ kN}$
Vida nominal del rodamiento 51105	$L_{10} = 1,16 \times 10^6 \text{ horas}$

6.1.3.2.7 *Resorte de compresión*

En el diseño de la máquina trilladora de café, el **resorte de compresión** es un elemento clave dentro del mecanismo, ya que influye directamente en la eficiencia del proceso de trillado, proporcionando la fuerza y flexibilidad necesarias para el adecuado funcionamiento del sistema.

La **Tabla 33** presenta los parámetros de diseño del resorte de compresión, incluyendo dimensiones como el diámetro de la espira, el número de espiras totales, la constante del resorte y los esfuerzos generados en su funcionamiento. Estos valores han sido determinados con base en cálculos mecánicos y en las especificaciones del material seleccionado.

El material del resorte es **acero ASTM A228/SAE 1085**, también conocido como **alambre musical**, el cual se caracteriza por su **alta resistencia a la tensión y a la fatiga**, asegurando un rendimiento óptimo durante su operación. Además, el resorte está diseñado para trabajar en un **intervalo de temperatura de 0 °C a 120 °C**, garantizando su funcionalidad en las condiciones operativas esperadas.

Para complementar esta información, en la **Figura 129** se muestra una representación del resorte, lo que permite visualizar su geometría y características de diseño. Finalmente, en el **Anexo 20** se encuentran los planos mecánicos detallados para la construcción del resorte, asegurando que cumpla con los requerimientos técnicos y operacionales de la máquina trilladora de café.

Tabla 33.

Parámetros y características del resorte de compresión

Parámetro	Valor
Fuerza de trillado	186,79 N
Constante del resorte de diseño	$k_{r,r} = 13\ 836,2\ \text{N/m}$
Diámetro de la espira del resorte de compresión	$d_{\text{espira}} = 4\ \text{mm}$
Índice del resorte	$C_{\text{resorte}} = 8$
Diámetro medio de la espiral del resorte	$D_{m,\text{espiral}} = 32\ \text{mm}$
Factor de cortante directo del resorte	$K_{s,r} = 1.0625$
Esfuerzo cortante en la espira con mayor fuerza	$\tau_{\text{espira}} = 252,69\ \text{MPa}$
Coefficiente A del resorte	$A_r = 2153,5\ \text{MPa}$
Coefficiente b del resorte	$b_r = -0,162$
Resistencia a la fluencia por torsión en la espira	$S_{ys,e} = 3169,29\ \text{MPa}$
Módulo de corte del acero del resorte	$G = 11,5 \times 10^6\ \text{Psi} = 79,3\ \text{GPa}$
Número de espiras activas	$N_{e,a} = 5$
Constante del resorte diseñado	$k_{r,d} = 15486,27\ \text{N/m}$
Desplazamiento resorte	$\Delta x_{\text{óptimo}} = 12\ \text{mm}$
Número total de espiras del resorte	$N_{e,t} = 7\ \text{espiras}$
Altura de cierre del resorte	$L_{c,r} = 28\ \text{mm}$
Holgura de golpeo del resorte	$h_{\text{golpeo}} = 4,8\ \text{mm}$
Longitud libre del resorte	$L_{l,r} = 44,8\ \text{mm}$
Diámetro externo de la espiral	$D_{e,\text{espiral}} = 36\ \text{mm}$
Diámetro interno de la espiral	$D_{i,\text{espiral}} = 28\ \text{mm}$

Nota: Los valores presentados en esta tabla han sido obtenidos a partir de cálculos mecánicos y especificaciones del material seleccionado para el diseño del resorte de compresión de la máquina trilladora de café. Además, el plano mecánico detallado para su fabricación se encuentra en el Anexo X.

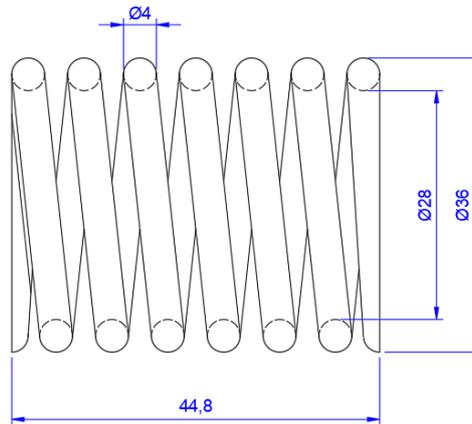


Figura 129. Geometría del resorte para trilladora de café.
Fuente: (Autor)

6.1.3.2.8 Cojinete de fricción

En esta sección se presentan los resultados obtenidos para el diseño y selección de un cojinete de fricción para la máquina de trillado de café (Ver **Tabla 34**). Se han considerado las condiciones de operación y carga para garantizar un desempeño adecuado y una vida útil óptima del cojinete.

El material seleccionado es bronce sólido de estaño con plomo (SAE 660), recomendado por el fabricante SKF, debido a su resistencia al desgaste y capacidad de operar en un rango de temperaturas de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Además, se han seguido las tolerancias y rugosidades recomendadas para el eje y el soporte, asegurando un ajuste adecuado y una buena distribución de la carga.

Tabla 34.

Parámetros y resultados del cojinete de fricción.

Parámetro	Valor
Diámetro interior del cojinete	$d_{i,cojinete} = 15\text{ mm}$
Espesor de pared del cojinete	$e_{cojinete} = 1,875\text{ mm}$
Diámetro exterior del cojinete	$d_{e,cojinete} = 18,75\text{ mm}$
Longitud del cojinete	$L_{cojinete} = 11,25\text{ mm}$
Diámetro Interno del cojinete seleccionado	15 mm
Espesor de pared del cojinete seleccionado	3,5 mm
Diámetro exterior del cojinete seleccionado	22 mm
Longitud cojinete seleccionado	16 mm
Carga sobre el cojinete	$W_c = 12,75\text{ N}$

Área de aplicación de la carga sobre el cojinete	$A_c = 240 \text{ mm}^2$
Presión específica sobre el cojinete	$p_{cojinete} = 0,053 \text{ N/mm}^2$
Velocidad deslizamiento	$v_{cojinete} = 0,047 \text{ m/s}$
Factor de corrección de carga	$f_p = 1$
Características de aplicación y factor de corrección de temperatura	$f_c = 0,5$
Factor de corrección del tamaño	$f_d = 1$
Factor de corrección del material del eje	$f_m = 2$
Constante relativa al tipo de aplicación.	$K_a = 400$
Vida útil del cojinete	$L_h = 294285,9 \text{ horas}$

Nota: Los valores presentados han sido calculados en base a las condiciones de operación especificadas y utilizando factores de corrección adecuados según normas de diseño de cojinetes de fricción por el catálogo SKF.

6.1.3.2.1 Sistema de transmisión de potencia

En esta sección se presentan los resultados del análisis y diseño del sistema de transmisión de potencia de la trilladora de café pergamino. Se han considerado la potencia necesaria, la velocidad del tornillo sin fin, la eficiencia de la caja de transmisión y el torque requerido para garantizar un funcionamiento eficiente del mecanismo.

El sistema opera con una relación de velocidad de 25:1, permitiendo reducir la velocidad del motor y aumentar el torque de salida. La potencia de trillado calculada es de 24.16 W, mientras que la potencia requerida en el motor es de 44.75 W, seleccionando un motor de 60 W con una velocidad nominal de 1500 rpm.

Los parámetros detallados del sistema de transmisión se presentan en la **Tabla 35**.

Tabla 35.
Parámetros y resultados del sistema de transmisión de potencia

Parámetro	Valor
Potencia de trillado	$P_{trillado} = 24,16W$
Velocidad tornillo	$\omega_t = 60 \text{ rpm}$
Relación de velocidad	25: 1
Eficiencia caja	$\eta_{caja} = 0.54$
Torque salida caja	$T_{sal} = 5.43 \text{ Nm}$
Diámetro del eje de salida	5/8"
Potenciar requerida en el motor	$P_{m,e} = 44.75 \text{ W}$

Parámetro	Valor
Velocidad nominal motor	1500 rpm
Potencia nominal del motor	60 W
Torque nominal motor	0.40 Nm

Nota: Los valores obtenidos aseguran que el sistema de transmisión de potencia proporciona el torque y la velocidad adecuados para el correcto desempeño de la trilladora de café pergamino.

6.1.3.3 Conjunto de Componentes de la Trilladora: Elementos de Fijación, Transmisión y Procesamiento.

El sistema de separación y extracción de cisco es crucial para garantizar un proceso eficiente y limpio durante el trillado. A continuación, se explica cada uno de los componentes que conforman este sistema, desde la recogida del material procesado hasta su extracción y transporte.

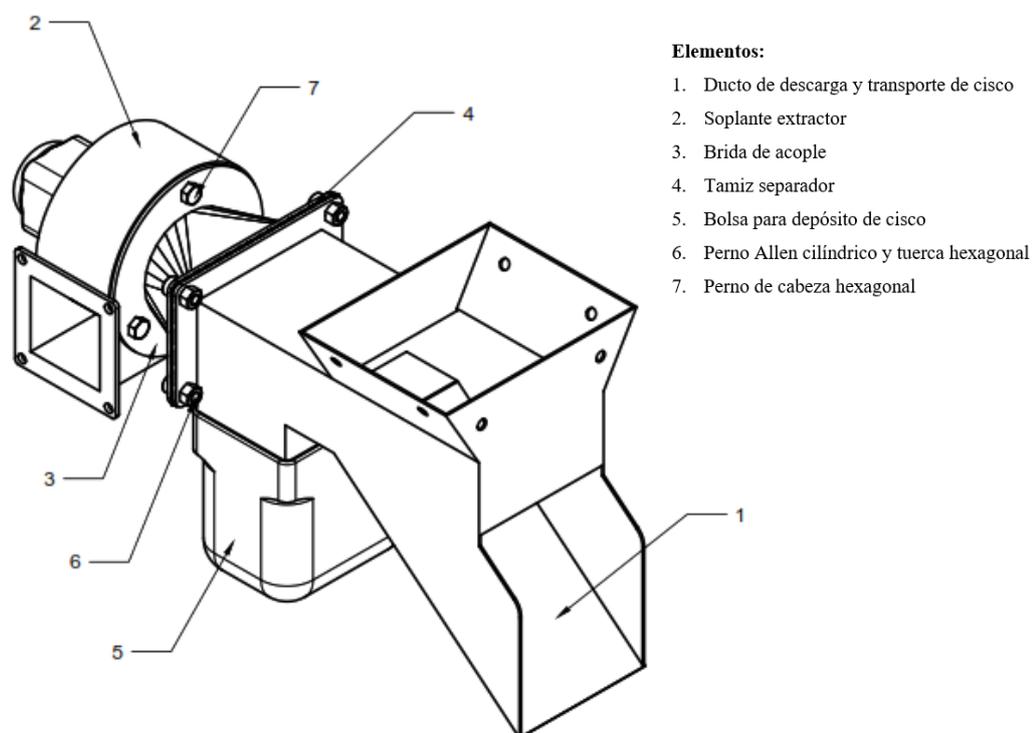


Figura 130. Componentes del sistema de manejo y extracción de cisco en la trilladora.

6.1.3.3.1 Ducto de descarga y transporte de cisco:

Este componente es un conducto diseñado para transportar el cisco extraído del proceso de trillado. Está conectado al soplante extractor y permite que los residuos sean dirigidos hacia una ubicación de almacenamiento o eliminación. Su diseño asegura un flujo constante y controlado del cisco, evitando bloqueos y garantizando una evacuación eficiente.

6.1.3.3.2 *Soplante extractor:*

En esta sección se presentan los resultados del diseño y análisis del sistema de extracción de cascarilla en la trilladora de café pergamino. Se han considerado los parámetros de flujo de aire, velocidad, pérdidas de carga y presión necesaria para garantizar una extracción eficiente del material residual.

El sistema se basa en un conducto de sección rectangular con un ancho de 70 mm y una altura de 35 mm, diseñado para transportar la cascarilla mediante un flujo de aire controlado. Se ha determinado la velocidad del aire en 3.5 m/s y el número de Reynolds, asegurando un régimen de flujo adecuado. Además, se evaluaron las pérdidas de carga en el sistema, incluyendo las pérdidas por el filtro separador y el alojamiento, permitiendo seleccionar un soplante con una carga estática total de 8.24 mmca.

El soplante extractor es un dispositivo que utiliza aire a alta presión para extraer el cisco del sistema de trillado y trasladarlo a través del ducto de descarga. Al generar un flujo de aire fuerte, el soplante permite que los residuos sean evacuados rápidamente, evitando la acumulación de material dentro del equipo y manteniendo la máquina limpia y en funcionamiento continuo.

Los parámetros detallados del sistema de extracción se presentan en la **Tabla 36**.

Tabla 36.

Parámetros y resultados del sistema de extracción de cascarilla

Parámetro	Valor
Ancho del ducto	$a_{ducto} = 70mm$
Alto del ducto	$h_{ducto} = 35 mm$
Área de sección transversal al ducto	$A_{sd} = 2.45 \times 10^{-3} m^2$
Perímetro del ducto	$p_d = 0.21 m$
Diámetro hidráulico	$D_{hd} = 0.0467 m$
Velocidad del aire	$v_{aire} = 3,5 m/s$
Caudal	$Q_{tc} = 8.58 \times 10^{-3} m^3/s = 0.51 m^3/min$
Densidad del aire	$\rho_{aire} = 1.204 kg/m^3$
Viscosidad dinámica	$\mu_{aire} = 1.825 \times 10^{-5} kg m/s$
Flujo másico de aire	$\dot{m}_{aire} = 10.3 \times 10^{-3} kg/s$
Masa de café a trillar	$m_{café} = 250 g$
Masa de cisco	$m_{cisco} = 50 g$

Parámetro	Valor
Flujo másico de cisco	$\dot{m}_{cisco} = 8.33 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$
Número de Reynolds	$Re = 10776$
Rugosidad para ducto de acero inoxidable	$\varepsilon = 0.002 \text{ mm}$
Factor de fricción	$f = 0.42$
Longitud ducto	$L_d = 0.26 \text{ m}$
Pérdidas de carga mayores	$h_M = 1.45 \text{ m}$
Pérdidas debido al filtro separador	$h_{filtro} = 5.27 \text{ m}$
Pérdidas debido al acoplamiento	$h_{acoplamiento} = 0.00125 \text{ m}$
Pérdidas de carga menores	$h_m = 5.28 \text{ m}$
Carga estática total	$H_{total} = 6.84 \text{ m}$
Presión atmosférica	$P_{atm} = 10332.3 \text{ mmca}$
Carga estática para selección de soplante	$H_{total,s} = 8.24 \text{ mmca}$

6.1.3.3.3 *Brida de acople:*

Las bridas de acople son piezas de unión que se utilizan para conectar y asegurar partes del ducto de transporte o el sistema de extracción. Garantizan un ajuste hermético y sin fugas entre los conductos o componentes, lo que permite un flujo de aire y cisco eficiente y sin pérdidas.

6.1.3.3.4 *Tamiz separador:*

El tamiz separador es un filtro que permite separar el cisco de los granos procesados. Su malla o rejilla filtra el material, permitiendo que los granos pasen a la siguiente fase del proceso, mientras que el cisco es retenido y posteriormente extraído. Este componente es esencial para asegurar que solo el grano limpio llegue a las etapas finales del procesamiento.

6.1.3.3.5 *Bolsa para depósito de cisco:*

Esta bolsa actúa como recipiente para recolectar el cisco extraído durante el proceso de trillado. El cisco es transportado por el ducto hasta la bolsa, donde se acumula hasta que se pueda eliminar o procesar de manera adecuada. Es un componente crucial para mantener el área de trabajo limpia y organizada.

6.1.3.4 Componentes Estructurales y de Fijación del Sistema de Trillado

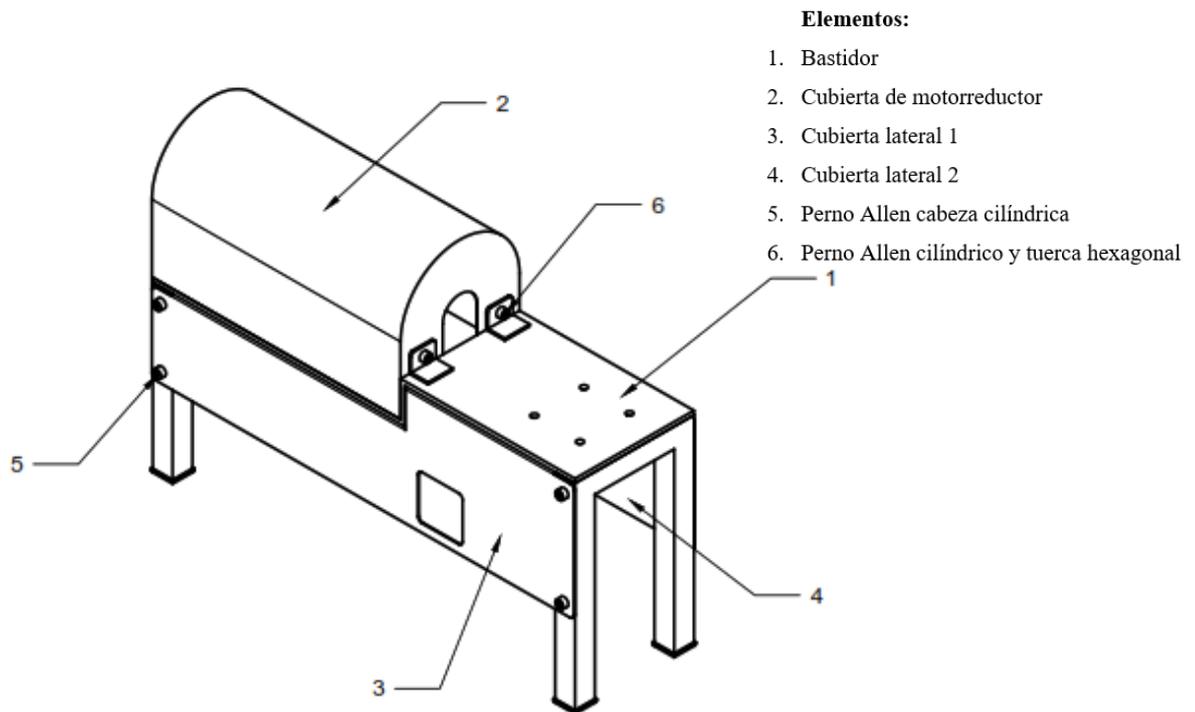


Figura 131. Esquema de los componentes estructurales y de fijación en la trilladora

El diseño de la trilladora involucra una serie de componentes estructurales y de fijación que aseguran tanto la estabilidad de la máquina como el correcto funcionamiento de sus sistemas internos, las dimensiones se detallan en los planos mecánicos del **Anexo 20**. Cada uno de estos elementos cumple una función crítica en la operación, desde la base estructural que soporta todo el equipo hasta los sistemas de cobertura y fijación que protegen y mantienen las piezas móviles. A continuación, se describen los componentes clave en orden de importancia, desde el bastidor hasta los pernos y cubiertas que protegen el sistema interno. (Ver **Figura 122**.)

Descripción de los Componentes:

6.1.3.4.1 Bastidor:

El **bastidor** es la estructura base de la trilladora. Es la pieza fundamental que soporta todos los demás componentes de la máquina. Hecho generalmente de material resistente, el bastidor garantiza la estabilidad y robustez de la máquina durante su operación, soportando el peso de los sistemas internos y protegiendo los elementos más delicados de la trilladora.

6.1.3.4.2 Cubierta del motorreductor

La cubierta del motorreductor protege el motor y el sistema reductor de la trilladora. Este componente es esencial para mantener el motor libre de suciedad, polvo y otros

contaminantes, al tiempo que asegura la correcta disipación del calor generado durante el funcionamiento. Además, la cubierta contribuye a la seguridad operativa al evitar el contacto accidental con partes móviles peligrosas.

6.1.3.4.3 *Cubierta lateral 1*

Es una de las cubiertas que protegen las partes laterales de la trilladora. Su función principal es salvaguardar los componentes internos y asegurar la seguridad del operador, al tiempo que facilita el acceso a las partes internas para mantenimiento y ajustes. Además, ayuda a reducir el ruido y las vibraciones generadas por la maquinaria.

6.1.3.4.4 *Cubierta lateral 2:*

Similar a la cubierta lateral 1, la cubierta lateral 2 protege otras partes del sistema, pero en una ubicación diferente de la máquina. Su diseño asegura la estabilidad de la estructura lateral, y también contribuye a mantener las condiciones de trabajo dentro de parámetros seguros, controlando el acceso a las partes internas de la trilladora.

6.1.3.4.5 *Perno Allen cabeza cilíndrica:*

El perno Allen cabeza cilíndrica se utiliza principalmente para fijar piezas del sistema de la trilladora. Su cabeza cilíndrica permite un ajuste preciso y seguro, lo que es esencial para mantener la integridad de las partes internas, evitando que se aflojen debido a las vibraciones durante el funcionamiento de la máquina.

6.1.3.4.6 *Perno Allen cilíndrico y tuerca hexagonal:*

Este perno Allen cilíndrico y tuerca hexagonal es una combinación comúnmente utilizada para fijar componentes de la trilladora de manera firme y segura. La tuerca hexagonal permite un ajuste rápido y eficiente, y el perno cilíndrico se adapta a las conexiones que requieren una instalación precisa y fuerte. Es crucial para mantener la alineación de los componentes y garantizar la estabilidad de la maquinaria.

