UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS

DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA DEL CITE TEXTIL CAMÉLIDOS CUSCO

PRESENTADO POR:

Br. GUIDO CCAHUATA YAURI

PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

ASESOR:

Mgt. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

CUSCO – PERÚ

2026

Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el **Asesor** Mgt. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ ..... quien aplica el software de detección de similitud al trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA DEL CITE TEXTIL CAMÉLIDOS CUSCO

Presentado por: GUIDO CCAHUATA YAURI ..... DNI N° 73622059 ;
presentado por: ..... DNI N°: .....
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02 veces, mediante el Software de Similitud, conforme al Art. 6° del ***Reglamento para Uso del Sistema Detección de Similitud en la UNSAAC*** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6 **%.**

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto** las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 06 de OCTUBRE de 2026

Firma

Post firma EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

Nro. de DNI 42440964

ORCID del Asesor 0000 0002 6125 7147

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: **oid:** 27259 : 635035614

TESIS (Guido Ccahuata Yauri).pdf

Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega
trn:oid:::27259:635035614

Fecha de entrega
6 oct 2026, 11:16 a.m. GMT-5

Fecha de descarga
6 oct 2026, 12:35 p.m. GMT-5

Nombre del archivo
TESIS (Guido Ccahuata Yauri).pdf

Tamaño del archivo
18.7 MB

205 páginas

34.651 palabras

197.082 caracteres

6% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 12 palabras)

Fuentes principales

5% Fuentes de Internet
1% Publicaciones
3% Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

Texto oculto
33 caracteres sospechosos en N.º de página
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a mi familia, quienes han sido el pilar fundamental en cada etapa de mi vida. A mi padre, por su ejemplo y fortaleza; a mis hermanos, por su compañía y apoyo constante; y de manera muy especial a mi madre, quien ha sido mi mayor motivación, brindándome su apoyo incondicional, confianza y amor en todo momento.

Este logro también es suyo, y representa el resultado de todo el esfuerzo, sacrificio y valores que me han inculcado a lo largo de mi formación personal y profesional

PRESENTACIÓN

Señor:

Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

Señores docentes miembros del jurado.

En cumplimiento con el Reglamento de Grados y Títulos de nuestra universidad, y con el objetivo de optar el título de Ingeniero Mecánico, presento ante usted y el honorable jurado este trabajo de investigación titulado: **"DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA DEL CITE TEXTIL CAMÉLIDOS CUSCO"**

El objetivo de esta investigación es el diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco. Para llevar a cabo este estudio, se aplicaron los principios fundamentales de la metodología de investigación científica.

Br. CCAHUATA YAURI, Guido

RESUMEN

La presente investigación tuvo como objetivo diseñar un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, orientado a mejorar el proceso de hilado en entornos semiindustriales y de pequeña producción, así como reducir la intervención manual del operario, aplicando la norma alemana VDI 2221. El mecanismo incorpora tres pares de rodillos de estiraje de 40 mm de diámetro, un tren de diez engranajes rectos, un motor BLDC de 75 W y un sistema de regulación de posición de los rodillos superiores mediante tornillos de potencia accionados por tres motores paso a paso NEMA 23, controlados por un Arduino Mega 2560, con seis niveles de posicionamiento. Asimismo, se establecieron las relaciones de transmisión considerando una condición nominal de diseño de 16 kg/día, cuya capacidad puede regularse mediante la velocidad del motor. El comportamiento del mecanismo fue evaluado mediante simulación en SolidWorks, verificándose concordancia entre las velocidades angulares teóricas y simuladas de los rodillos. El análisis estructural del bastidor, mesa de soporte y caja de control mostró esfuerzos inferiores al límite de fluencia y deformaciones mínimas para las condiciones de carga consideradas. Desde el punto de vista económico, se determinó una inversión inicial de S/ 12 384. El análisis financiero a cinco años, bajo escenarios de aprovechamiento del tiempo operativo liberado, evidenció la viabilidad económica del diseño. Finalmente, el mecanismo constituye una propuesta para reducir la alimentación manual continua, cuya validación funcional deberá realizarse mediante la construcción del prototipo y ensayos experimentales.