6.1.3.5 Resultado de diseño y conexionado en el Sistema Eléctrico

Para el estudio eléctrico del accionamiento de este sistema de trillado, se consideran las características de dos cargas fundamentales:

- Motor del sistema de trillado: Este elemento motriz tiene una potencia de 60 W, opera a 110 VCA y consume una corriente de 0.73 A. Su función principal es accionar el mecanismo de trillado de la máquina, permitiendo la separación de la cáscara del grano.
- Soplante: Encargado de la separación del cisco (residuos) del grano verde, el soplante cuenta con una potencia de 13 W, también opera a 110 VCA y consume 0.17 A. Este

componente contribuye a la limpieza y mejora del producto final al eliminar residuos ligeros durante el proceso.

Para determinar la demanda total de potencia y corriente en el sistema, es fundamental realizar el cálculo de la potencia aparente total considerando ambos elementos, además de analizar las protecciones y sistemas de control adecuados que aseguren un funcionamiento seguro y eficiente del sistema.

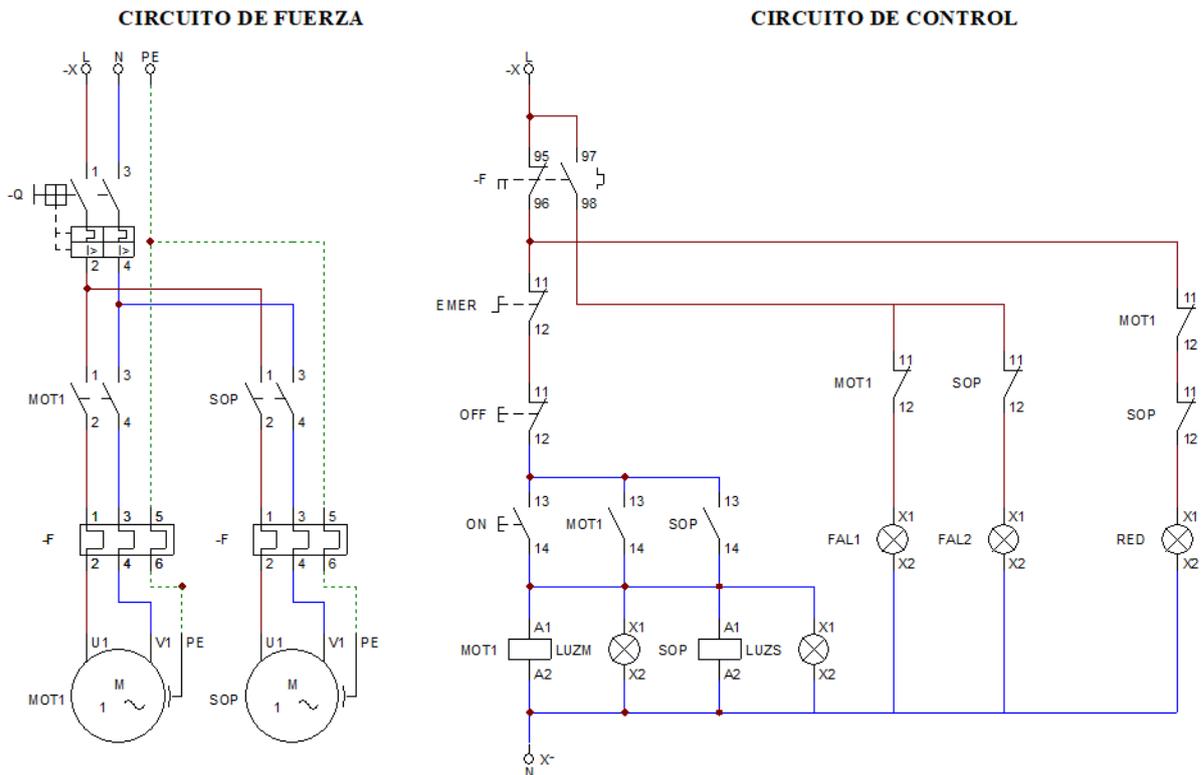


Figura 132. Diagrama Eléctrico para el sistema de accionamiento motriz.

6.1.3.5.1 Circuito de Fuerza

El circuito de potencia se compone de un disyuntor (Q) al que se conectan los conductores de alimentación de fase y neutro. A continuación, se integra el dispositivo de control, conformado por el contactor MOT1 (motor de trillado) en paralelo con el contactor SOP (soplante). La función de los contactores es permitir o interrumpir la conexión del circuito. Los contactos de potencia del contactor están asignados como 1-2 y 3-4, mientras que los contactos de control son 13-14 (NO) y 11-12 (NC). Posteriormente, se conecta un relé térmico (F), responsable de proteger tanto el motor de trillado como el motor del soplante. Finalmente, se incluye el sistema de protección a tierra para garantizar la seguridad de los motores (Ver **Figura 132**).

6.1.3.5.2 Circuito de control

Circuito de control eléctrico, desde el conexionado del relé térmico hasta los indicadores de luces:

1. **Inicio del Circuito con Relé Térmico:** El circuito de control comienza en el relé térmico, conectándose a las entradas y salidas de los terminales 95, 96, 97 y 98.
2. **Pulsadores en Serie:**
 - Después del relé térmico, el circuito se conecta a una serie de pulsadores, comenzando con el botón de emergencia, que utiliza los terminales 11 (entrada) y 12 (salida).
 - Luego, el circuito continúa en serie con el pulsador OFF, que permite apagar el motor, y finalmente pasa al pulsador ON, que enciende el sistema y permite el arranque de los motores.
3. **Accionamiento de Bobinas y Luces de Encendido:** Al pulsar el interruptor ON, se cierran los contactos necesarios para activar las bobinas de los contactores de los motores, así como las luces de encendido correspondientes a cada motor.
4. **Indicadores Luminosos:**
 - **Luz de Energización del Sistema:** Indica que el sistema está energizado.
 - **Luces de Arranque de Motores:** Dos luces separadas indican el arranque de cada motor.
 - **Luces de Falla de Motores:** Dos luces adicionales indican fallas en cada uno de los motores.

Este diseño permite una supervisión clara del estado del sistema, con indicadores específicos para la energización general, el estado de encendido de los motores y posibles fallas.

La **Tabla 37** presenta los componentes de accionamiento eléctrico necesarios para el control y supervisión del sistema.

Tabla 37.

Elementos de Accionamiento Eléctrico para Supervisión y Control del Sistema

Elemento	Función	Cantidad	Características Principales
Disyuntor	Protección del circuito de potencia	1	Capacidad según corriente nominal del sistema
Contacto I	Control del motor de trillado	1	Contactos de potencia (1-2, 3-4) y de control (13-14 NO, 11-12 NC)
Contacto II	Control del motor del soplante	1	Contactos de potencia (1-2, 3-4) y de control (13-14 NO, 11-12 NC)

Elemento	Función	Cantidad	Características Principales
Relé Térmico (F)	Protección contra sobrecarga de motores	1	Terminales de control 95, 96, 97, 98
Pulsador de Emergencia	Desconexión rápida del sistema	1	Terminales 11 (entrada), 12 (salida)
Pulsador OFF	Desconectar motores del sistema	1	NC (Normal Cerrado)
Pulsador ON	Encender los motores	1	NO (Normal Abierto)
Luces Indicadoras	Estado de energización, arranque y fallo	5	Luz de energización (1), arranque (2), fallo (2)
Sistema de Puesta a Tierra	Seguridad del sistema y motores	1	Conexión a tierra del sistema

6.1.3.5.3 Cálculo de la sección de cable

Para calcular la sección de cable necesaria, debemos considerar los valores de corriente, la longitud del cable, el material del conductor (cobre o aluminio), y las condiciones de instalación. Utilizaremos la fórmula para la caída de tensión y aplicaremos un criterio de corriente admisible para elegir la sección del cable adecuada. A continuación, el cálculo para cada paso, considerando cobre como material conductor y una longitud de cable representativa.

Datos iniciales:

1. Motor de trillado:

- Potencia: $P_m = 60 \text{ W}$
- Tensión: $V = 110 \text{ VCAV}$
- Corriente: $I_m = 0,73 \text{ A}$

2. Soplante:

- Potencia: $P_s = 13 \text{ W}$
- Tensión: $V = 110 \text{ VCAV}$
- Corriente: $I_s = 0,17 \text{ A}$

3. Corriente total:

$$\circ I_t = I_m + I_s = 0,73 + 0,17 = 0,9 \text{ A}$$

6.1.3.5.4 Cálculo de la sección de cable

1. **Caída de tensión permisible:** Usualmente se permite una caída de tensión máxima del 3% para circuitos de iluminación y del 5% para motores o cargas generales. Considerando un 5%, tenemos:

$$\Delta V_{perm} = 0,05 \times V = 0,05 \times 110 \text{ V} = 5,5 \text{ V}$$

2. **Longitud del cable:** Con una longitud de 1 metro para el cable y asumiendo que el conductor es de cobre, podemos proceder con el cálculo para determinar la sección del cable.

3. **Selección de sección de cable:** Con la longitud podemos determinar la sección usando la fórmula de caída de tensión para corriente alterna:

$$S = \frac{2 \times \rho \times L \times I_t}{\Delta V_{perm}}$$

Donde:

- S es la sección del cable (mm^2).
- ρ es la resistividad del cobre ($0,0175 \Omega \cdot \text{mm}^2$).
- L es la longitud del cable en metros (1 m).
- I_t es la corriente total.
- ΔV_{perm} es la caída de tensión permitida.

Parámetros

1. **Corriente total (I_t):** 0,9 A
2. **Caída de tensión permisible (ΔV_{perm}):** 5,5 V
3. **Resistividad del cobre (ρ):** $0,0175 \Omega \cdot \text{mm}^2$
4. **Longitud del cable (L):** 1 m

6.1.3.5.5 Cálculo de la Sección del Cable

Utilizamos la fórmula de caída de tensión para corriente alterna monofásica:

$$S = \frac{2 \times \rho \times L \times I_t}{\Delta V_{perm}}$$

Sustituyendo los valores:

$$S = \frac{2 \times 0,0175 \Omega \cdot \text{mm}^2 \times 1 \text{ m} \times 0,9 \text{ A}}{5,5 \text{ V}}$$

Calculando el valor de S:

$$S = \frac{0,0315}{5,5} = 0,0057 \text{ mm}^2$$

6.1.3.5.6 Selección de la Sección del Cable Comercial

La sección mínima de cable recomendada en la práctica para un circuito de baja corriente y uso general es de 1 mm^2 , ya que garantiza resistencia mecánica y suficiente margen de seguridad. Aunque el cálculo sugiere un valor menor, es recomendable usar un cable de **1 mm²** de cobre para este circuito de 1 metro de longitud y baja corriente.

Para cables eléctricos, el número de calibre o AWG (American Wire Gauge) se utiliza para designar el tamaño del cable en América del Norte. En este caso, un cable de **1 mm²** de sección transversal corresponde aproximadamente a un **calibre 17 AWG**.

Sin embargo, en muchos países el tamaño **16 AWG** es más común y fácilmente disponible, y tiene una sección de 1,31 mm², lo cual proporciona un margen de seguridad adicional para aplicaciones de baja corriente.

6.1.3.6 Análisis de costos para componentes de ensamblaje

Para la construcción de la máquina trilladora de café, el análisis de costos dentro de la metodología incluye una clasificación detallada de los **costos directos**, **costos indirectos** e **imprevistos**, con el objetivo de ofrecer una visión clara y precisa de los recursos financieros necesarios para el desarrollo y ejecución del proyecto.

- **Costos Directos:** Incluyen todos los recursos necesarios para construir y operar la máquina de manera inmediata. Esto abarca materiales específicos, así como la mano de obra directa (técnicos y operarios) encargada de la instalación y pruebas. Estos costos están directamente vinculados a los elementos físicos y a las actividades requeridas para ensamblar y poner en marcha la máquina.

En la **Tabla 38** se desglosarán los costos directos, proporcionando un análisis detallado de los materiales necesarios para la construcción de la trilladora de café. Por su parte, la **Tabla 39** presentará los costos de mano de obra requeridos para llevar a cabo el ensamblaje y la instalación de la máquina. Este enfoque detallado facilita la comprensión del presupuesto total del proyecto, asegurando su viabilidad financiera y la capacidad para realizar las pruebas en laboratorio según el diseño propuesto.

Tabla 38.

Tabla de Análisis de Costos directos.

Componente	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Costo Total (USD)
Perno allen cabeza avellanada M6x1.0x10	6	0,15	0,90
Perno allen cabeza cilíndrica M5x0.8x10	10	0,20	2,00
Tuerca hexagonal para pernos M5x0.8	4	0,15	0,60
Retenedor 15-22-5	2	1,50	3,00
Compuerta tolva de entrada	1	10,00	10,00
Cojinete de fricción	2	2,50	5,00
Base frontal	1	8,00	8,00
Base para ajuste de resorte	1	5,00	5,00
Resorte de compresión	1	2,50	2,50
Rodamiento axial de bolas	1	4,00	4,00

Componente	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Costo Total (USD)
Disco de fricción móvil	1	6,00	6,00
Disco de fricción fijo	1	6,00	6,00
Tolva de entrada	1	12,00	12,00
Cilindro de transporte	1	15,00	15,00
Tornillo prisionero hexagonal 1/4"x3/8" UNC	1	0,30	0,30
Acoplamiento estriado	1	10,00	10,00
Motorreductor	1	50,00	50,00
Perno de cabeza hexagonal M5X0.8X10	3	0,20	0,60
Bolsa para depósito de cisco	1	3,00	3,00
Tamiz separador	1	15,00	15,00
Brida de acople	1	5,00	5,00
Soplante extractor	1	40,00	40,00
Cubierta lateral 2	1	8,00	8,00
Cubierta lateral 1	1	8,00	8,00
Cubierta motorreductor	1	5,00	5,00
Bastidor	1	30,00	30,00
Disyuntor	1	15,00	15,00
Contactador I	2	20,00	40,00
Relé Térmico	2	10,00	20,00
Pulsador de Emergencia	1	8,00	8,00
Pulsador NO/NC	2	5,00	10,00
Luces Indicadoras	5	3,00	15,00
Cable de puesta a tierra	3	0,50	1,50
Cable #16 AWG	3	0,50	1,50
Subtotal Materiales			\$365,90

Tabla 39.

Costo de mano de obra

N	Categoría	Tiempo Estimado	Tarifa Horaria	Costo Total
1	Diseño y planificación	15 horas	\$20	\$300
2	Mecanizado	30 horas	\$20	\$600
3	Ensamblaje mecánico	8 horas	\$20	\$160
4	Montaje eléctrico	8 horas	\$20	\$160
Total, de mano de obra		61 horas		\$1120

- **Costos Indirectos:** Comprenden aquellos gastos que, aunque no son específicos del montaje de la máquina, son necesarios para su diseño y desarrollo. Entre estos se incluyen el costo de herramientas, servicios auxiliares, equipos de prueba y calibración, e incluso el espacio y la energía consumida en el laboratorio durante las pruebas. (Ver **Tabla 40**)

Tabla 40.*Costos Indirectos*

Componente	Descripción	Costo Estimado (USD)
Alquiler del espacio del laboratorio	Costo del uso del laboratorio donde se realizan las pruebas y el montaje.	\$200 / mes
Energía eléctrica	Consumo de electricidad para el funcionamiento del laboratorio durante las pruebas y montaje.	\$50 / mes
Herramientas generales	Costo de herramientas no específicamente asignadas a la máquina, pero necesarias para el proyecto (por ejemplo, taladros, destornilladores).	\$50
Equipos de protección personal	Guantes, gafas, mascarillas, cascos, etc., utilizados por el personal para seguridad durante la instalación y pruebas.	\$25
Total		\$325

- **Costos Adicionales:** Pueden referirse a costos contingentes, como imprevistos, transporte, capacitación del personal para operar la máquina o actualizar sus conocimientos, y cualquier gasto administrativo asociado al proyecto.(Ver **Tabla 41**)

Tabla 41.*Costos Adicionales*

N	Categoría	Costo Total
1	Transporte	\$50,00
2	Otros	\$25,00
Total		\$75,00

- **Costo total:** El costo total de la construcción de la máquina ha sido determinado mediante un análisis de los costos asociados al proyecto. Este análisis abarca las categorías de materiales, mano de obra, costos indirectos y costos adicionales, con el fin de proporcionar una visión integral de la inversión necesaria. Tras la evaluación detallada, se ha establecido que el costo total de construcción asciende a \$1885,90 USD, lo cual refleja los recursos financieros requeridos para la ejecución completa del proyecto (ver **Tabla 42**).

Tabla 42.*Costo Total*

N	Categoría	Costo Total
1	Materiales	\$365,90
2	Mano de obra	\$1120,00
3	Costos Indirectos	\$325,00
4	Costos adicionales	\$75,00
Total		\$1885,90

7. **Discusión**

En este estudio se diseñó una máquina trilladora de café para laboratorio con capacidad de 250 g, destacándose como una solución innovadora en el procesamiento de muestras. A diferencia de trilladoras comerciales de mayor capacidad, como la desarrollada por Adeleke et al. (2017), el diseño propuesto se centra en la precisión y el control del trillado mediante un sistema ajustable de discos y resorte, lo que permite modificar la presión de trillado para los granos de café. En contraste, las trilladoras industriales y semiindustriales analizadas emplean batidores de goma y ventiladores centrífugos, los cuales están diseñadas para grandes volúmenes y velocidades de procesamiento, pero con menor capacidad de ajuste para muestras específicas.

Los parámetros operacionales obtenidos experimentalmente destacan el funcionamiento del diseño. Se determinó que la fuerza de trillado es de 186.8 N, con una velocidad de 60 rpm, asegurando un equilibrio entre la precisión y calidad del grano procesado. El torque de trillado registrado es de 3.85 Nm, con una potencia de 24.16 W, lo que permite un funcionamiento estable y con bajo consumo energético en comparación con modelos comerciales como QUANTIK o INGESEC que operan a 1800 rpm con motores de hasta 1/2 HP.

Desde el punto de vista mecánico, el diseño propuesto incorpora un tornillo helicoidal con eje estriado, mientras que el modelo de Adeleke et al. (2017) utiliza un sistema de ventilación centrífuga y cribas, con un flujo de grano más dependiente de la gravedad. Además, este diseño emplea cojinetes de fricción de grado alimenticio, seleccionados específicamente para evitar la contaminación del café durante el proceso de trillado, garantizando así la calidad e higiene del producto final. Esto representa una ventaja significativa en comparación con las trilladoras descritas por Kibi & Hailu, (2017) y Ogunlade et al., (2014) que emplean motores a combustión, transmisiones por bandas o sistemas con mayor número de componentes móviles, los cuales pueden requerir lubricantes o materiales que podrían representar un riesgo de contaminación en entornos de procesamiento de alimentos.

En términos de ergonomía y mantenimiento, la trilladora diseñada en este estudio presenta una estructura compacta y accesible, facilitando ajustes rápidos y cambios en la configuración del trillado. Su tamaño reducido y transportable (con dimensiones de 542 mm de largo, 155 mm de ancho y 357 mm de altura) ideal para laboratorios, en contraste con modelos como el de Adeleke et al. (2017) cuyas dimensiones (500 mm de ancho, 600 mm de profundidad y 1200 mm de altura), que requieren mayor espacio y están diseñados para entornos industriales con estructuras más robustas. La portabilidad de este diseño facilita su

integración en procesos de investigación y análisis de calidad sin necesidad de infraestructura especializada.

Otro punto clave es el nivel de ruido generado. La trilladora propuesta emplea un motorreductor eléctrico de 60 W con una relación de 25:1, lo que permite una operación más silenciosa en comparación con otras trilladoras comerciales como la de Jotagallo que utilizan motores más grandes de 1/2 a 1/3 HP y alcanzan velocidades de hasta 1800 rpm, generando mayor vibración y ruido. Esta reducción en el nivel de ruido es una ventaja significativa en entornos de laboratorio, donde el confort acústico es un factor relevante para los operarios.

En cuanto al método de separación del pergamino, el diseño propuesto incorpora un soplante de 13 W, optimizando la extracción del pergamino con una velocidad de aire de 3,5 m/s y un flujo de 0,51 m³/min, mientras que otras trilladoras tales como las Adeleke et al., (2017), Kibi & Hailu, (2017) y Ogunlade et al. (2014) emplean sistemas de vibración o cribado por gravedad, los cuales pueden generar pérdidas de material durante el proceso. Una ventaja clave de este diseño es que el sistema de trillado y separación está completamente encapsulado, evitando el derrame de pergamino y la exposición del grano al ambiente, lo que reduce la contaminación y mejora la recolección de residuos. En contraste, los sistemas de cribado abiertos pueden permitir la dispersión del pergamino al aire libre, lo que genera desperdicio y dificulta el control del proceso.

Este estudio ha permitido establecer una metodología de diseño y análisis mecánico que puede servir como referencia para futuras aplicaciones en el ámbito industrial. En este caso, el desarrollo se llevó a cabo a partir de un molino manual adaptado para el trillado de café, definiendo cada etapa del diseño y la parametrización operacional según necesidades específicas. Si bien existen antecedentes en el diseño de máquinas trilladoras por batidores de goma y separación por cribas oscilantes y ventiladores centrífugos (Adeleke et al., 2017; Kibi & Hailu, 2017; Ogunlade et al., 2014), este trabajo plantea un enfoque particular que contribuye al desarrollo de tecnologías adaptadas a las necesidades del sector.

8. Conclusiones

- El análisis del estado del arte permitió identificar las principales características y sistemas electromecánicos utilizados en las trilladoras de café para laboratorio. A partir de esta revisión, se observó que los sistemas convencionales se basan principalmente en método de aglutinamiento o cribado, lo que limita el ajuste personalizado del proceso de trillado. En contraste, el diseño propuesto en este estudio introduce un enfoque ajustable, enfocado en los molinos manuales, lo que permite a los usuarios personalizar el proceso de trillado y ajustar las condiciones de la máquina según las necesidades específicas de cada tipo de café. Esta innovación se basa en un sistema de discos de trillado ajustados mediante resortes de compresión y rodamientos axiales, mejorando el control sobre la fuerza aplicada durante el proceso sin dañar los granos.
- Los parámetros operacionales de la trilladora de café para laboratorio fueron definidos mediante ensayos experimentales. Se establecieron las siguientes magnitudes clave: una fuerza de trillado de 186,79 N, una velocidad angular de 60 rpm, y un torque de trillado de 3,85 Nm, lo que permite un control preciso de las condiciones de operación. La velocidad de aire para la extracción de la cascarilla se determinó en 3,5 m/s, lo que asegura una separación eficiente del pergamino. Además, se identificó el ajuste óptimo de los resortes, logrando un balance entre granos defectuosos y granos sin trillar, lo que valida la efectividad del diseño en cuanto a los parámetros operacionales definidos para su funcionamiento adecuado.
- El diseño de la trilladora de café para laboratorio fue cuidadosamente desarrollado, seleccionando y diseñando las piezas que conforman el sistema. La máquina cuenta con un motorreductor de 60 W con relación de velocidad 25:1, lo que permite un control preciso del movimiento. Además, el sistema de transporte, trillado y separación del pergamino fue optimizado mediante un eje estriado con tornillo helicoidal, discos ajustables y un sistema de extracción por presión negativa con soplante de 13 W. Los principales componentes se seleccionaron en acero inoxidable para garantizar el cumplimiento de los estándares de grado alimenticio, asegurando durabilidad, higiene y resistencia a la corrosión. Aunque el diseño aún no ha sido construido físicamente, los planos generados, junto con los resultados experimentales, validan la viabilidad de la máquina, lo que demuestra que es posible fabricar una trilladora de café para muestras de laboratorio, con aplicaciones prácticas escalables.

9. Recomendaciones

- Es fundamental realizar la construcción de la máquina trilladora de café, siguiendo los planos mecánicos y los parámetros operacionales definidos durante la fase de diseño. Esto permitirá validar los resultados experimentales obtenidos, como la fuerza de trillado, la velocidad angular y el torque, y ajustar las condiciones operativas para asegurar su eficiencia. Las pruebas de desempeño en condiciones reales garantizarán que la máquina cumpla con los requisitos establecidos y permitirá identificar posibles mejoras en el diseño antes de su implementación a mayor escala.
- Se recomienda investigar la posibilidad de escalar este diseño a una capacidad mayor para satisfacer las necesidades de la industria del café. El diseño ajustable y modular de la máquina permite su adaptación a distintos niveles de producción. Evaluar la viabilidad de su implementación en aplicaciones industriales podría abrir nuevas oportunidades para los pequeños productores de café, proporcionando una solución accesible y eficiente para el trillado de café en mayor escala. Además, explorar la automatización del proceso para reducir la intervención manual podría aumentar la eficiencia y la competitividad frente a sistemas convencionales.

10. Bibliografía

- coffeelabequipment. (30 de Oct de 2013). *Coffe Direct PRO*. Obtenido de coffeelabequipment: https://www.coffeelabequipment.com/COF_SAMPLE_ROASTERS.pdf
- Airtécnicos. (2024). Obtenido de Air curtains Manufacturer Specialist: <https://www.airtecnicos.com/es/tecnologia/ventiladores-generalidades>
- Alitools. (2024). *Alitools*. Obtenido de Alitools: <https://alitools.io/es/showcase/pequeno-ventilador-centrifugo-de-alta-temperatura-cy125-aislamiento-termico-de-varias-alas-ventilador-de-escape-de-alta-temperatura-caldera-4000211785382>
- Amazon. (2023). Obtenido de <https://www.amazon.es/Cojinetes-trefilados-rodamientos-rodamiento-metalurgia/dp/B0CM2R4SMT>
- Amazon. (2024). Obtenido de <https://www.amazon.co.uk/Electric-Grinder-Commercial-Cereals-Machine/dp/B08N4L7LP6>
- Amazon. (2024). *Amazon*. Obtenido de <https://www.amazon.com/-/es/RuggedMade-Acoplamiento-estriado-acoplador-hidr%C3%A1ulico/dp/B07KGJ4DFC>
- Ogunlade, C. A., Aremu, D. O., Akinyele, O. A., & Babajide, N. A. (2014). *Design, construction and performance evaluation of a coffee (Coffea arabica) threshing machine*. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 4(5, Version 2), 56-64.
- Kibi, G., & Hailu, A. (2017). *Design and development of engine operated coffee dehulling machine*. Oromia Agricultural Research Institute, Bako Agricultural Engineering Research Center.
- Ogunlade, C. A., Akinyele, O. A., Aremu, D. O., & Babajide, N. A. (2014). *Design, construction and performance evaluation of a coffee (Coffea arabica) threshing machine*. University of Ibadan; Federal College of Agriculture; National Rice/Maize Centre.
- Beer, Jhonston, Dewolf, & Mazurek. (2015). *Mecánica de Materiales*. México: McGraw-Hill.
- CalcularTodo. (s.f.). Recuperado el 2023, de <https://www.calculartodo.com/geometria/volumen-superficie-cilindro.php>
- Cálculo de la Velocidad Crítica del Molino de Bolas y criterios de diseño* (2020). [Película]. Obtenido de https://www.youtube.com/watch?v=7Nv0yo4zC18&t=136s&ab_channel=Dr.AngelDelgadillo
- Cenicafé (Centro Nacional de Investigaciones de Café). (2008). *Propiedades físicas y factores de conversión del café en el proceso de beneficio*. Chinchiná, Caldas, Colombia.: Feriva S.A.
- Cenicafé. (2021). *Más Agronomía más productividad más calidad*. Editorial Blanecolor S.A.S.
- coffeelabequipment. (30 de Oct de 2013). *Coffe Direct PRO*. Obtenido de coffeelabequipment: https://www.coffeelabequipment.com/COF_SAMPLE_ROASTERS.pdf
- COFFEELABORATORY. (2018). *Parchmente Huller*. Recuperado el 2023, de https://www.coffeelabequipment.com/672_NEX_HULLER_CL_2021.pdf

Dongguan SAYU Electric Equipment Co., L. (2024). *SAYU Electric*. Obtenido de <http://www.sayu-china.com/en/productshow.php?id=175>

Fariás López, A. E. (2014). *Diseño y construcción de un prototipo replicable de*. Trabajo de grado - Pregrado. Recuperado el 2023, de <https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/16308/u686405.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Gascón, F. (2020). *Facebook*. Obtenido de <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=1418594811650792&id=1256792557831019&set=a.1256895754487366>

GUNT. (2019). *Mecánica y diseño mecánico*. En GUNT. Obtenido de *Mecánica y diseño mecánico*: https://www.gunt.de/images/download/Cat1_spanish.pdf

INEN. (2006). *NTE INEN 283-285:2006 CAFÉ VERDE EN GRANO. CLASIFICACIÓN Y REQUISITOS*. INEN, Quito- Ecuador.

INGESEC.ltda. (2023). *INGESEC*. Obtenido de <https://www.ingesecltda.com/product/trilladora-de-muestras-ing-c-250/>

JOTAGALLO. (2022). *TRILLADORAS PARA CAFÉ PERGAMINO SECO*. Obtenido de *TRILLADORAS PARA CAFÉ PERGAMINO SECO*: <https://jotagallos.com/producto/trilladoras-para-cafe-pergamino-seco/>

JuanSantacoloma. (2021). *JuanSantacoloma*. Obtenido de *JuanSantacoloma*: <https://juansantacoloma.com/ver-producto/34/trilladora-250>

MAGRA. (2023). *Somosmagra*. Obtenido de <https://www.somosmagra.com/es/trilladora-de-muestras-m-150-de-la-seccion-magra-de-array-en-colombia-CP63>

Marín, G. (2013). *Control de Calidad del Café Manual Técnico* (Vol. 1). Lima: desco. Recuperado el 2023, de https://www.desco.org.pe/recursos/site/files/1019/calidadcafe_VF.pdf

Meikle, A. (Mayo de 2023). *Scottish Engineering Hall of Fame*. Obtenido de *Scottish Engineering Hall of Fame*: <https://engineeringhalloffame.org/profile/andrew-meikle>

Mott, R. L. (2004). *Machine Elements in Mechanical Design*. Pearson Educación.

Naciones Unidas. (24 de Mayo de 2015). *Transformar nuestro mundo: la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible*. . Obtenido de <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>

PEER-Programa de Eficiencia Energética Regional en los Sectores Industrial y Comercial en Centroamérica . (2009). *Manual Técnico Motores Eléctricos*. Diseño Editorial S.A.

PENAGOSCLAUSEN. (2022). *PENAGOSCLAUSEN*. Obtenido de <https://www.facebook.com/PenagosClausen/photos/a.102610388118706/629123892134017/>

PROFESIONALAGRO.com. (2020). *Historia de las cosechadoras*. Obtenido de <https://profesionalagro.com/noticias/historia-de-las-cosechadoras.html>

Puerta, I. M. (2007). *Máquinaria y Mecanización Agrícola*. Colombia: Universidad Nacional Abierta y a Distancia UNAD.

Pytel, & Singer. (2008). *Resistencia de Materiales*. México.

Quantik. (2022). *quantik.co*. Obtenido de [quantik.co](https://quantik.co/productos/equipos-laboratorio/trilladora-de-cafe-pergamino-de-laboratorio/): <https://quantik.co/productos/equipos-laboratorio/trilladora-de-cafe-pergamino-de-laboratorio/>

Robert L. Mott, J. A. (2015). *Mecánica de fluidos*. México: Pearson Educación.

Sehabladecafe. (3 de Junio de 2020). *Facebook*. Obtenido de <https://www.facebook.com/sehablacafe/photos/a.373817226556940/622350841703576/?type=3>

SKF. (2001). *Rótulas y cabezas de articulación SKF*. SKF.

Store, A. (2024). *Arellano Store*. Obtenido de https://arellanostore.ec/producto/molino-de-granos-corona-tolva-baja/?srsltid=AfmBOoqH5dBX9OYe4iGIF-4WKQkh3XsbzG_nEdVp-kbZh1HXQCnu81Ov

Young, H., & Freedman, R. (2013). *Física Universitaria*. México: PEARSON.

Zuriguell Ballaz, I. (2005). *Flujo y atascos de un medio granular en la descarga de silos*. Tesis doctoral, Universidad de Navarra.

100.14 – 529.70 \$ | Rating 100%. (s. f.). Alitools.io. <https://alitools.io/es/showcase/pequeno-ventilador-centrifugo-de-alta-temperatura-cy125-aislamiento-termico-de-varias-alas-ventilador-de-escape-de-alta-temperatura-caldera-4000211785382>

Air curtains Manufacturer Specialist | Door Air curtain suppliers. (s. f.). <https://www.airtecnicos.com/es/tecnologia/ventiladores-generalidades>

Arellano Store. (2024, 18 diciembre). *Molino de Granos Corona Tolva Baja - Arellano Store*. https://arellanostore.ec/producto/molino-de-granos-corona-tolva-baja/?srsltid=AfmBOoqH5dBX9OYe4iGIF-4WKQkh3XsbzG_nEdVp-kbZh1HXQCnu81Ov

Import Aceros - Acero inoxidable. (2022, 1 agosto). *Tubo inoxidable cedula* 🏷️ *SCH5s, SCH10s, SCH40s, SCH80s Ecuador*. Importacero. <https://www.importaceros.com/ecuador-quito/tubo-inoxidable-cedula-sch5s-sch10s-sch40s-sch80s/>

SKF. (2023). Recuperado 4 de enero de 2024, de <https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/alignment-tools/belt-alignment-tools/belt-alignment-tool-tkba-40>

11. Anexos

Anexo 1: Esquemas de trilladora de café pergamino diseñada por (Adeleke et al., 2017)

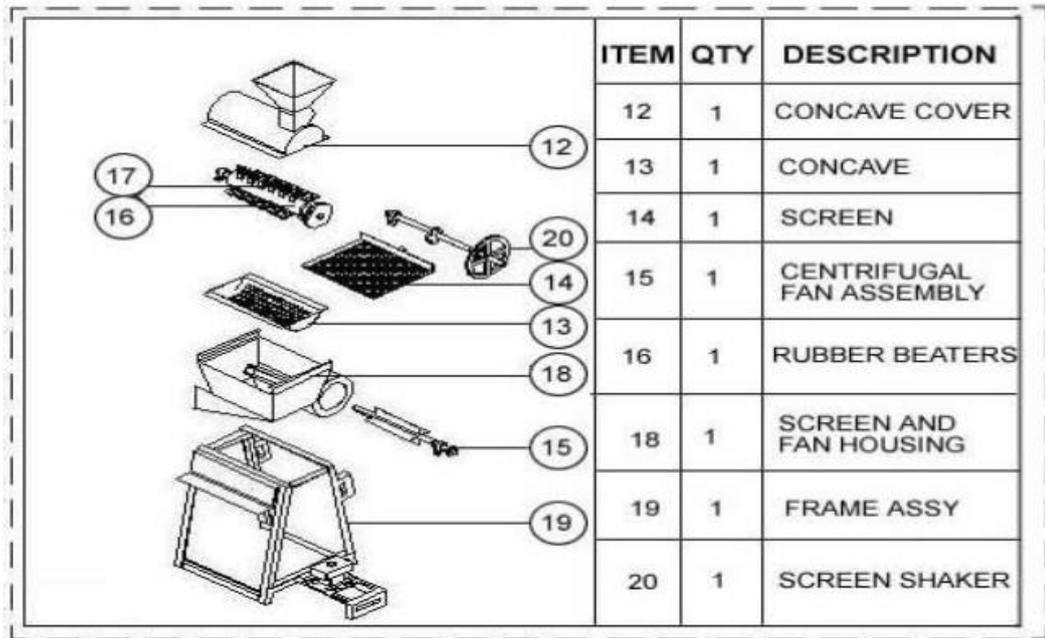


Figura 133: Diagrama de despiece de la máquina
Fuente: (Adeleke et al., 2017).

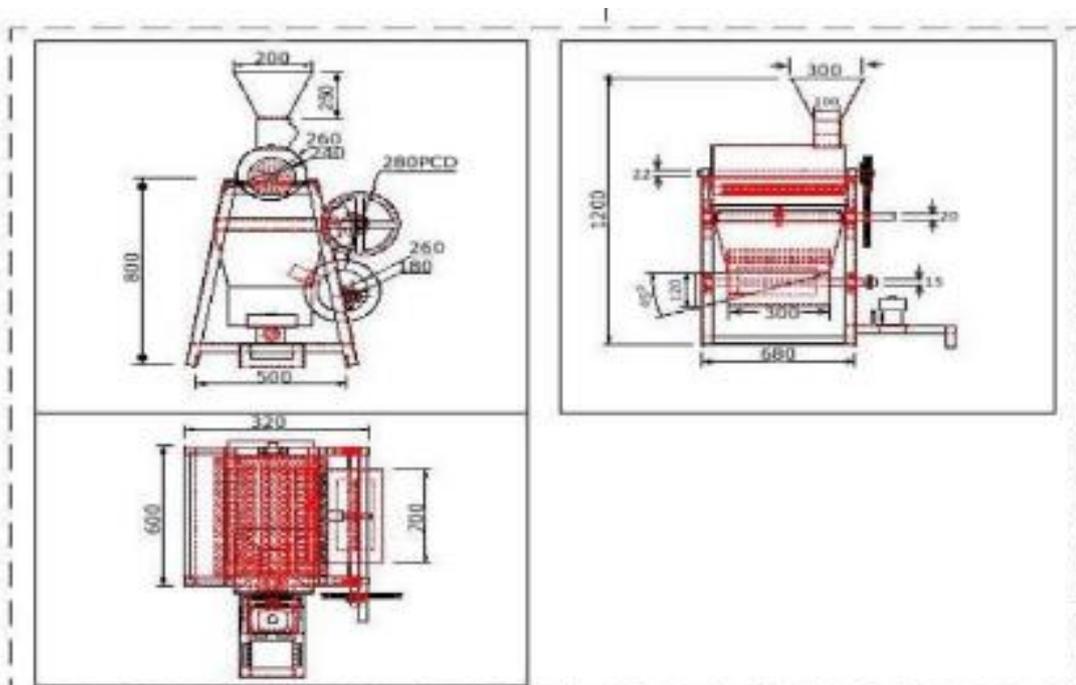


Figura 134: Dimensiones de la máquina diseñada
Fuente: (Adeleke et al., 2017).

Anexo 2: Esquema de trilladora de café pergamino diseñada por (Kibi & Hailu, 2017).



Figura 135: Esquema de máquina trilladora de café pergamino.
A. Tolva, B. Tambor, C. Criba o Tamiz, D. Unidad de suministro, E. Estructura o bastidor,
F. Ventilador.

Fuente: (Kibi & Hailu, 2017).

Anexo 3: Esquemas de trilladora de café pergamino diseñada por (Ogunlade et al., 2014).

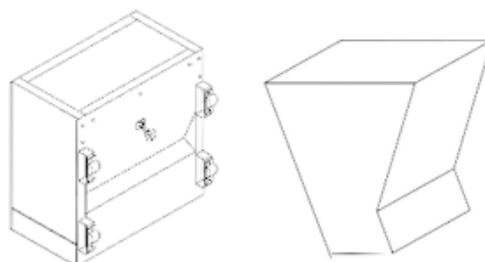


Figura 136: Estructura y Tolva de máquina trilladora de café.

Fuente: (Ogunlade et al., 2014).

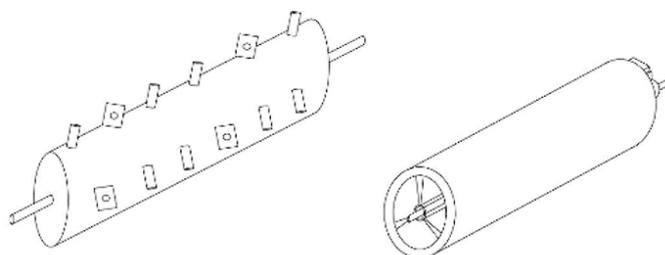


Figura 137: Tambor de trilla recubierto de caucho y carcasa del ventilador.

Fuente: (Ogunlade et al., 2014).

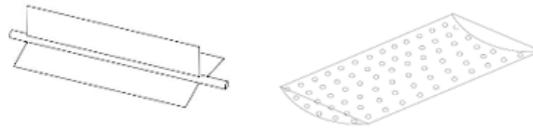


Figura 138: Ventilador del soplante y Criba.

Fuente: (Ogunlade et al., 2014).

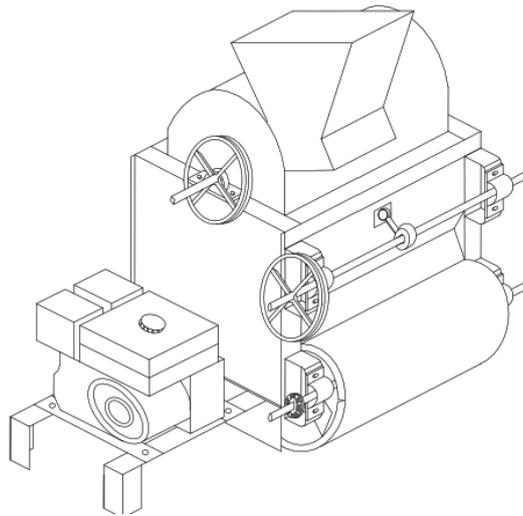


Figura 139: Diseño de máquina trilladora de Café

Fuente: (Ogunlade et al., 2014).



Figura 140; Máquina trilladora de café resultado de la investigación y diseño mecánico.

Fuente: (Ogunlade et al., 2014).

Anexo 4. Características de materiales que describen a los granos de café.

Tabla 43.

Características de materiales

Bulk Material	Maximum Particle Size (in.)	Bulk Density (lbs/ft ³)	% Trough Loading	Material Factor (MF)	Component /Bearing Series	Abrasive-ness	Corrosive-ness	Flowability	Special Notes
Coffee, Beans, Green	-1/2	25-32	45	0.5	A1-A2	I	I	II	J, K

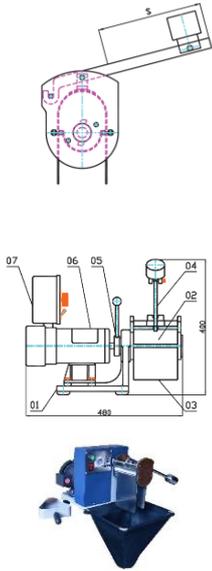
Fuente: (*Screw Conveyors, Feeders & Component Parts*, 2024)

Anexo 5. Cuadro comparativo de mecanismos de trillado

Tabla 44.

Conjunto de mecanismos para el proceso de trillado

Mecanismo 1: Manual de operación 672 PCHS200 (Coffeelaboratory, 2018)



Mecanismo 2: Trilladora de grano de una sola oreja / pequeña muestra de laboratorio y de campo.



Mecanismo 3: Trilladora para café hecha en casa. (Ingenios del campesino en Youtube, 2021)



Mecanismo 4: Separador de arroz roto de laboratorio, separador de arroz marrón roto de China.