Palabras clave: Fibra de alpaca, Máquina hiladora, Manuar de estiraje, Hilatura, Tren de engranajes.

ABSTRACT

This research aimed to design a mechanism for the continuous supply of alpaca fiber to a spinning machine at CITE Textil Camélidos Cusco, intended to improve the spinning process in semi-industrial and small-scale production environments, as well as reduce operator manual intervention, applying the German VDI 2221 standard. The mechanism incorporates three pairs of 40 mm-diameter drafting rollers, a train of ten spur gears, a 75 W BLDC motor, and a position-adjustment system for the upper rollers using power screws driven by three NEMA 23 stepper motors, controlled by an Arduino Mega 2560, with six positioning levels. Likewise, the transmission ratios were established considering a nominal design condition of 16 kg/day, with capacity adjustable through motor speed variation. The mechanism's behavior was evaluated through SolidWorks simulation, verifying agreement between the theoretical and simulated angular speeds of the rollers. Structural analysis of the frame, support table, and control box showed stresses below the material yield strength and minimal deformations under the considered loading conditions. From an economic perspective, an initial investment of S/ 12,384 was determined. The five-year financial analysis, under scenarios of utilization of the released operating time, indicated the economic viability of the design. Finally, the mechanism constitutes a proposal to reduce continuous manual feeding, whose functional validation should be carried out through prototype construction and experimental testing.

Keywords: Alpaca fiber, Spinning machine, Stretching manuar, Spinning, Gear train.

INTRODUCCIÓN

Se da a conocer la presente investigación, la cual tiene como principio el diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora de capacidad semiindustrial, ubicada en el CITE Textil Camélidos Cusco. Dicha máquina está orientada al fortalecimiento de las actividades de investigación y desarrollo en el sector textil, así como al apoyo directo a los pequeños productores y artesanos textiles de la región.

Con la finalidad de sistematizar la investigación, se presenta el siguiente orden, distribuido por capítulos:

En el Capítulo I se presentan los aspectos generales, el planteamiento del problema, los objetivos, la justificación, así como los alcances y limitaciones del estudio.

El Capítulo II desarrolla el marco teórico, presentando los fundamentos conceptuales y técnicos que sustentan la investigación y el diseño del mecanismo propuesto.

En el Capítulo III se presenta el diseño conceptual del mecanismo, considerando la definición de requerimientos, la estructura de funciones, la generación de alternativas de solución y la selección del concepto óptimo, de acuerdo a la norma alemana VDI 2221.

El Capítulo IV presenta el diseño detallado del mecanismo propuesto, incluyendo el dimensionamiento y selección de sus componentes mecánicos, así como su validación mediante herramientas de ingeniería asistida por computadora (CAE).

Finalmente, en el Capítulo V se presenta la evaluación económica, costos de fabricación y se realiza el análisis económico del proyecto, incluyendo indicadores de rentabilidad como el VAN y TIR, seguido de las conclusiones y recomendaciones correspondientes.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN 1
RESUMEN 2
ABSTRACT 3
INTRODUCCIÓN 4
ÍNDICE DE TABLAS 10
ÍNDICE DE FIGURAS 12
NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS 15
LISTA DE SIGLAS 18
CAPÍTULO I 19
1. ASPECTOS GENERALES 19
1.1. ÁMBITO GEOGRÁFICO 19
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 21
1.3. PROBLEMAS 22
1.3.1. Problema general 22
1.3.2. Problemas específicos 22
1.4. OBJETIVOS 23
1.4.1. Objetivo general 23
1.4.2 Objetivos específicos 23
1.5. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN 24
1.6. HIPÓTESIS 25
1.6.1. Hipótesis general 25
1.7. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN 25
1.7.1. Operacionalización de variables 25
1.8. ALCANCES Y LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN 26
1.8.1. Alcances 26
1.8.2. Limitaciones 26
1.9. METODOLOGÍA 27
1.10. ESTADO DEL ARTE 31
1.10.1. Patentes 31
1.10.2. Trabajos de investigación – Tesis 33