Fuente: Autor

Anexo 6. Ensayos de trillado en relación con la deformación del resorte

Tabla 45.

Ensayos de trillado en función de la deformación del resorte

N° muestra	Masa de café	Deformación resorte [mm]	Granos de café			Pergamino [%]
	[g]		Trillados	Sin trillar	Defectuosos	
			[%]	[%]	[%]	
1	250	0	68,03	17,25	1,51	13,21
2	250	2	56,00	26,40	2,40	15,20
3	250	4	66,04	18,87	1,88	13,21
4	250	5	69,84	14,55	1,36	14,25
5	250	6	62,31	21,54	1,54	14,61
6	250	7	65,66	15,15	2,02	17,17
7	250	8	69,07	11,34	2,06	17,53
8	250	9	70,41	10,20	3,06	16,33
9	250	10	67,69	10,66	5,56	16,09
10	250	12	72,00	9,00	2,00	17,00
11	250	14	76,09	1,08	4,35	18,48
12	250	15	64,21	1,05	15,79	18,95
13	250	16	65,57	0,00	17,22	17,21
14	250	18	58,97	0,00	22,22	18,81
15	250	20	22,42	0,00	60,34	17,24

Anexo 7. Información de la característica mecánica de los materiales.

Tabla 46.

Características mecánicas de materiales.

ASTM #	Material	Intervalo		Exponente <i>b</i>	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Anexo 8. Materiales y sus características mecánicas

Tabla 47.

Materiales con características mecánicas.

Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	rolado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en láminas	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barras	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barras	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barras	65	448	110	758	14	230HB
	T y R @ 600 °F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

Anexo 9. Factores de corrección de superficies

Tabla 48.

Factores de corrección de superficies

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Anexo 10. Factor de corrección.

Tabla 49.
Factor de corrección.

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Anexo 11. Tablas del catálogo SKF para cojinetes.

Tabla 50.

Factor f_c por el catálogo SKF

$f_c =$ application characteristics	CHARACTERISTICS	HEAT DISSIPATION	TEMPERATURE °C					
			20	60	100	150	200	280
	Continuous Dry Operation	Good	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2	0.1
	Continuous Dry Operation	Poor	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	-
	Intermittent Operation Interval > 10 x Operating Time	Good	2.0	1.6	1.2	0.8	0.4	0.2
	Constant Immersion in Water		2.0	1.6	0.8	-	-	-
	Alternating Immersion in Water		0.4	0.2	0.1	-	-	-
	Constant Immersion in Lubricant		3.0	2.4	1.8	1.2	0.8	-

Tabla 51.

Tabla de factores f_d para el diámetro del eje.

f_d	SHAFT DIAMETER (mm)				
	≤ 20	20 - 40	40 - 100	100 - 150	> 150
	1	0.9	0.7	0.5	0.4

Tabla 52.

Factor f_m para el tipo de material

MATERIAL	f_m
Low Carbon Steel	1
Hardened Steel	1.5
Stainless Steel	2
Cast Iron (0.4 RQ)	1
Aluminum	0.4
Bronze	0.4
Plating	f_m
Zinc Cadmium	0.2
Nickel	0.2
Chrome	2
Anodized Aluminum	2

$f_m = \text{shaft material correction factor}$

Anexo 12. Clasificación del servicio según la aplicación en maquinaria industrial y condiciones de operación.

Tabla 53.

Vida requerida para maquinaria industrial.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10h} \times 10^3 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrífugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrífugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Nota: Se obtuvo de NTN.

Tabla 54.
Selección de tipo de rodamiento por condición de trabajo.

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

Anexo 13. Motorreductores Oriental Motor

Tabla 55.
Eficiencias de cajas reductoras para diferentes relaciones de transmisión.

Gear Ratio		3	5	7.5	12.5	15	25	30	50	75	100	150
4GN □ RH	Rating	40%	50%	60%								
	Start up	40%	50%	54%								
5GN □ RH	Rating	50%	68%			60%						
	Start up	50%	60%			54%						
5GU □ RH	Rating	50%	68%				60%				50%	
	Start up	50%	60%				54%				45%	
4GN □ RA	Rating	50%			60%							
	Start up	50%			54%							
5GN □ RA	Rating	68%				60%						
	Start up	60%				54%						
5GU □ RA	Rating	68%					60%					50%
	Start up	60%					54%					45%

Anexo 14. Factores de carga en función del tipo de carga

Tabla 56.
Factor de aplicación según el régimen impulso y tipo de carga.

Regimen del Impulsor	Tipo de Carga			
	Continua	Choques bajos	Choques ciclicos	Choques altos
Uniforme	1,0	1,2	1,5	1,8
Choques bajos	1,2	2,1	1,8	1,8
Choques medios	2,0	2,2	2,4	3,8

Anexo 15. Factores de vida útil en función de la dirección de la carga

Tabla 57.

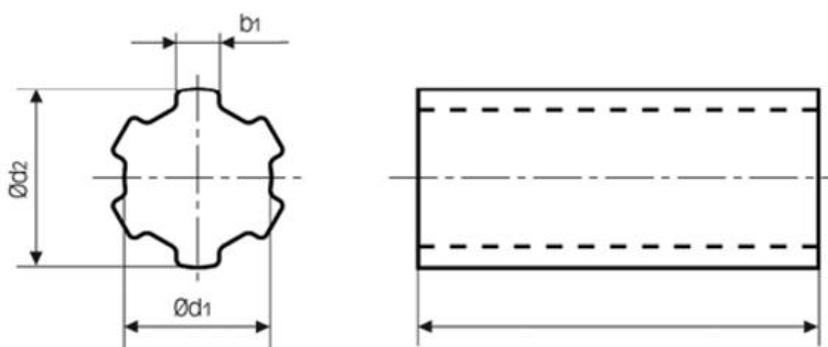
Factor de vida útil.

Número de ciclos de Torque	Dirección de la carga	
	Unidireccional	Bidireccional
10.000	1,0	1,0
100.000	0,5	0,4
1.000.000	0,4	0,3
10.000.000	0,3	0,2

Anexo 16. Ejes estriados comerciales

Tabla 58.

Selección de eje estriado.



d_2 -0,07 -0,27	d_1 0 -0,08	a^*	b_1 0 -0,08	(kg/m)
14	11	6	3	0,95
16	13	6	3,5	1,29
20	16	6	4	1,91
22	18	6	5	2,45
25	21	6	5	3,24
28	23	6	6	3,96
32	26	6	6	5,01
34	28	6	7	5,82
38	32	8	6	7,43
42	36	8	7	9,30
48	42	8	8	12,34
54	46	8	9	15,30

a^* = número de estrías.

Anexo 17. Chaflanes de nervadura

Tabla 59.

Chaflán de nervadura.

TS 147/15 , 147/16
DIN 5462, 5463

A Kamalı göbekli profili

B Kamalı mil profili

Kama yan yüzeyleri d_1 iç çapı ile kesigene kadar yekdiğerine paralel olmalıdır.

Anma ölçüsü Kama adedi x iç çap x dış çap	Kama adedi	Merkezileme	d_1	d_2	d	d_3 (min)	e (max)	f	g (max)	k (max)	r (max)
ORTA TIPLER TS 147/16 - DIN 5463											
6 X 11 X 14 6 X 13 X 16 6 X 18 X 20 6 X 18 X 22 6 X 21 X 25 6 X 23 X 28 6 X 26 X 32 6 X 28 X 34	6	İçten merkezilemeli	11 13 16 18 21 23 26 28	14 16 20 22 25 28 32 34	3 3.5 4 5 5 6 6 7	9.9 12.0 14.54 16.7 19.5 21.3 23.4 25.9	1.55 1.5 2.1 1.95 1.98 2.3 2.94 2.94	— 0.32 0.16 0.45 1.95 1.34 1.65 1.70	0.3 0.3 0.3 0.3 0.3 0.3 0.4 0.4	0.3 0.3 0.3 0.3 0.3 0.3 0.4 0.4	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.3 0.3 0.3
8 X 32 X 38 8 X 36 X 42 8 X 42 X 48 8 X 46 X 54 8 X 52 X 60 8 X 56 X 65 8 X 62 X 72	8	İçten ve alından merkezilemeli	32 36 42 46 52 56 62	38 42 48 54 60 65 72	6 7 8 9 10 10 12	29.4 33.5 39.5 42.7 48.7 52.2 57.8	3.3 3.01 2.91 4.1 4.0 4.74 5.0	0.15 1.02 2.57 0.86 2.44 2.5 2.4	0.4 0.4 0.4 0.5 0.5 0.5 0.5	0.4 0.4 0.4 0.5 0.5 0.5 0.5	0.3 0.3 0.3 0.5 0.5 0.5 0.5
10 X 72 X 82 10 X 82 X 92 10 X 92 X 102 10 X 102 X 112 10 X 112 X 125	10		72 82 92 102 112	82 92 102 112 125	12 12 14 16 18	67.4 77.1 87.3 97.7 106.3	5.43 5.4 5.2 4.9 6.4	— 3.0 4.5 6.3 4.4	0.5 0.5 0.5 0.5 0.5	0.5 0.5 0.5 0.5 0.5	0.5 0.5 0.5 0.5 0.5

Anexo 18. Valores de rugosidad para tuberías comerciales

Tabla 60.

Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas

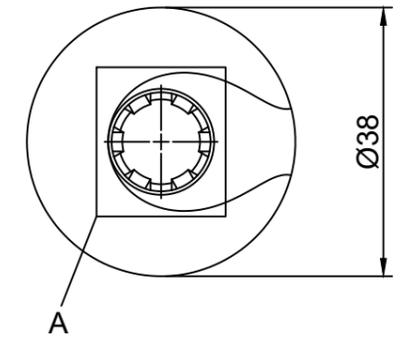
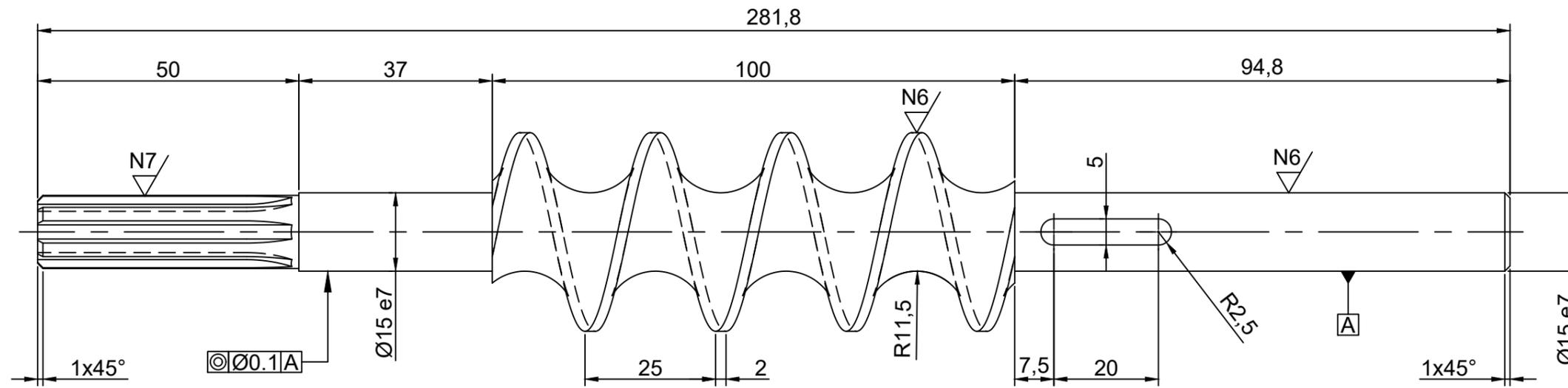
Material	Rugosidad ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule, alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Anexo 19.

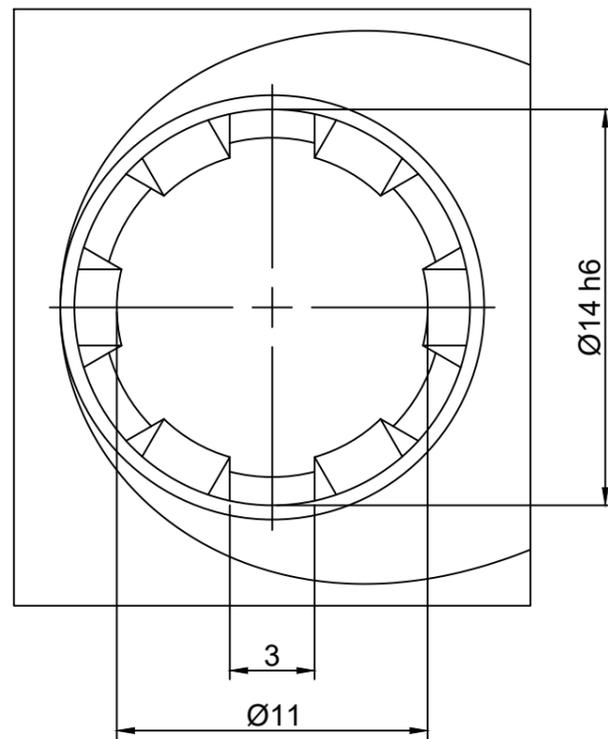
Planos mecánicos de los componentes del conjunto general y subconjuntos de la trilladora de café de 250g

Anexo 20.

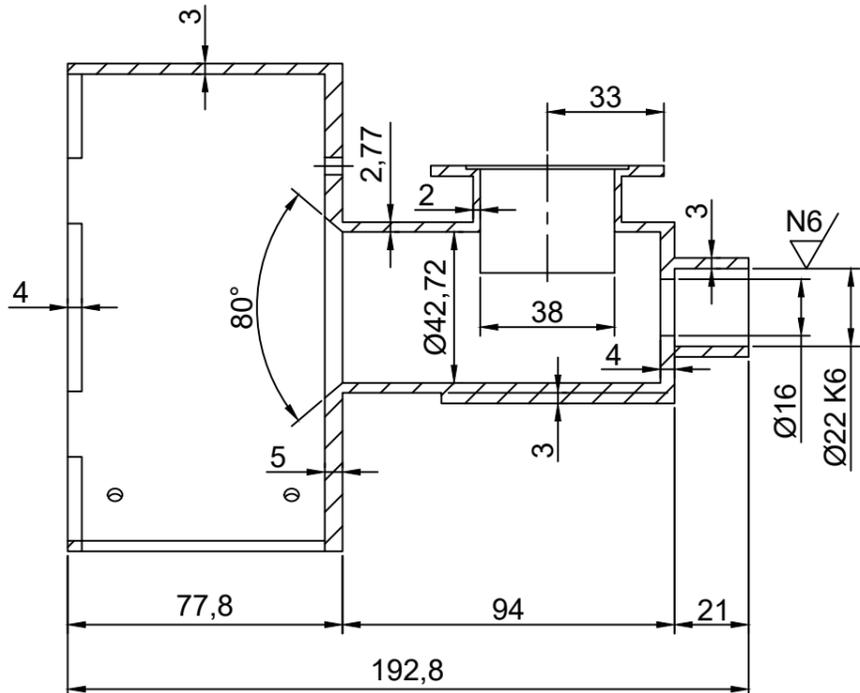
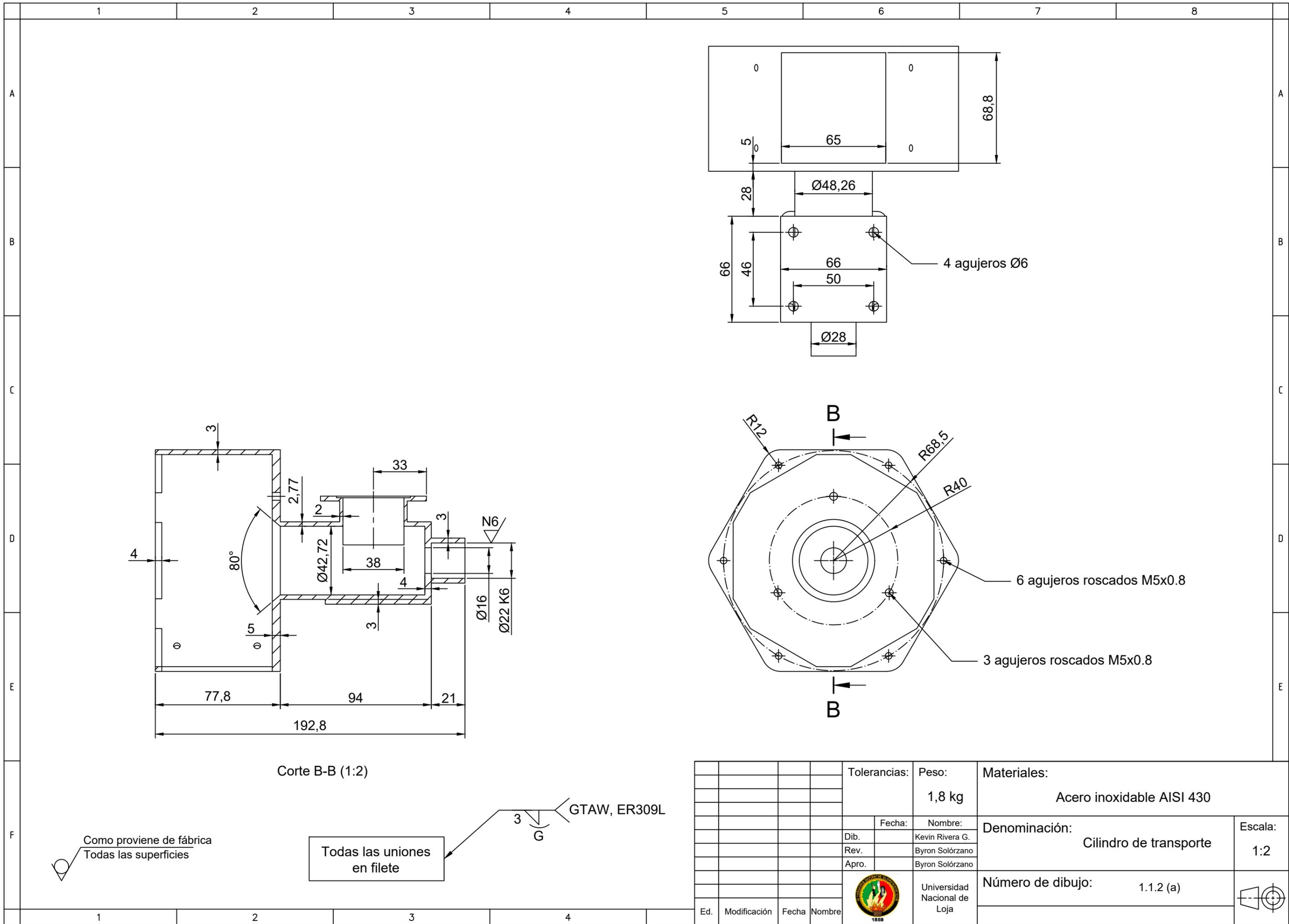
Planos mecánicos de los elementos de la trilladora de café de 250g



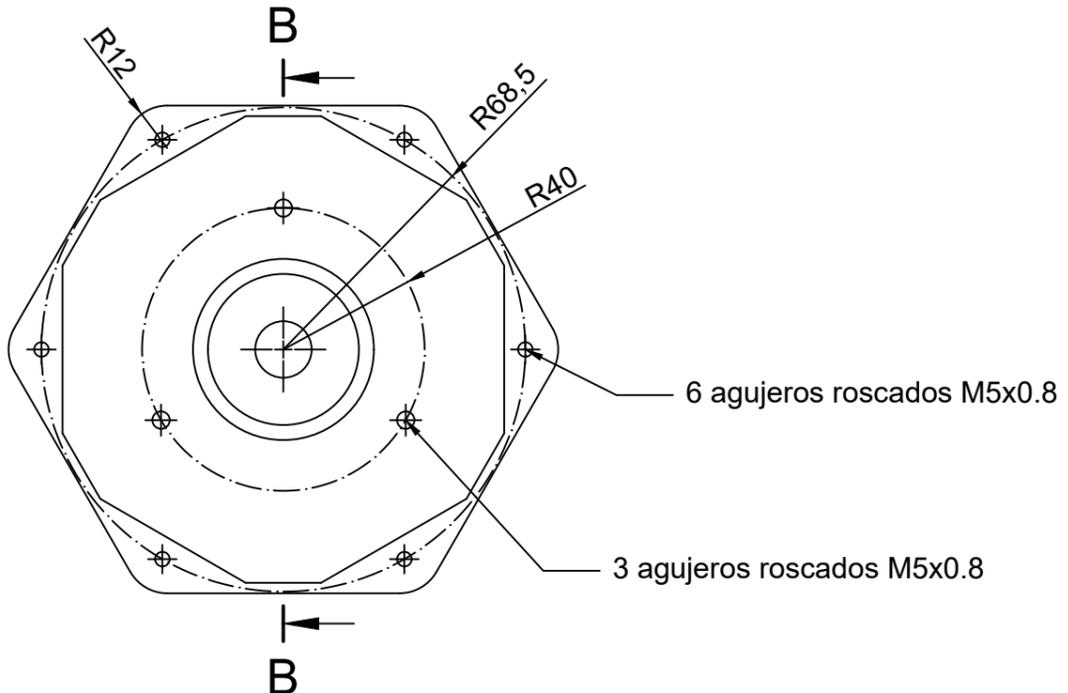
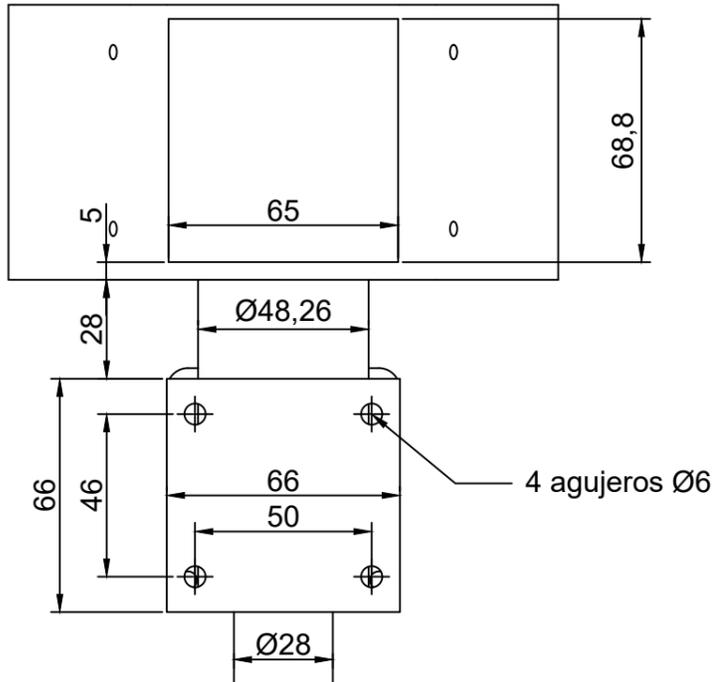
Detalle A (4:1)