1.10.3. Artículos científicos 37

CAPÍTULO II 40

2. MARCO TEORICO 40

2.1. *Población de Alpaca* 40

2.1.1. Razas de alpaca 42

2.2. *Propiedades de la Fibra de Alpaca* 43

2.2.1. Propiedades Físicas 43

2.2.2. Propiedades Mecánicas 45

2.3. *Procesos de transformación de la fibra* 46

2.4. Mecánica de alimentación de fibra 52

2.4.1. Rodillos de estiraje 52

2.4.2. Comportamiento mecánico de los rodillos 54

2.4.3. Rodamientos y chumaceras en sistemas rotativos 55

2.4.4. Guía hilo 56

2.4.5. Tren de engranajes 56

2.4.6. Mecanismo de Presión y Sincronización 57

2.5. Sistema de control 59

2.5.1. Servomotor 59

2.5.2. Arduino 60

2.5.3. Driver de servomotor 61

2.5.4. Pantalla HMI. 62

CAPÍTULO III 64

3. DISEÑO CONCEPTUAL 64

3.1. Lista de exigencias 64

3.2. Caja Negra 67

3.3. Matriz Morfológica 69

3.3.1. Solución 01 71

3.3.2. Solución 02 72

3.3.3. Solución 03 73

3.3.4 Solución 04 74

3.4. *Evaluación de los proyectos preliminares* 75

3.4.1. Evaluación técnica 76
3.4.2. Evaluación económica 77
3.4.3. Selección de la alternativa óptima 78

CAPÍTULO IV 79

4. DISEÑO DEL MECANISMO 79

4.1. Selección y justificación de materiales 79

4.2. Diseño de rodillos de estiraje 80

4.2.1. Determinación de distancia entre rodillos 80
4.2.2. Diámetro de rodillos 81
4.2.3. Longitud de Rodillos 82

4.3. *Cálculo de velocidades de los rodillos de estiraje* 84

4.3.1. Relación de Estiraje 84
4.3.2. Determinación de la densidad lineal de la mecha 85
4.3.3. Cálculo de la velocidad lineal del rodillo alimentador 85

4.4. *Diseño del Tren de Engranajes para rodillos de estiraje* 87

4.4.1. Ancho de cara 88
4.4.2. Relaciones de transmisión 88

4.5. *Simulación y Validación del Tren de Engranajes* 92

4.5.1. Resultados del Estudio de Movimiento 93
4.5.2. Capacidad nominal de alimentación del mecanismo propuesto 94

4.6. *Análisis de Esfuerzo del Engranaje más Crítico del Tren de Transmisión* .. 95

4.6.1. Verificación a la flexión (Lewis/AGMA) 97
4.6.2. Verificación al contacto (AGMA) 99

4.7. *Diseño del Sistema de Regulación de posición de los rodillos de presión* . 100

4.7.1. Tornillo de Potencia 101
4.7.2. Selección del Motor Paso a Paso 105
4.7.3. Niveles teóricos de desplazamiento vertical 106
4.7.4. Arquitectura del Sistema de Control 107
4.7.5. Diagrama de Flujo del Programa 111
4.7.6. Diagrama de conexiones físicas 114
4.7.7. Código de programación 115

4.8. Cálculo de Torque y Potencia del Motor para los Rodillos de Estiraje 116

4.8.1. Selección del motor para el Sistema de Estiraje 118
4.9. Diseño de Ejes de los Rodillos 119
4.9.1. Cálculo del factor de seguridad por esfuerzo cortante en el eje 127
4.10. Análisis de Fatiga 129
4.10.1. Resistencia a la fatiga corregida (Se) 130
4.10.2. Factores de concentración del esfuerzo (K_f, K_{fs}) 131
4.10.3. Esfuerzos en el punto C 131
4.10.4. Factor de seguridad por el criterio de Goodman 132
4.11. Cálculo de Rodamientos. 133
4.12. Cálculos chavetas 135
4.13. Cálculo de soldadura del Bastidor 136
4.14. Análisis Estructural mediante Elementos Finitos (FEA) 139
4.14.1. Simulación de la estructura del mecanismo (Bastidor) 140
4.14.2. Simulación de la Caja de Control 144
4.14.3. Simulación de la mesa soporte 147
4.15. Validación analítica de resultados 151
4.15.1. Modelo analítico propuesto 151
4.15.2. Comparación de resultados 153