				Tolerancias: $\varnothing 14\ h6/J7$ $\varnothing 15\ e7/H7$	Peso: 0,6 kg	Materiales: Acero Inoxidable AISI 304	
				Fecha:	Nombre:	Denominación: Tornillo helicoidal	Escala: 1:1
				Dib.	Kevin Rivera G.		
				Rev.	Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo: 1.1.1	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Nacional de Loja			



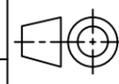
Corte B-B (1:2)

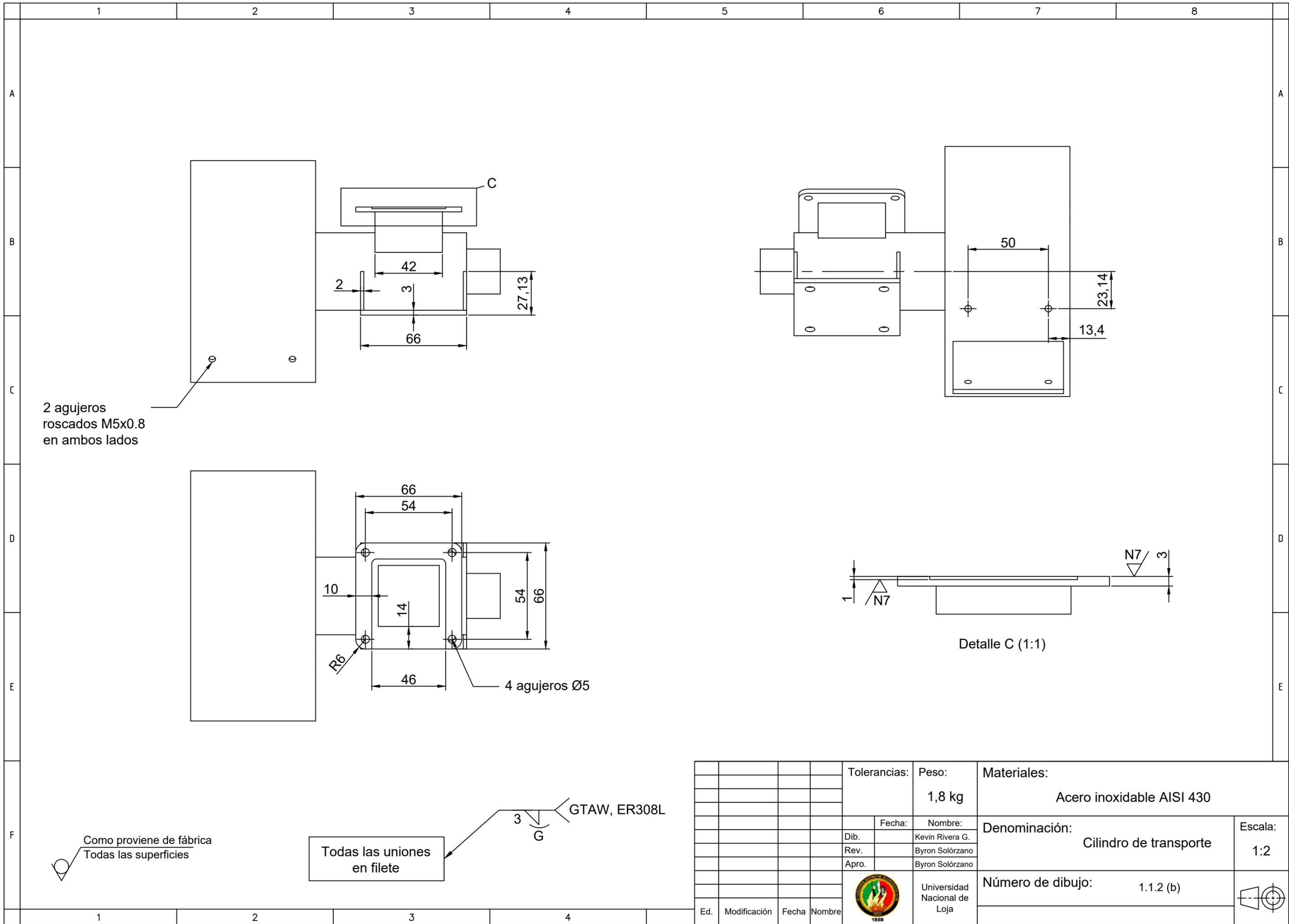


Como proviene de fábrica
Todas las superficies

Todas las uniones
en filete

GTAW, ER309L

					Tolerancias:	Peso:	Materiales:			
						1,8 kg	Acero inoxidable AISI 430			
					Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:		
					Dib.	Kevin Rivera G.			Cilindro de transporte	1:2
					Rev.	Byron Solórzano				
					Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:			
							1.1.2 (a)			
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre		 Universidad Nacional de Loja					



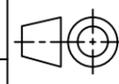
2 agujeros roscados M5x0.8 en ambos lados

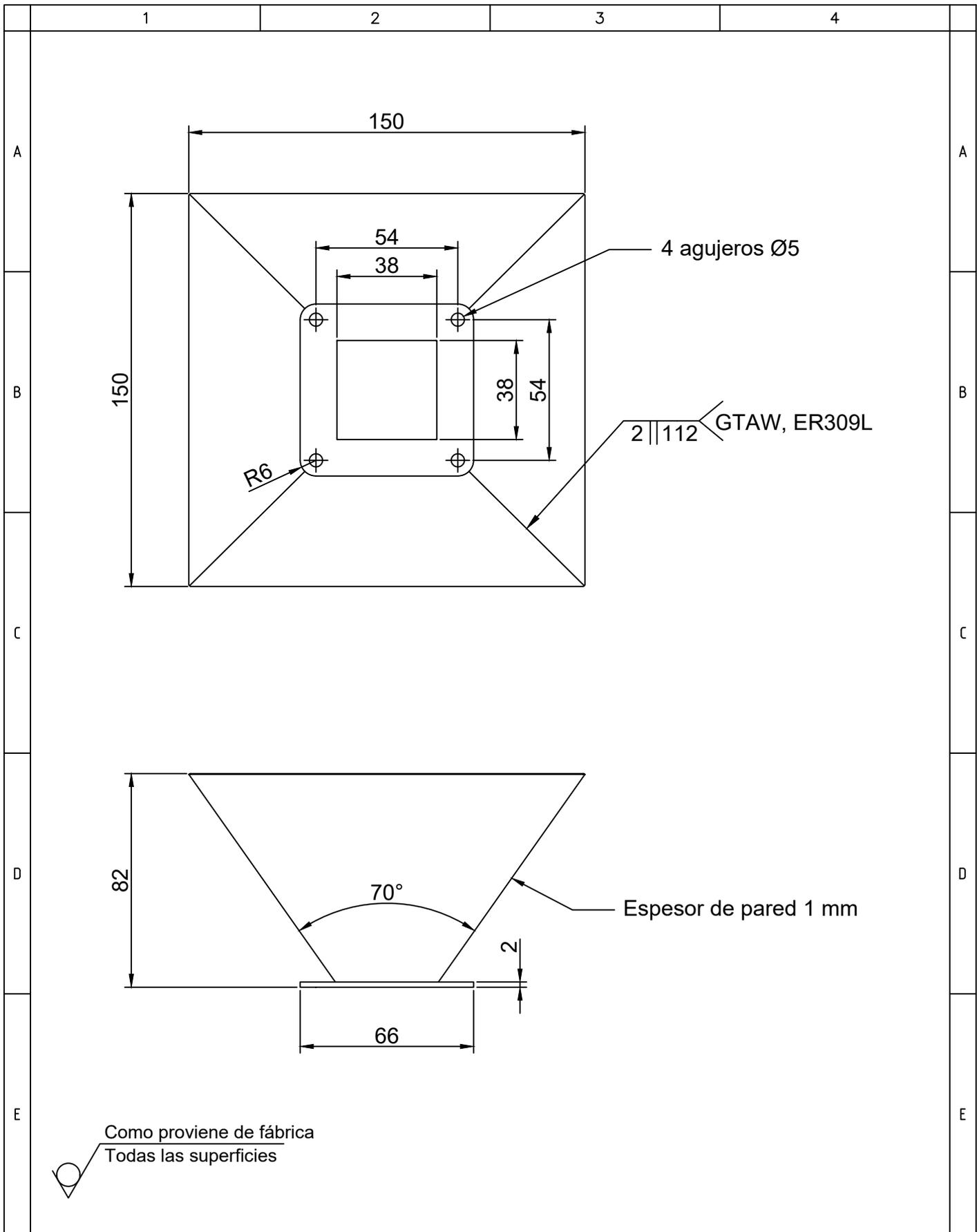
Como proviene de fábrica
Todas las superficies

Todas las uniones en filete

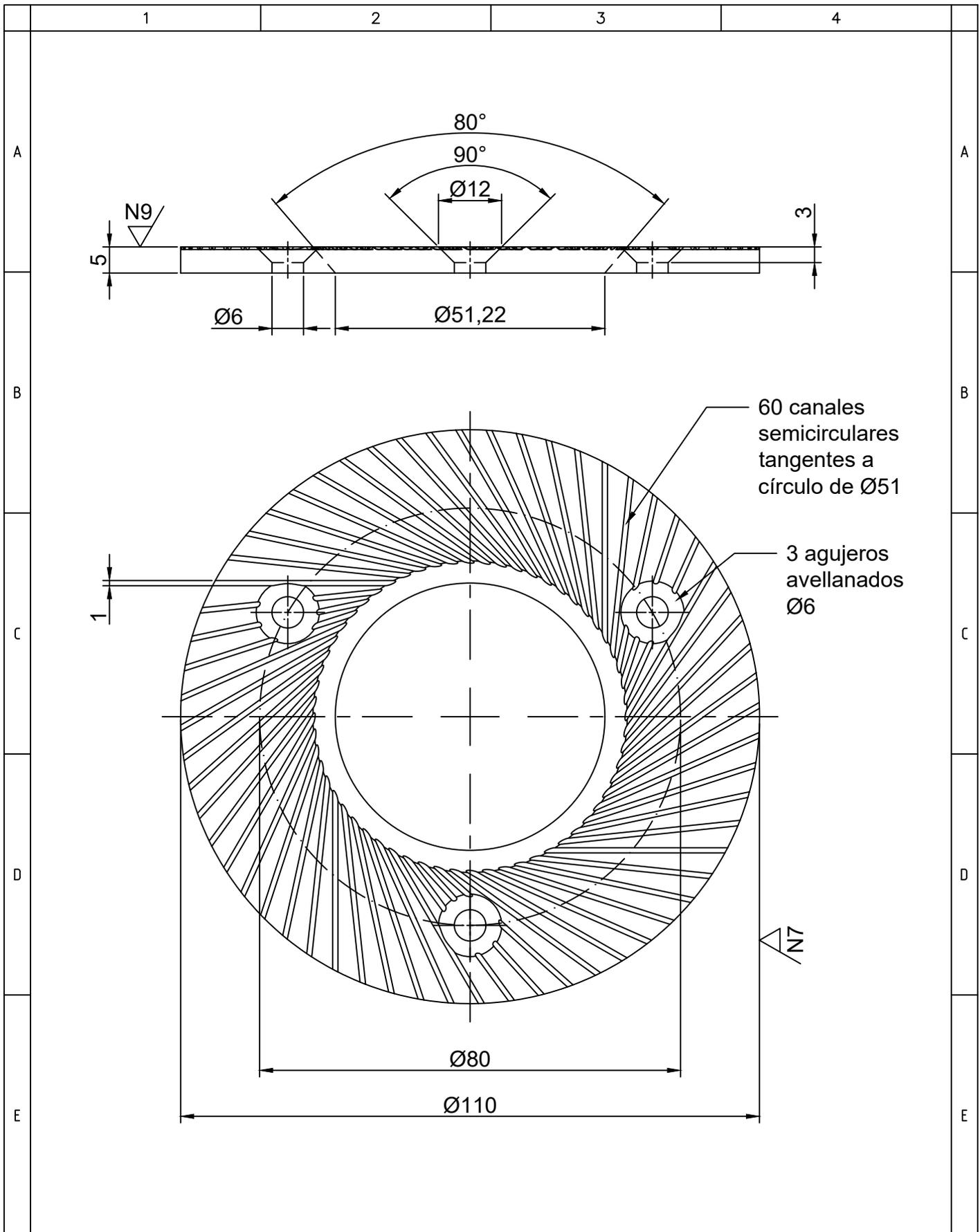
GTAW, ER308L

Detalle C (1:1)

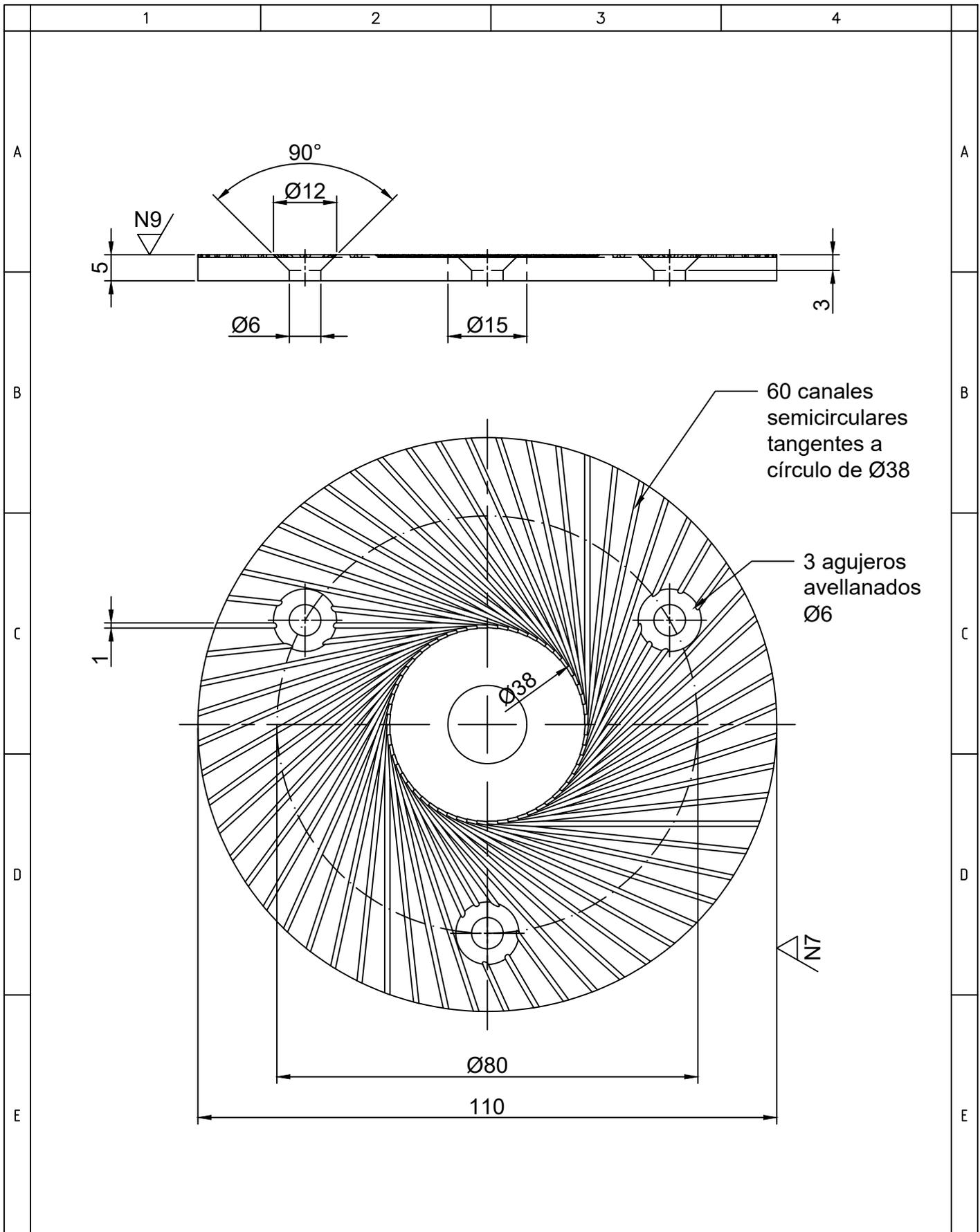
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:			
					1,8 kg	Acero inoxidable AISI 430			
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:		
				Dib.	Kevin Rivera G.			Cilindro de transporte	1:2
				Rev.	Byron Solórzano				
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:			
						1.1.2 (b)			
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Nacional de Loja					

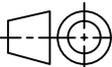


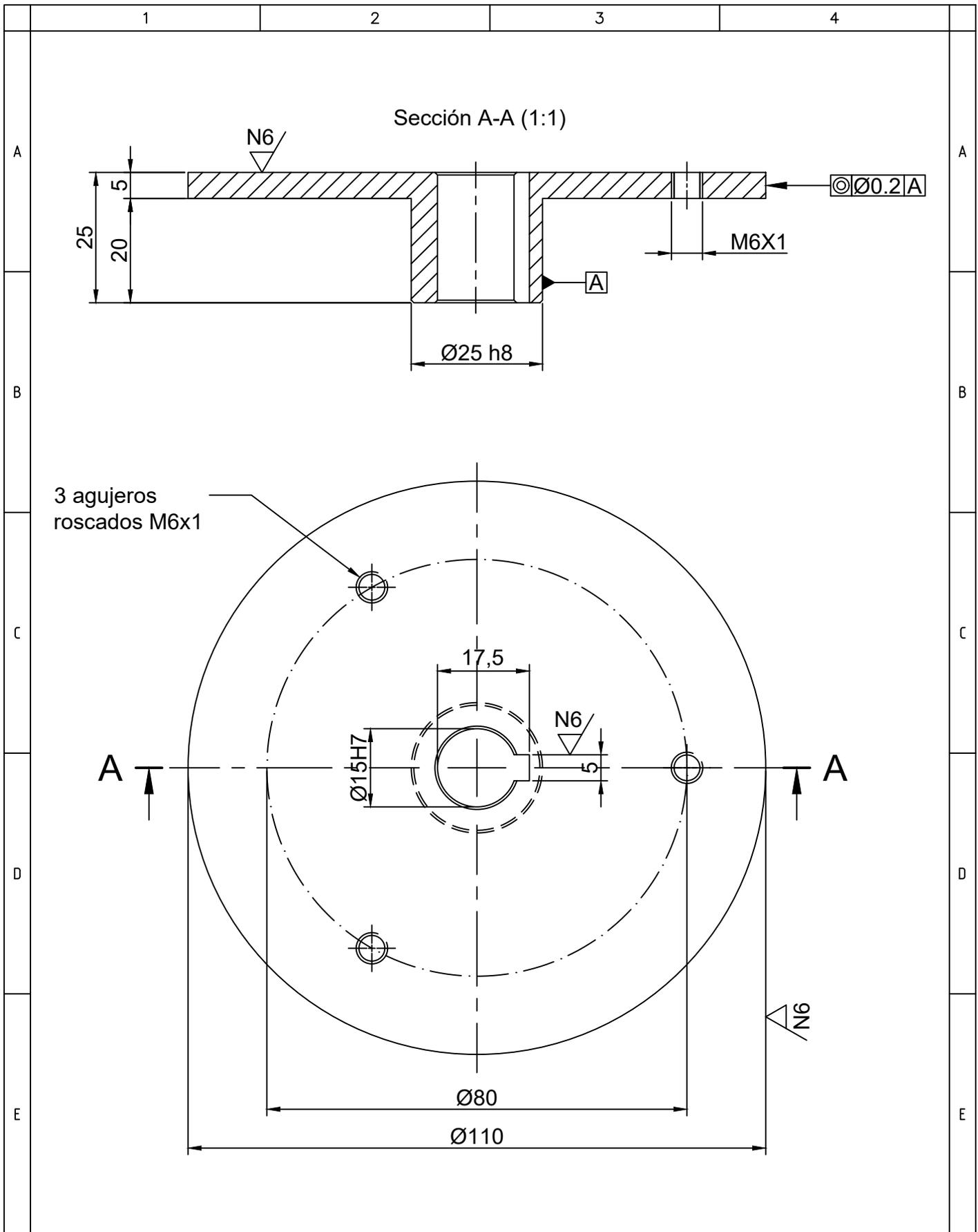
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:	
					0,2 kg	Acero inoxidable AISI 430	
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
			Dib.		Kevin Rivera G.		
			Rev.		Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Tolva de entrada	1:2
					Universidad Nacional de Loja	Número de dibujo:	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				1.1.3