CAPÍTULO V 155

5. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL MECANISMO 155
5.1. Costos para la fabricación del mecanismo 155
5.2. Indicadores de rentabilidad 159
5.3. Flujo de caja 160
5.3.1. Cálculo del Ahorro Económico Anual 161
5.3.2. Evaluación económica para los 3 Escenarios 162

CONCLUSIONES 165

RECOMENDACIONES 167

BIBLIOGRAFÍA 168

APÉNDICES 171

APÉNDICE 01: *DURACIÓN NOMINAL PARA LOS RODAMIENTOS* 171
APÉNDICE 02: COEFICIENTES X E Y PARA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS 171

APÉNDICE 03: *DIMENSIONES DE LAS CHAVETAS CUADRADAS Y PLANAS* 171
APÉNDICE 04: *PROPIEDADES DEL CORDÓN DE SOLDADURA TRATADO COMO LÍNEA* 172
APÉNDICE 05: *T*ABLA DE CASOS DE CARGA EN VIGAS: 172
APÉNDICE 06: TABLAS DE REFERENCIA PARA EL ANÁLISIS DE FATIGA 172
APÉNDICE 07: TABLAS PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE ENGRANAJES 174

ANEXOS 175

ANEXO 01: MATRIZ DE CONSISTENCIA 175
ANEXO 02: PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO 176
ANEXO 03: CATÁLOGO PARA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS 177
ANEXO 04: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RODAMIENTO 61801-2RS1 177
ANEXO 05: FICHA TÉCNICA DEL MOTOR DEL TREN DE TRANSMISIÓN 178
ANEXO 06: COTIZACIÓN DE FABRICACIÓN DE ENGRANAJES 179
ANEXO 07: DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE CONEXIONES 180
ANEXO 08: COMPONENTES MECÁNICOS Y ELECTRÓNICOS 180
ANEXO 09: CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA DE REGULACIÓN 181
ANEXO 10: PLANOS 185

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Operacionalización de variables 25
Tabla 2 Mundo distribución espacial de la alpaca según País Año 2018 40
Tabla 3 Distribución Geográfica de alpacas en el Perú 41
Tabla 4 Población de alpacas, según resultados censales 41
Tabla 5 Comparación entre las Razas Suri y Huacaya 43
Tabla 6 Valores referenciales del largo de mecha de la fibra de alpaca para industrialización 43
Tabla 7 Reporte de diámetro de la fibra en alpacas diferentes 44
Tabla 8 Resistencia a la tensión (N/cm²) 45
Tabla 9 Porcentaje de elongación 46
Tabla 10 Fibra de alpaca clasificada 47
Tabla 11 Dureza de Cauchos de tren de estiraje 53
Tabla 12 Comparación entre sistema convencional y sistema automatizado de control 63
Tabla 13 Lista de Exigencias 65
Tabla 14 Estructura de Funciones 68
Tabla 15 Matriz Morfológica 70
Tabla 16 Componentes y materiales de la solución 01 71
Tabla 17 Componentes y materiales de la solución 02 72
Tabla 18 Componentes y materiales de la solución 03 73
Tabla 19 Componentes y materiales de la solución 04 74
Tabla 20 Evaluación técnica del concepto solución según VDI 2221 76
Tabla 21 Evaluación económica del concepto solución según VDI 2221 77
Tabla 22 Resumen de evaluación de proyecto 78
Tabla 23 Selección de Materiales 79
Tabla 24 Longitud de fibra 80
Tabla 25 Dimensiones Propuestas para los rodillos de estiraje 82
Tabla 26 Cuadro resumen de las especificaciones técnicas de los Rodillos 83
Tabla 27 Propiedades mecánicas acero AISI / SAE 1045 84
Tabla 28 Cuadro resumen – Velocidades de rodillos 87
Tabla 29 Cuadro resumen – Parámetros del tren de engranajes 92
Tabla 30 Comparación de velocidades teóricas vs. simuladas 94

Tabla 31 Capacidades nominales obtenidas para distintas velocidades del motor. *95*
Tabla 32 Datos de Diseño *95*
Tabla 33 Niveles teóricos de desplazamiento vertical del sistema automatizado *107*
Tabla 34 Especificaciones técnicas del driver TB6600 ..... *110*
Tabla 35 Pasos de la etapa de arranque *113*
Tabla 36 Pasos de la etapa de operación *113*
Tabla 37 Parámetros clave para escoger el motor *118*
Tabla 39 Datos de Entrada *129*
Tabla 40 Esfuerzo permisible por el código AISC para metal de aporte *138*
Tabla 41 Propiedades mínimas del material de aporte *138*
Tabla 42 Límite elástico de los Materiales escogidos *139*
Tabla 43 Cuadro comparativo de Maderas *139*
Tabla 44 Datos de entrada para el modelo analítico propuesto *151*
Tabla 45 Comparación de resultados entre FEA y modelo analítico. *153*
Tabla 46 Costo de materiales *155*
Tabla 47 Costo de Fabricación *158*
Tabla 48 Resumen de Presupuesto *158*
Tabla 49 Indicadores de Rentabilidad utilizados *159*
Tabla 50 Interpretación de los indicadores *160*
Tabla 51 Planteamiento y Datos de entrada *160*
Tabla 52 Escenarios considerados para la evaluación económica *161*
Tabla 53 Flujo de Caja para 5 Años *162*
Tabla 54 Indicadores económicos del proyecto *164*

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 CITE Textil Camélidos Cusco 20
Figura 2 Ubicación del CITE Textil Camélidos Cusco 20
Figura 3 Proceso de hilado 22
Figura 4 Patente Nº WO1998039504 32
Figura 5 Patente N° CN105839212A 32
Figura 6 Patente Nº WO2002061188A1 33
Figura 7 Vista interna del sistema mecatrónico 34
Figura 8 Prototipo 3D de la máquina hiladora 35
Figura 9 Máquina Hiladora Open End 36
Figura 10 Componentes principales de un manuar 36
Figura 11 Máquinas de hilar con diferentes estructuras 37
Figura 12 Esquema tecnológico de máquina de hilar 38
Figura 13 Cambios en la geometría de la zona de hilatura de una máquina de hilar a anillos sobre la tensión y la calidad del hilo fabricado 39
Figura 14 Izquierda: alpaca de raza Suri. Derecha: alpaca de raza Huacaya 42
Figura 15 Diagrama del flujo del proceso de suministro de fibra de alpaca 49
Figura 16 Diagrama de mecánica de alimentación de fibra 52
Figura 17 Tren de Estiraje 53
Figura 18 DCL de los rodillos 54
Figura 19 Chumacera Tensora 55
Figura 20 Ejemplo de Tren de engranajes para los rodillos de estiramiento 56
Figura 21 Mecanismo de Presión 57
Figura 22 D.C.L del tornillo de potencia para que sea auto bloqueante 58
Figura 23 Estructura interna de un servomotor. 59
Figura 24 Partes generales de un Arduino 60
Figura 25 Driver TB6600 para Motores Paso a Paso 61
Figura 26 Pantalla HMI avanzada 4.3” 62
Figura 27 Caja Negra (Black Box) 67
Figura 28 Solución 1 71
Figura 29 Solución 02 72