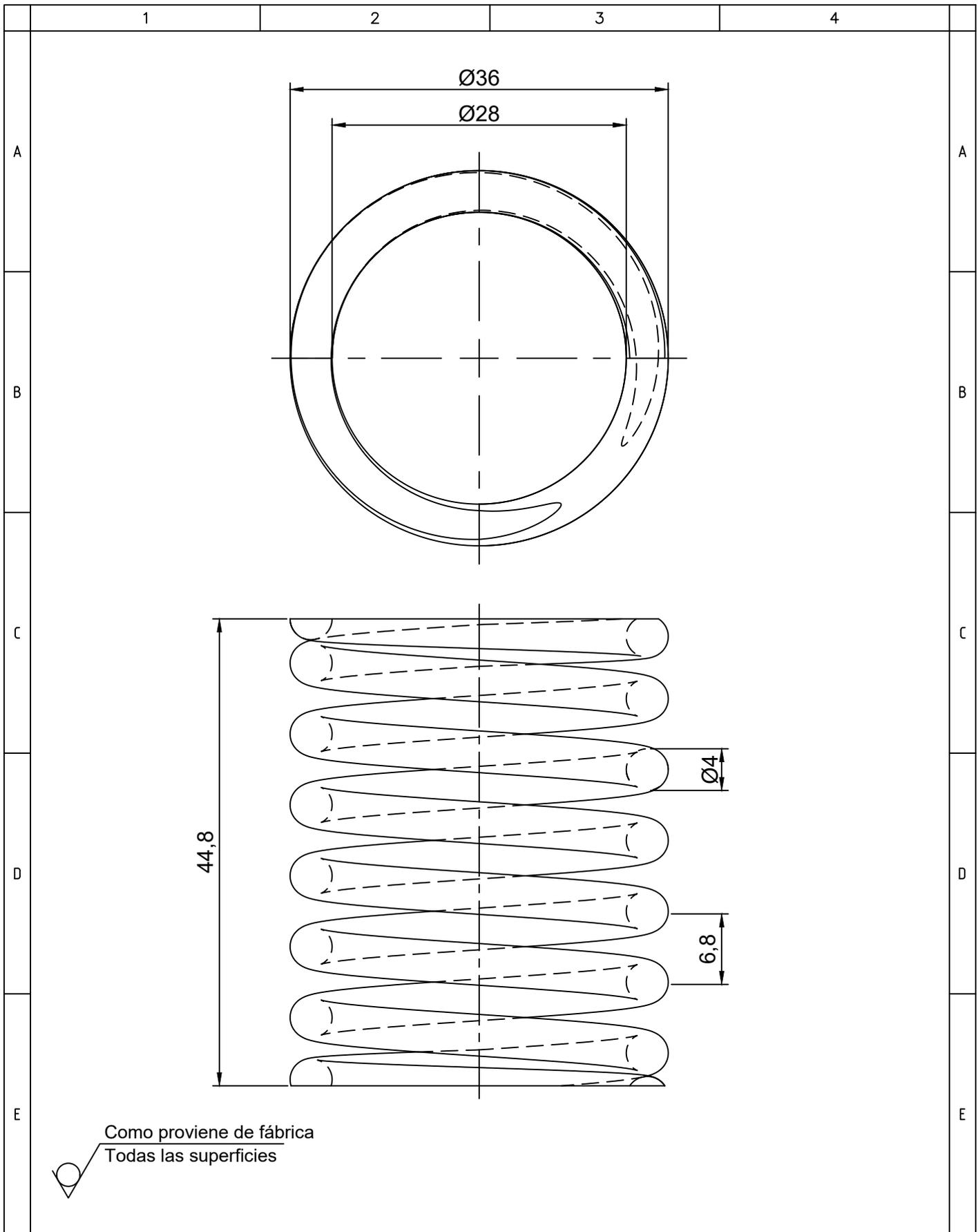
				Tolerancias:	Peso: 0,3 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
					Fecha:	Nombre:	Denominación: Disco de fricción fijo
				Dib.		Kevin Rivera G.	
				Rev.		Byron Solórzano	
				Apro.		Byron Solórzano	Escala: 1:1
						Número de dibujo: 1.1.4	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre			Universidad Nacional de Loja	



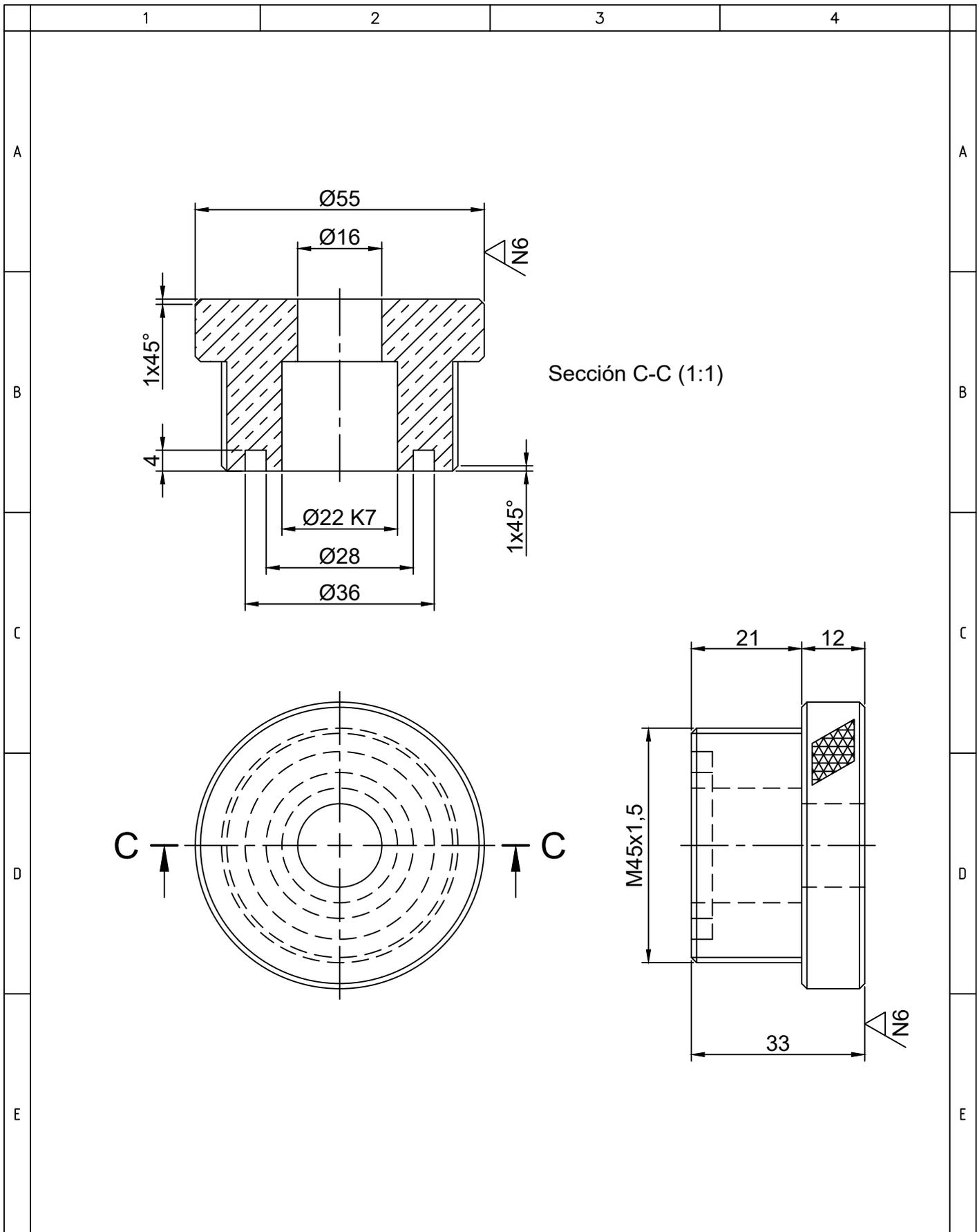
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:	
					0,3 kg	Acero inoxidable AISI 430	
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
			Dib.		Kevin Rivera G.		
			Rev.		Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:	1:1
					Universidad Nacional de Loja	1.1.5	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				

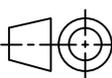


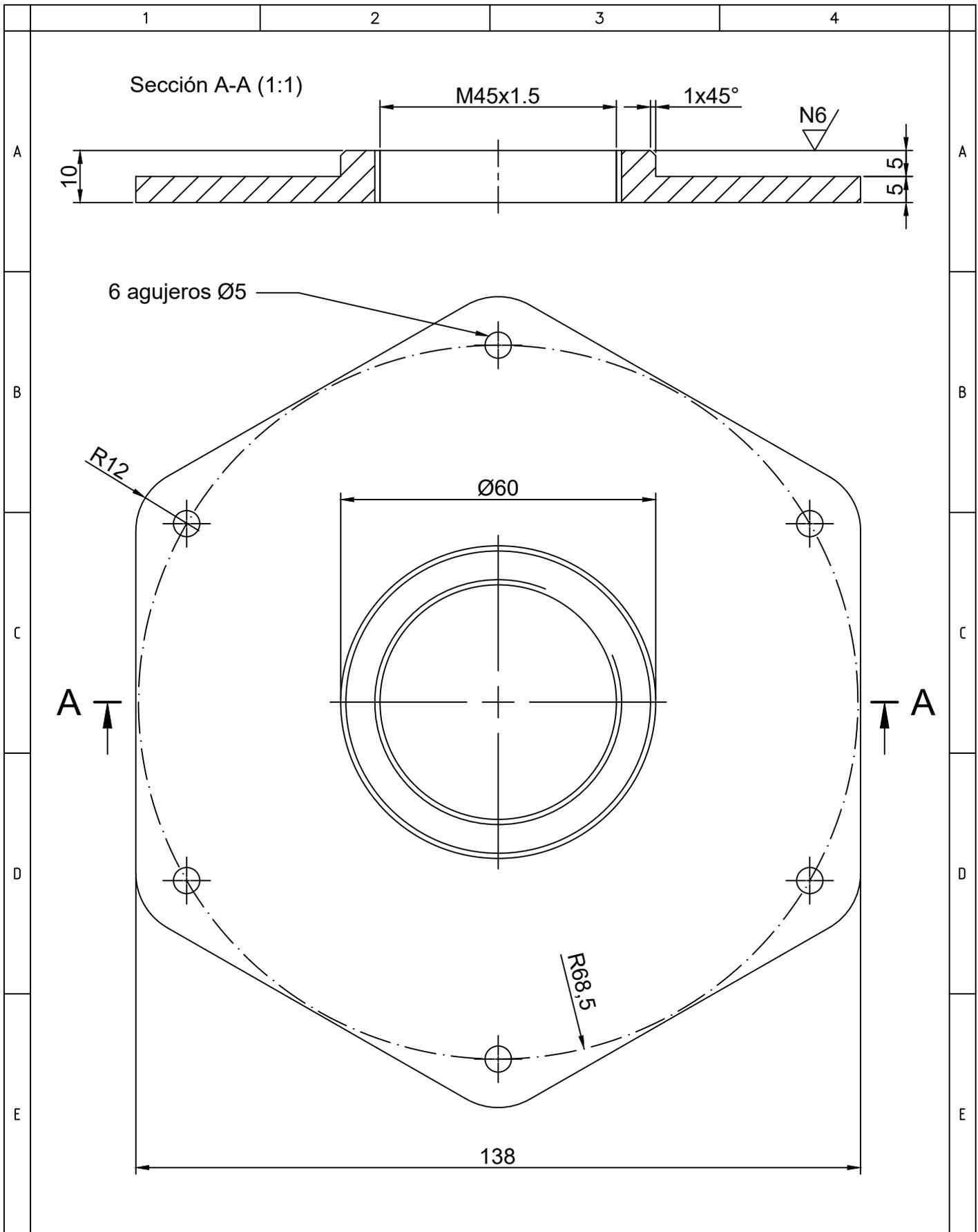
				Tolerancias: Ø25 h8/H8 Ø15 e7/H7	Peso: 0,4 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
				Fecha:	Nombre:	Denominación: Base para disco de fricción móvil	Escala: 1:1
			Dib.		Kevin Rivera G.		
			Rev.		Byron Solórzano		
			Apro.		Byron Solórzano		
					Universidad Nacional de Loja	Número de dibujo:	1.1.6
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				



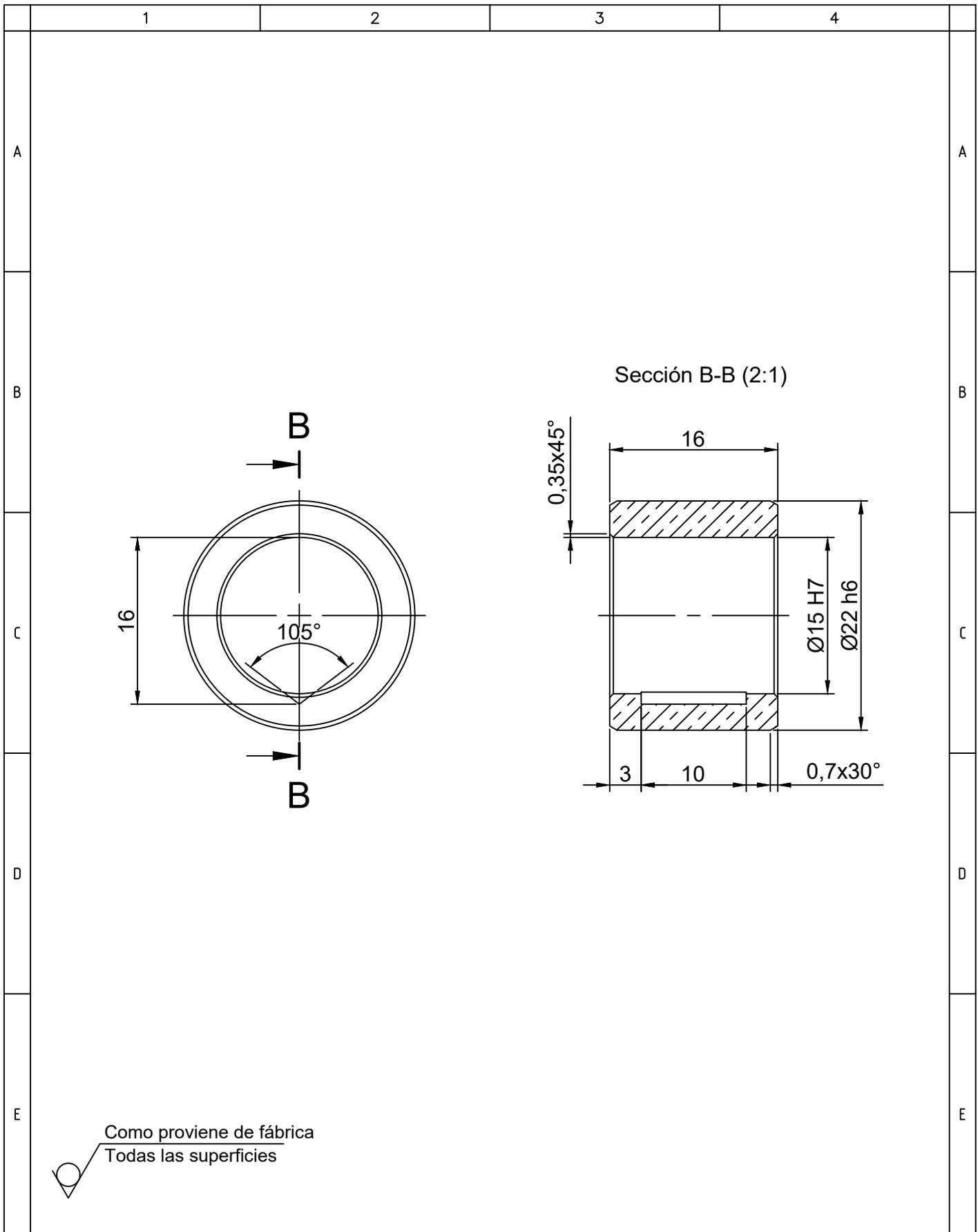
				Tolerancias:	Peso: 0,1 kg	Materiales: Acero ASTM A228	
						Denominación: Resorte de compresión	Escala: 2:1
				Fecha:	Nombre:		
				Dib.	Kevin Rivera G.		
				Rev.	Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano		
					Universidad Nacional de Loja	Número de dibujo:	1.1.7
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				



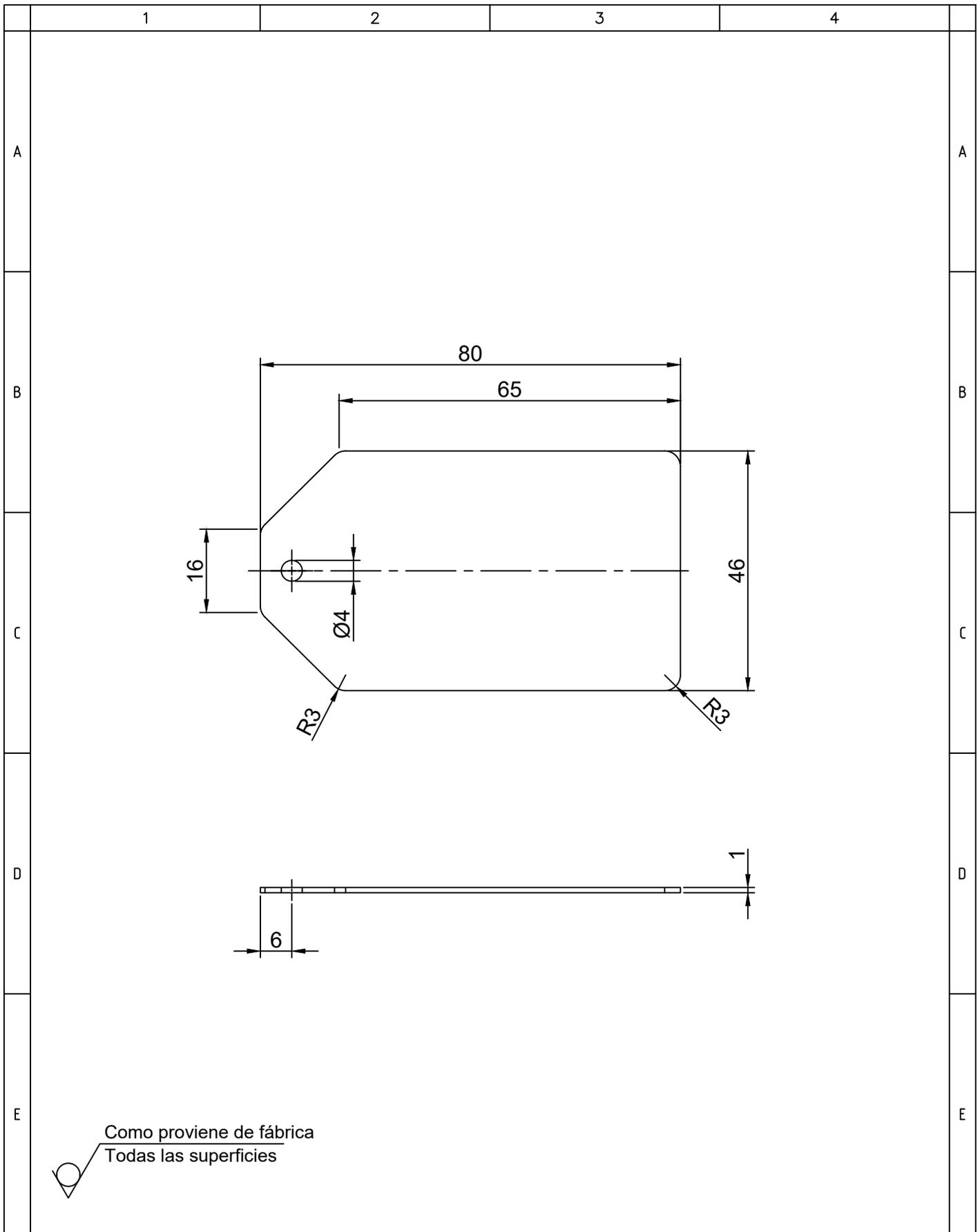
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:	
				Ø22 h6/K7	0,4 kg	Bronce fosfórico SAE 40	
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
			Dib.		Kevin Rivera G.		
			Rev.		Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:	1:1
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Nacional de Loja		1.1.8	