Figura 30 Solución 03 ..... *73*
Figura 31 Solución 04 ..... *74*
Figura 32 Diagrama de evaluación técnico – económico *78*
Figura 33 Disposición de rodillos del sistema de alimentación de fibra *83*
Figura 34 Estirajes Definidos *86*
Figura 35 Configuración General del Tren de Engranajes *87*
Figura 36 Configuración del tren de engranajes *92*
Figura 37 Gráfica de velocidades angulares vs. tiempo para los engranajes W1, W3 y W5 ..... *93*
Figura 38 Fuerza tangencial transmitida en el engranaje W9 ..... *96*
Figura 39 Mecanismo de presión y regulación de los rodillos *101*
Figura 40: Presión ejercida entre rodillos *102*
Figura 41 Tornillo de potencia *102*
Figura 42 D.C.L del tornillo de potencia para que sea auto bloqueante *103*
Figura 43 Mecanismo de presión y regulación de los rodillos *104*
Figura 44 Motor paso a paso seleccionado para el sistema de regulación de presión *106*
Figura 45 Arquitectura del sistema de control de posición de rodillos de presión *108*
Figura 46 Especificaciones del Microinterruptor de final de carrera mecánico (microswitch) *109*
Figura 47 Especificaciones técnicas del Arduino Mega 2560 ..... *109*
Figura 48 Especificaciones técnicas de la Pantalla LCD *110*
Figura 49 Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación *111*
Figura 50 Conjunto del sistema de regulación de posición de rodillos de presión. *111*
Figura 51 Diagrama de flujo del programa de control de posición de rodillos de presión *112*
Figura 52 Diagrama de conexiones del sistema de regulación de rodillos de presión *115*
Figura 53 Ejes del Sistema de estiraje *120*
Figura 54 D.C.L eje N°3 ..... *121*
Figura 55 Vista lateral de engranaje acoplado al eje N°3 ..... *121*
Figura 56 D.C.L Resultante eje N°3, Plano (y-z) *122*
Figura 57 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del eje N°3 (Plano y-z) *123*
Figura 58 D.C.L Resultante eje N°3, Plano (x-z) *124*
Figura 59 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del eje N°3 (Plano x-z) *125*
Figura 60 Cargas aplicadas sobre el eje *128*
Figura 61 D.C.L del Eje N°3 ..... *129*

Figura 62 Cargas en los rodamientos *133*
Figura 63 Cordón de Soldadura y fuerzas ejercidas sobre la estructura *136*
Figura 64 Longitud y sección de cordón de soldadura *136*
Figura 65 Propiedades de masa del Mecanismo de Presión *140*
Figura 66 Carga por la presión entre rodillos *141*
Figura 67 Propiedades de masa del tren de engranajes *141*
Figura 68 Cargas y Restricciones aplicadas sobre el mecanismo *142*
Figura 69 Distribución de Esfuerzos de Von Mises *143*
Figura 70 Deformación máxima obtenida *143*
Figura 71 Cargas y fijaciones aplicadas sobre la caja de control *145*
Figura 72 Esfuerzos equivalentes de Von Mises *146*
Figura 73 Deformación máxima obtenida *146*
Figura 74 Propiedades de masa del mecanismo completo *147*
Figura 75 Propiedades de masa de la estructura de la caja de control *148*
Figura 76 Cargas y fijaciones aplicadas sobre la mesa de soporte *148*
Figura 77 Esfuerzos equivalentes de Von Mises *149*
Figura 78 Deformación máxima obtenida *150*

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

v	Velocidad lineal del rodillo
w	Velocidad angular del rodillo
d	Diámetro de rodillo
E	Estiraje
F_e	Fuerza de estiraje
σ	Resistencia a la tensión
A_f	Área de sección transversal fibra
T	Torque
P	Potencia
w_m	Velocidad angular del motor
i	Relación de transmisión entre engranajes
d	Diámetro de paso de engranaje
z	Número de dientes del engranaje
m	Módulo
c	Distancia entre centros
$\emptyset$	Ángulo de presión
W	Presión ejercida sobre el rodillo de estiraje
F	Ancho de cara
D_r	*Diámetro de rosca de perno*
μ	*Coeficiente de fricción estática*
p	*Paso de rosca*
θ	*Ángulo de paso*
F_r'	*Fuerza de fricción*
M	*Momento*
R	*Resultante*
F_T	*Fuerza tangencial*