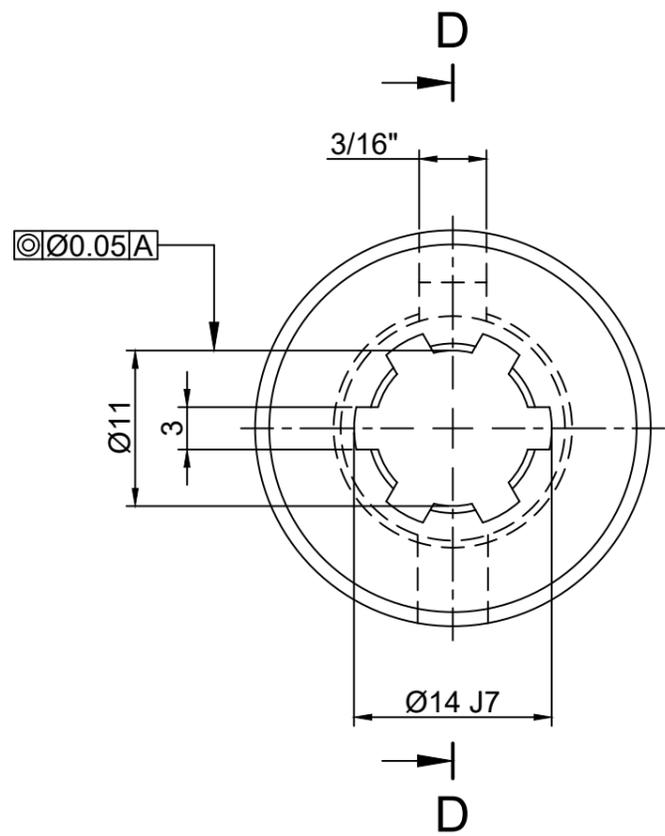
				Tolerancias:	Peso: 0,6 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
				Fecha:	Nombre:	Denominación: Base frontal	Escala: 1:1
			Dib.		Kevin Rivera G.		
			Rev.		Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo: 1.1.9	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Nacional de Loja			



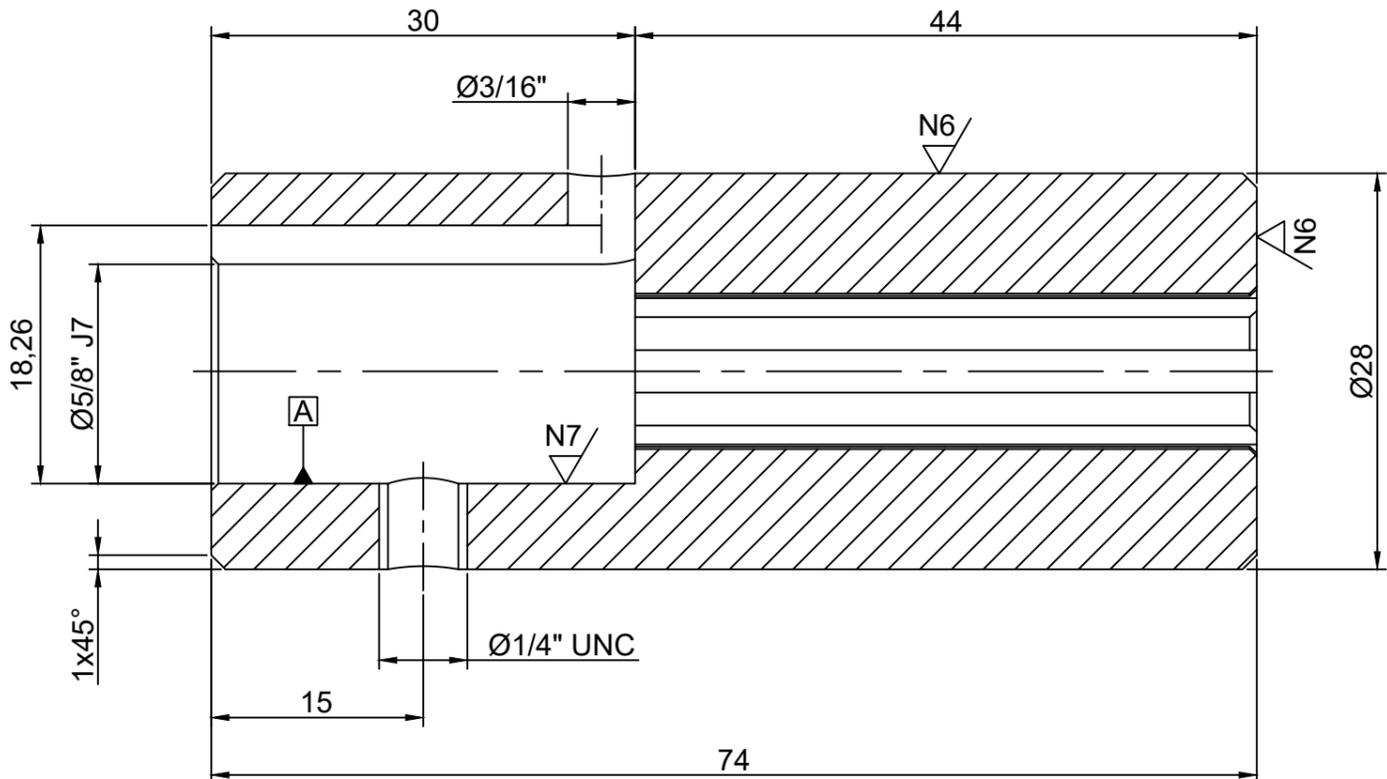
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:		
				Ø15 e7/H7 Ø22 h6/K7	0,06 kg	Bronce SAE 660		
				Fecha:	Nombre:	Denominación: Cojinete de fricción	Escala: 2:1	
			Dib.	Kevin Rivera G.				
			Rev.	Byron Solórzano				
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo: 1.1.10		
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre					



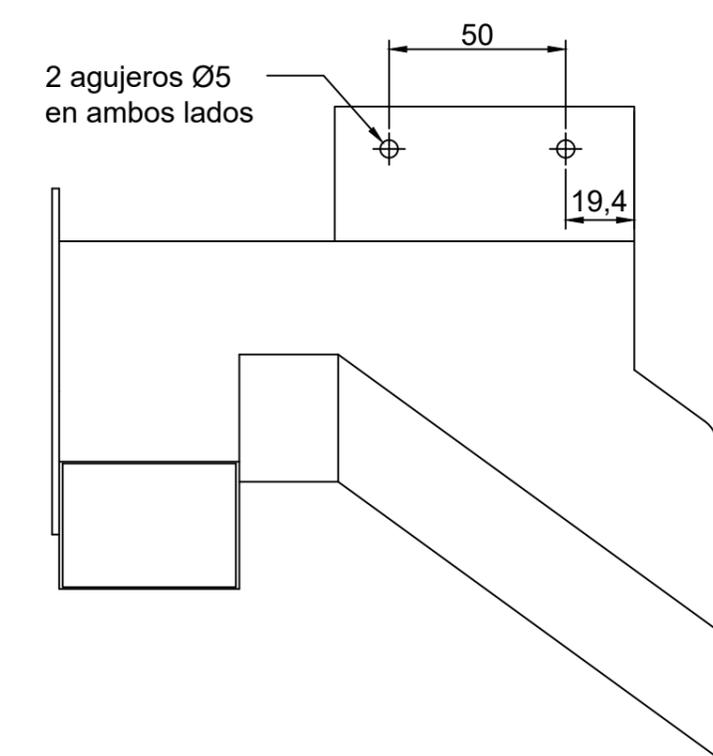
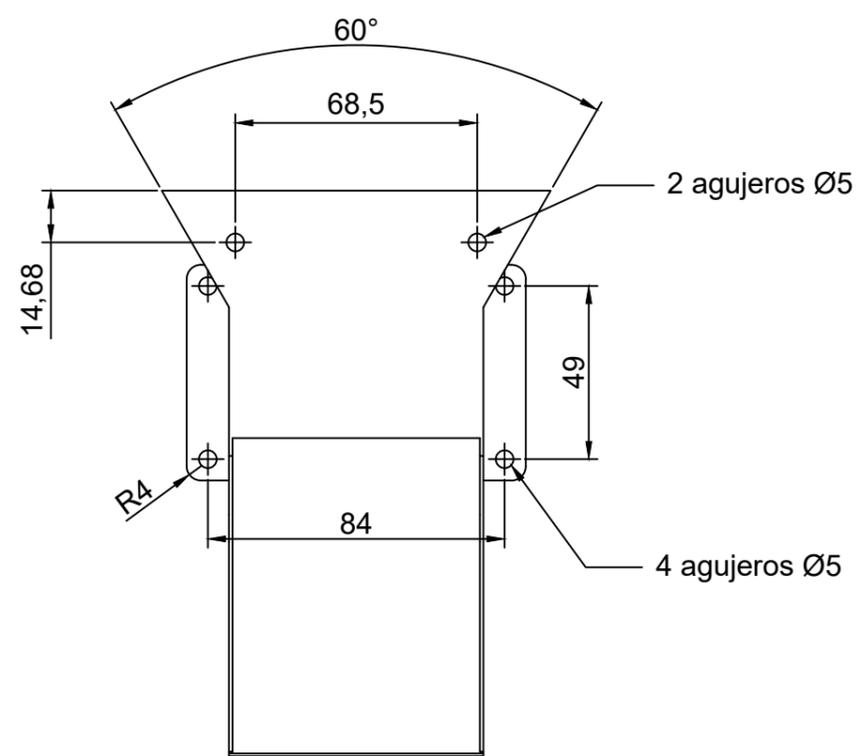
				Tolerancias:	Peso: 0,03 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430		
						Denominación: Compuerta tolva de entrada	Escala: 1:1	
				Fecha:	Nombre:			
				Dib.	Kevin Rivera G.			
				Rev.	Byron Solórzano			
				Apro.	Byron Solórzano			
						Número de dibujo:	1.1.11	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre					



Sección D-D (2:1)



				Tolerancias: Ø14 h6/J7 Ø5/8" h6/J7	Peso: 0,3 kg	Materiales: Acero Aleado	
				Fecha:	Nombre:	Denominación: Acoplamiento estriado	Escala: 2:1
				Dib.	Kevin Rivera G.		
				Rev.	Byron Solórzano		
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo: 1.2.1	
					Universidad Nacional de Loja		
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				

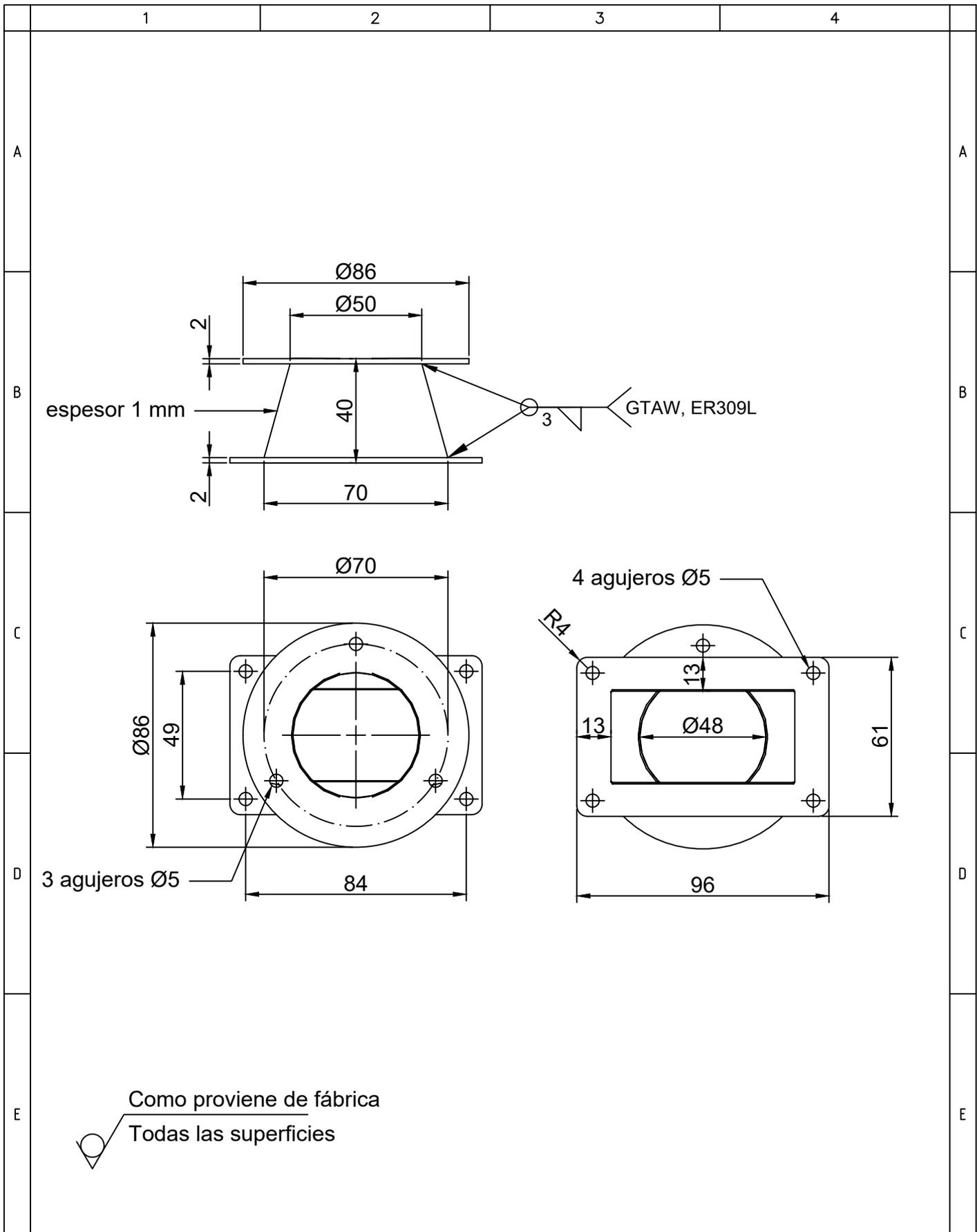


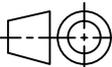
Como proviene de fábrica
Todas las superficies

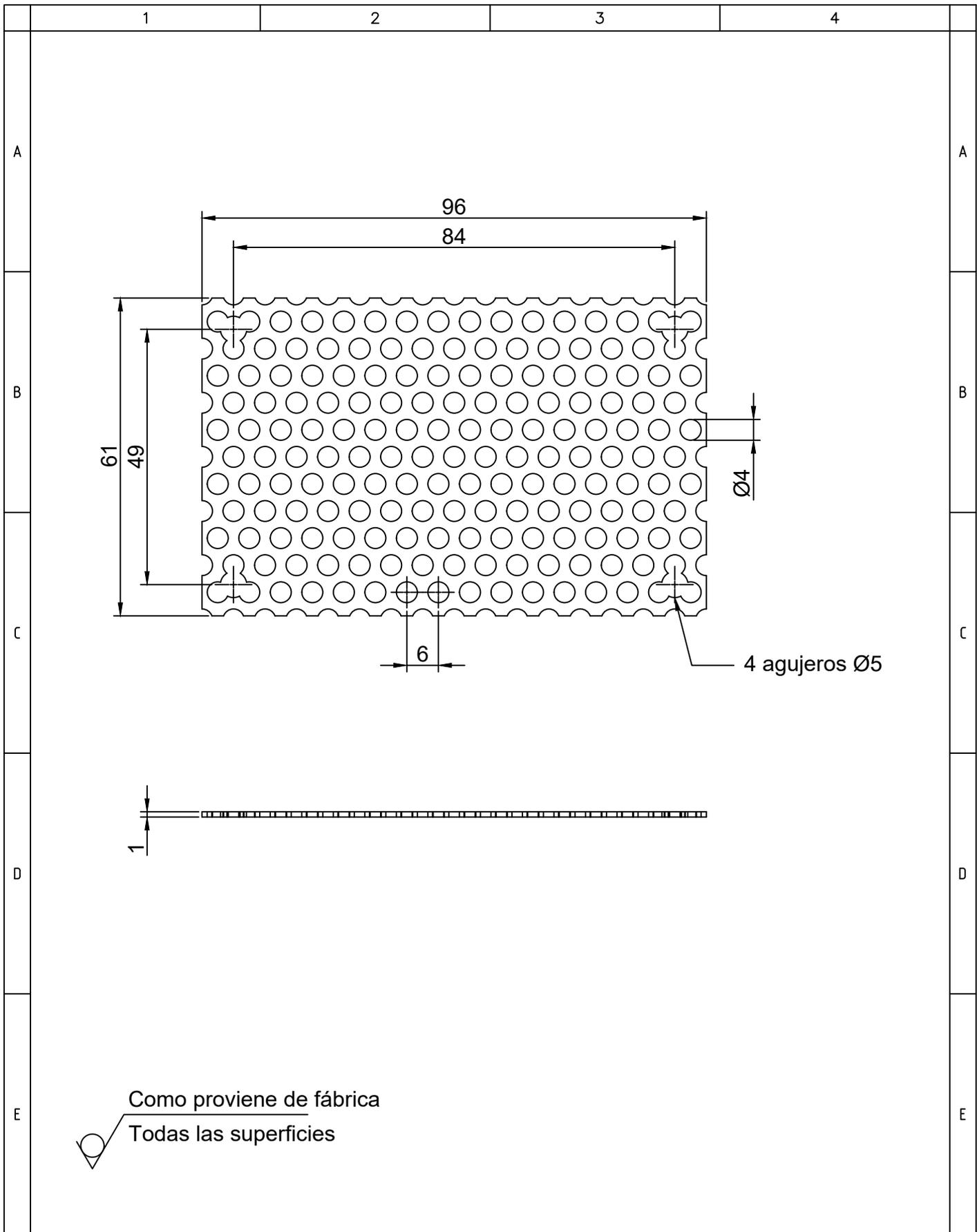
Todas las uniones
de esquina

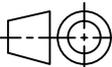
2
G
GTAW, ER309L

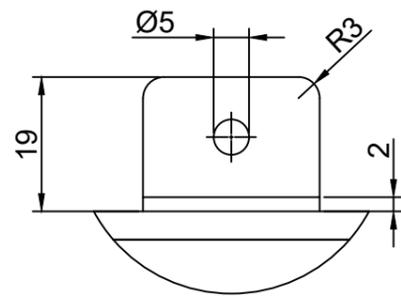
					Tolerancias:	Peso: 0,5 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
					Fecha:	Nombre:	Denominación: Ducto de descarga y transporte de cisco	Escala: 1:2
					Dib.	Kevin Rivera G.		
					Rev.	Byron Solórzano		
					Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo: 1.3.1 (b)	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre			 Universidad Nacional de Loja		



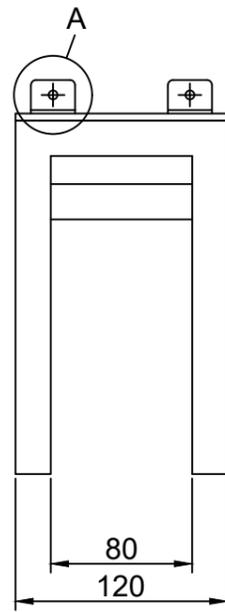
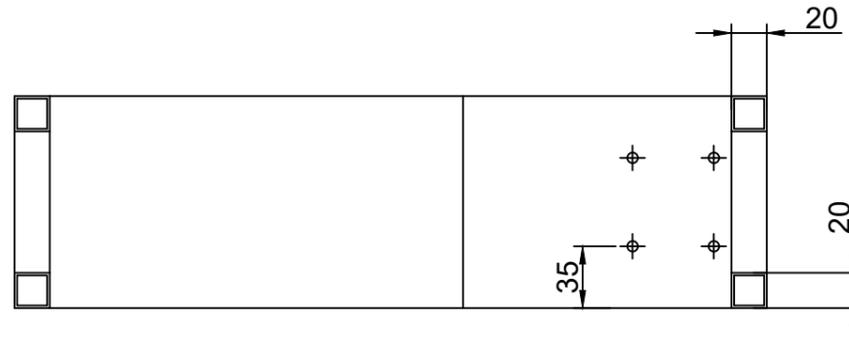
				Tolerancias:	Peso: 0,2 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
					Fecha:	Nombre:	Denominación: Brida de acople
				Dib.		Kevin Rivera G.	
				Rev.		Byron Solórzano	
				Apro.		Byron Solórzano	Escala: 1:2
					Universidad Nacional de Loja	Número de dibujo:	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				



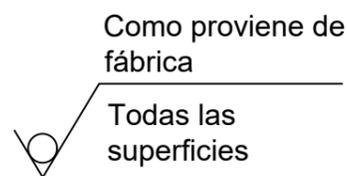
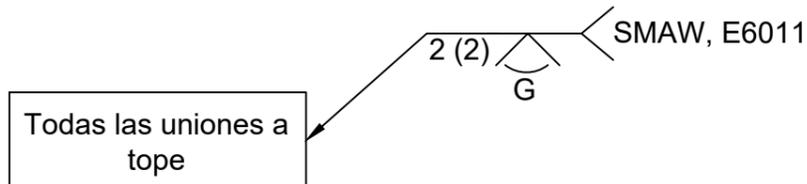
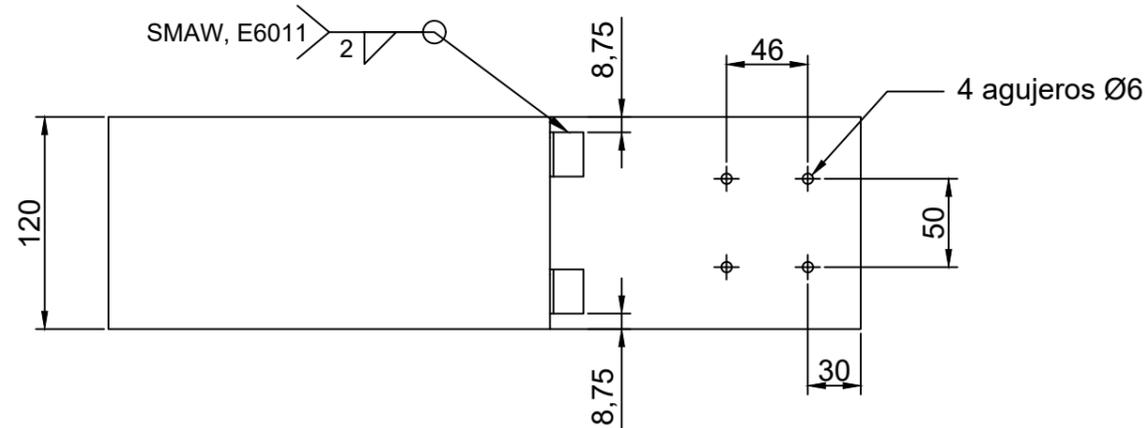
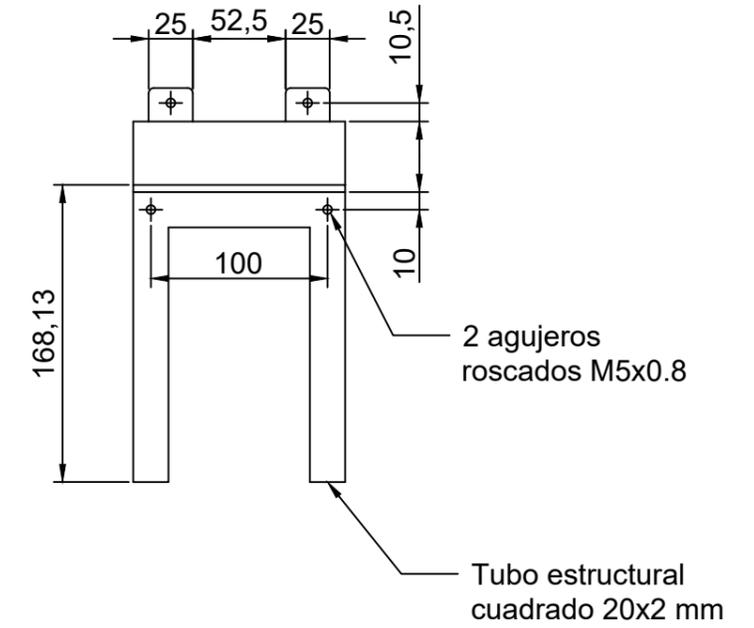
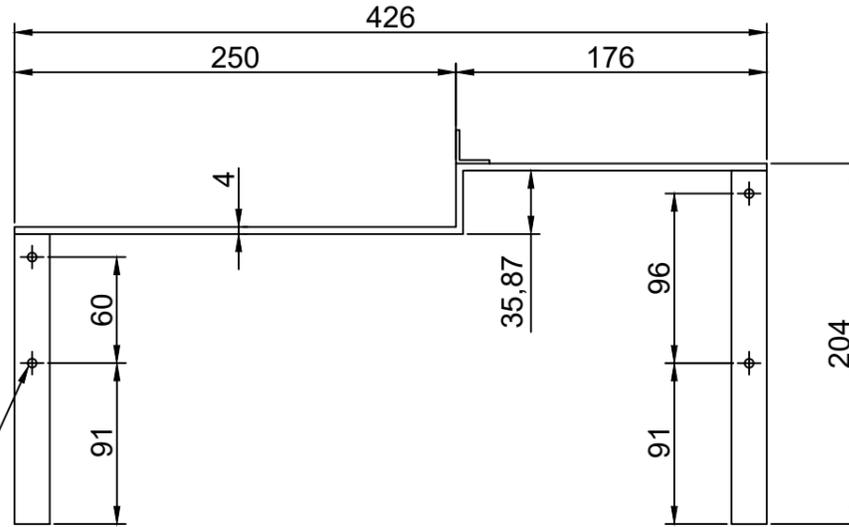
				Tolerancias:	Peso: 0,03 kg	Materiales: Acero inoxidable AISI 430	
					Fecha:	Nombre:	Denominación: Tamiz separador
				Dib.		Kevin Rivera G.	
				Rev.		Byron Solórzano	
				Apro.		Byron Solórzano	Escala: 1:1
					Universidad Nacional de Loja	Número de dibujo:	
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre				



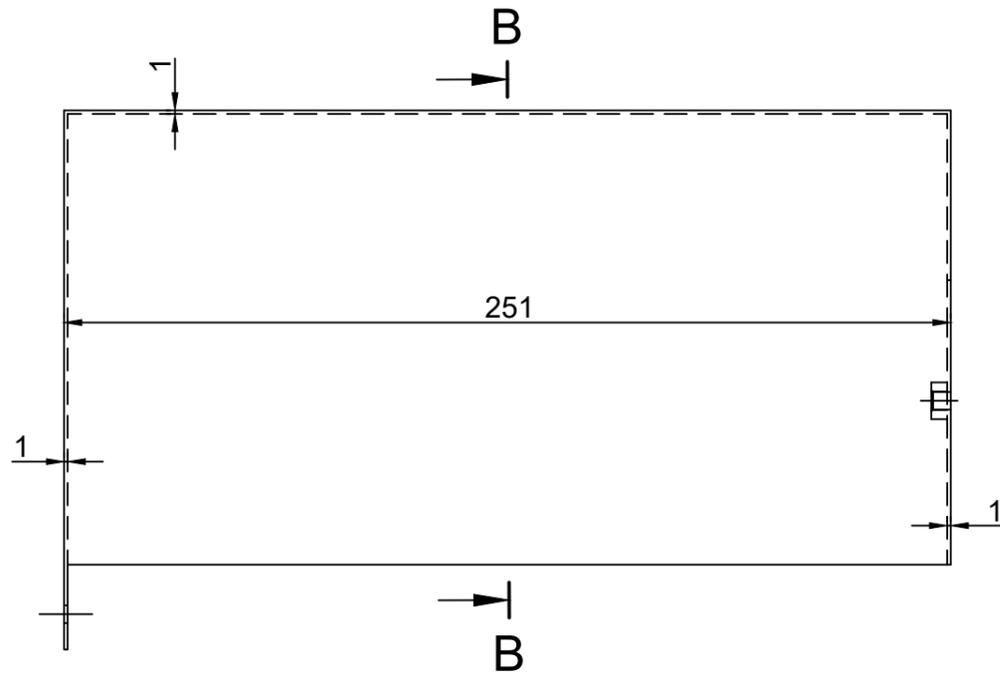
Detalle A (1:1)



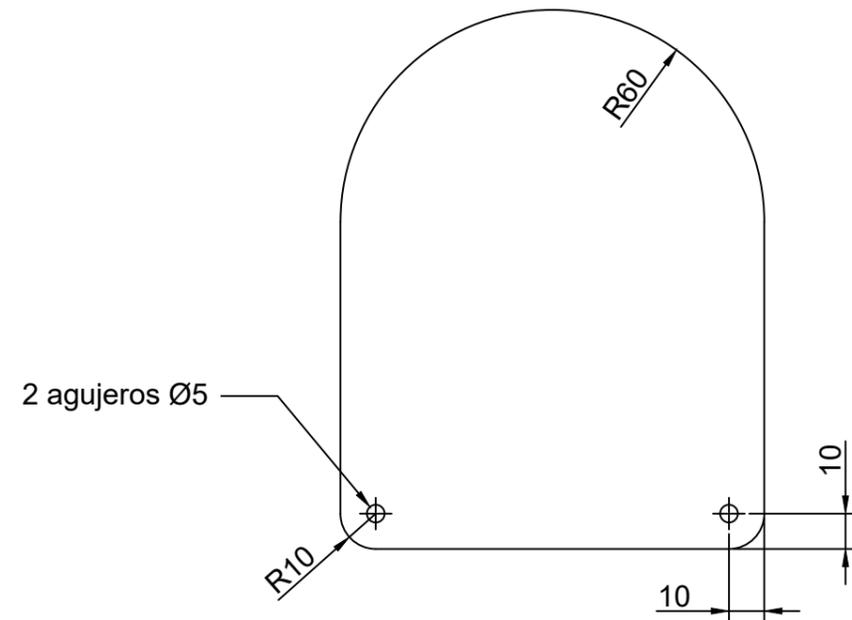
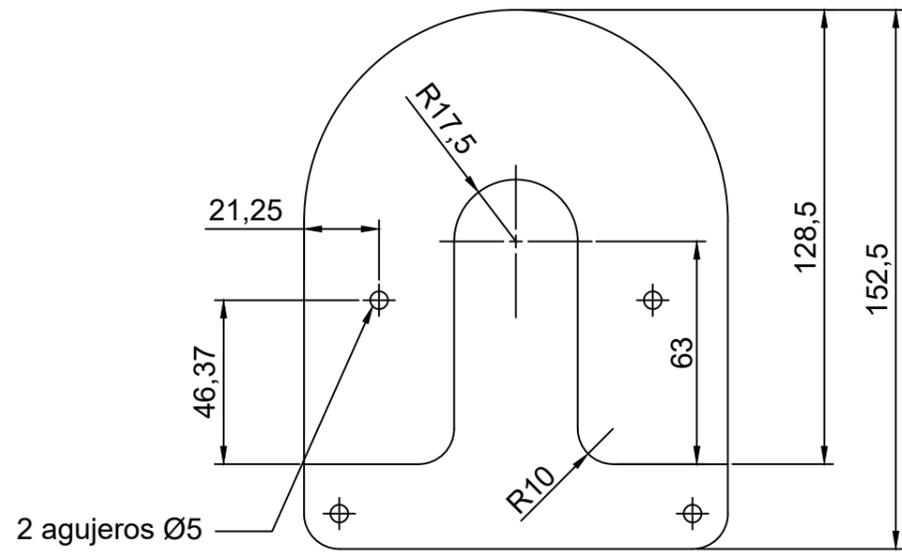
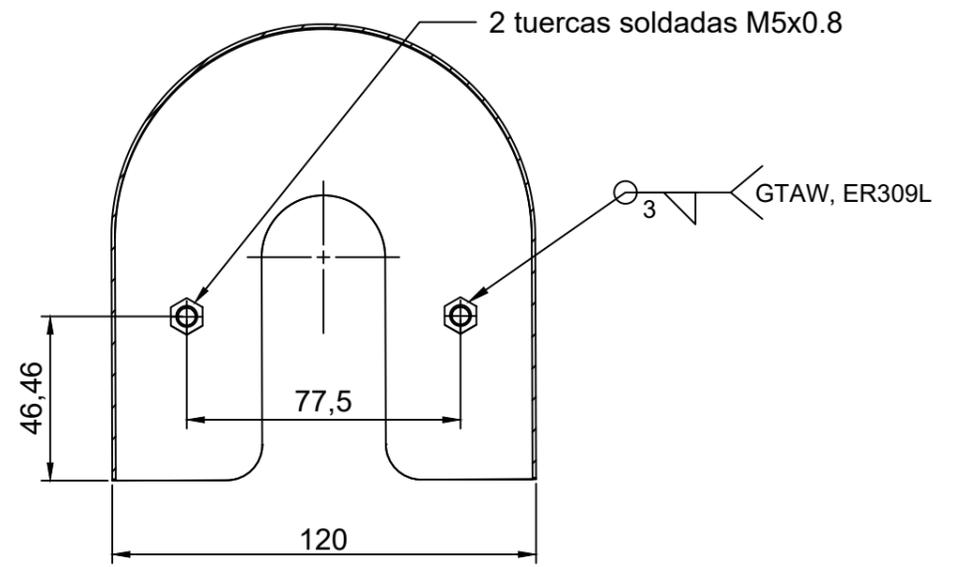
4 agujeros roscados M5x0.8



					Tolerancias:	Peso:	Materiales:			
						2,5 kg	Acero ASTM A36			
					Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:		
					Dib.	Kevin Rivera G.			Bastidor	1:4
					Rev.	Byron Solórzano				
					Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:	1.4.1		
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre		 Universidad Nacional de Loja					



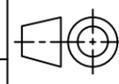
Sección B-B (1:2)

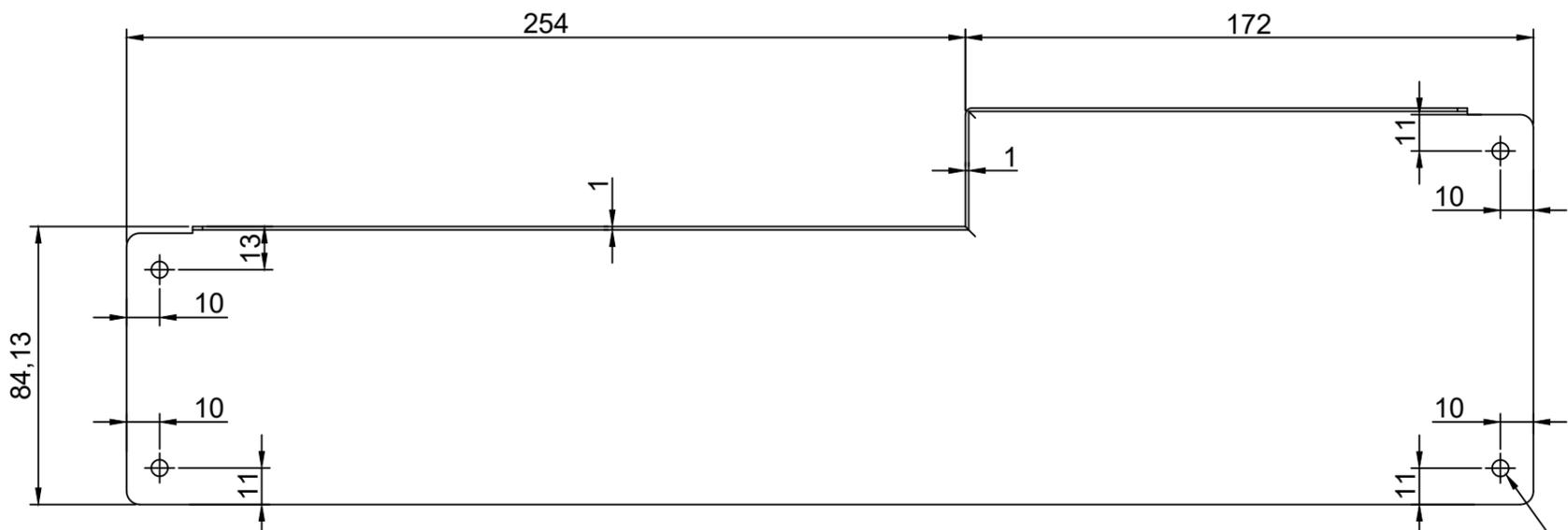
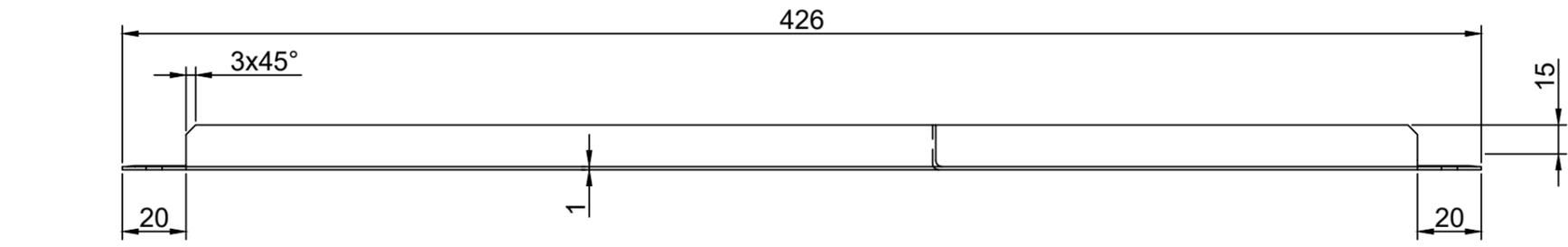
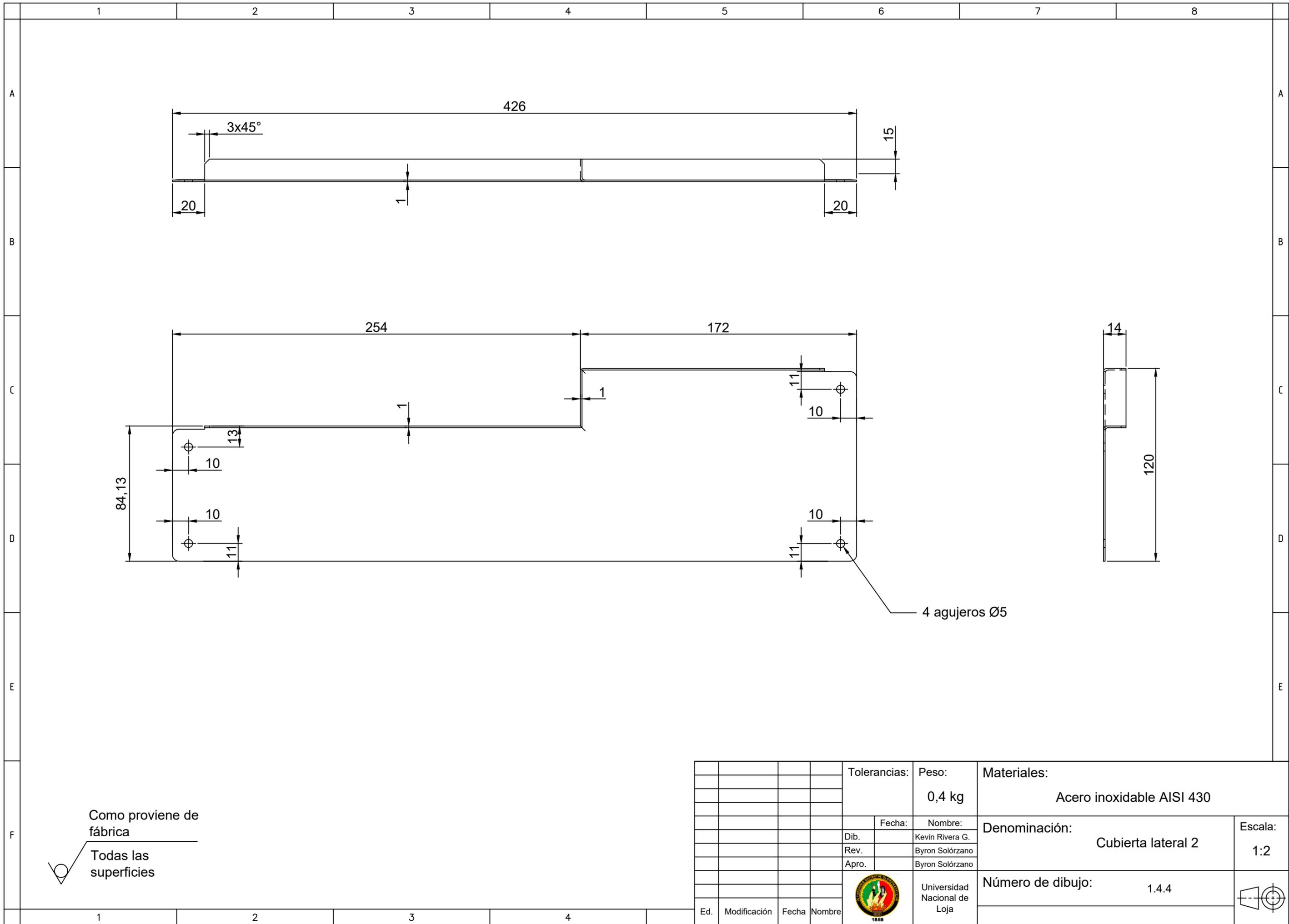


Como proviene de fábrica
 Todas las superficies

Todas las uniones a tope

(1) GTAW, ER309L

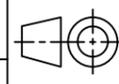
				Tolerancias:	Peso:	Materiales:			
					0,8 kg	Acero inoxidable AISI 430			
				Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:		
				Dib.	Kevin Rivera G.			Cubierta motorreductor	1:2
				Rev.	Byron Solórzano				
				Apro.	Byron Solórzano	Número de dibujo:			
						1.4.2			
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre	 Universidad Nacional de Loja					



4 agujeros Ø5

Como proviene de fábrica
 Todas las superficies

				Tolerancias:	Peso:	Materiales:	
					0,4 kg	Acero inoxidable AISI 430	
					Fecha:	Nombre:	Denominación: Cubierta lateral 2
				Dib.		Kevin Rivera G.	
				Rev.		Byron Solórzano	
				Apro.		Byron Solórzano	Escala: 1:2
							Número de dibujo: 1.4.4
Ed.	Modificación	Fecha	Nombre			Universidad Nacional de Loja	



Anexo 21.

Certificado de traducción del resumen

Loja, 12 de Febrero de 2025.

Lic. Anthony Ronaldo Mendoza Cuenca
Licenciado en Ciencias de Educación mención Inglés

Yo, Lic. Anthony Ronaldo Mendoza Cuenca, con cédula de identidad 1150176954 y número de registro profesional SENESCYT: 1008-2021-2371355, docente de Fine-Tuned English Language Institute.

Certifico, haber realizado la traducción minuciosa del resumen del trabajo de titulación denominado "DISEÑO DE UNA TRILLADORA DE CAFÉ PARA PRUEBAS DE LABORATORIO", realizado por Kevin Efrén Rivera Granda, con cédula de identidad 1105026544, estudiante de la carrera de Electromecánica perteneciente a la Facultad de la Energía, Las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables, de la Universidad Nacional De Loja, y es una traducción fiel y exacta del documento original según mi saber y entender.

Todo lo anteriormente expuesto lo certifico en honor a la verdad y autorizo al interesado hacer uso de la presente para los fines pertinentes.

Atentamente,



Lic. Anthony Ronaldo Mendoza Cuenca
Licencia en Ciencias de la Educación Mención Inglés
Email: anthony.mendozacuenca@gmail.com
Tel: 0994109955