F_r *Fuerza radial*

R_T *Carga transmitida*

d_E *Diámetro del engranaje*

M_R *Momento resultante*

r *Menor radio permisible*

τ_{perm} *Esfuerzo Cortante permisible*

τ_{maz} *Esfuerzo Cortante máximo*

S_y *Esfuerzo de Fluencia*

n *Factor de seguridad*

F_a *Fuerza axial*

L_h *Duración en horas de funcionamiento*

P_e *Carga equivalente*

C *Capacidad de base dinámica*

τ' Esfuerzo a corte puro

τ'' Esfuerzo a torsión pura

τ''' Esfuerzo a flexión pura

σ_{max} *Esfuerzo máximo obtenido*

e *Desplazamiento máximo obtenido*

Io *Inversión Inicial*

F_t *Flujo de caja neto en un periodo*

i *Tasa de descuento o costo de oportunidad del capital*

s *Vida útil del proyecto*

T_d $Torque\ de\ diseño\ (N.m)$

T_2 $Torque\ calculado = 0.439N.m$

η $Eficiencia\ Mecànica$

r' $Radio\ de\ entalle$

M_c $Momento\ Flector\ en\ el\ punto\ crítico$

S_{ut} $Resistencia\ última\ a\ la\ tracción$

S'_e $Resistencia\ a\ la\ fatiga$

S_e $Resistencia\ a\ la\ fatiga\ corregida$

k_a $Factor\ de\ acabado\ superficial$

k_b $Factor\ de\ tamaño$

k_c $Factor\ de\ carga$

k_d $Factor\ de\ temperatura$

k_e $Factor$ de confiabilidad

k_t $Factor\ de\ concentración\ de\ esfuerzos\ en\ flexión$

k_{ts} $Factor\ de\ concentración\ de\ esfuerzos\ en\ torsión$

q $Sensibilidad\ a\ la\ muesca\ sometido\ a\ flexión$

q_c $Sensibilidad\ a\ la\ muesca\ sometido\ a\ torsión$

k_f $Factor\ de\ concentración\ de\ esfuerzos\ en\ fatiga\ (flexión)$

k_{fs} $Factor\ de\ concentración\ de\ esfuerzos\ en\ fatiga\ (torsión)$

σ_a $Esfuerzo\ de\ flexión\ alternante$

σ_m $Esfuerzo\ de\ flexión\ medio$

τ_a $Esfuerzo\ de\ torsión\ alternante$

τ_m $Esfuerzo\ de\ torsión\ medio$

σ'_a $Esfuerzo\ equivalente\ alternante$

σ'_m $Esfuerzo\ equivalente\ medio$

P' $Peso$

w' $Carga\ lineal\ Distribuida$

L $Longitud$

M_{max} $Momento\ flector\ máximo$

I $Momento\ de\ Inercia$

h $Espesor$

σ_{max} $Esfuerzo\ de\ fleción\ máximo$

E $Modulo\ de\ elasticidad$

δ_{max} $Deflexión\ máxima$

LISTA DE SIGLAS

CITE	Centro de Innovación Productiva y Transferencia Tecnológica Textil Camélidos Cusco
ITP	Instituto Tecnológico de la Producción.
VDI	*Verein Deutscher Ingenieure* (Asociación de Ingenieros Alemanes).
VAN	Valor Actual Neto.
TIR	Tasa Interna de Retorno.
AISI	*American Iron and Steel Institute* (Instituto Americano del Hierro y el Acero).
CAD	*Computer-Aided Design* (Diseño Asistido por Computadora).
CAE	*Computer-Aided Engineering* (Ingeniería Asistida por Computadora).
FEA	*Finite Element Analysis* (Análisis de Elementos Finitos)
AGMA	*American Gear Manufacturers Association* (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes)

CAPÍTULO I

1. ASPECTOS GENERALES

1.1. ÁMBITO GEOGRÁFICO

La ejecución del presente estudio se desarrolla en el CITE Textil Camélidos Cusco, entidad dedicada a la investigación, desarrollo tecnológico, innovación y transferencia de conocimientos en el sector textil.

El CITE Textil Camélidos Cusco forma parte del Instituto Tecnológico de la Producción (ITP), organismo adscrito al Ministerio de la Producción, y cumple un rol fundamental en el fortalecimiento de las capacidades técnicas y productivas de pequeños productores, artesanos y unidades productivas del ámbito textil a nivel regional.

El presente estudio técnico se enfoca en desarrollar un sistema mecánico destinado a una hiladora de carácter semiindustrial perteneciente al CITE en Cusco. El propósito es generar alternativas tecnológicas que se ajusten con precisión a las necesidades actuales del sector textil artesanal y semiindustrial de esta región.

- Provincia : Cusco
- Departamento : Cusco
- Entidad : CITE Textil Camélidos Cusco
- Institución a la que pertenece : Instituto Tecnológico de la Producción (ITP)
- Dirección : Av. Las Américas Mz. J Lt. 1, Urb. Parque industrial

Figura 1

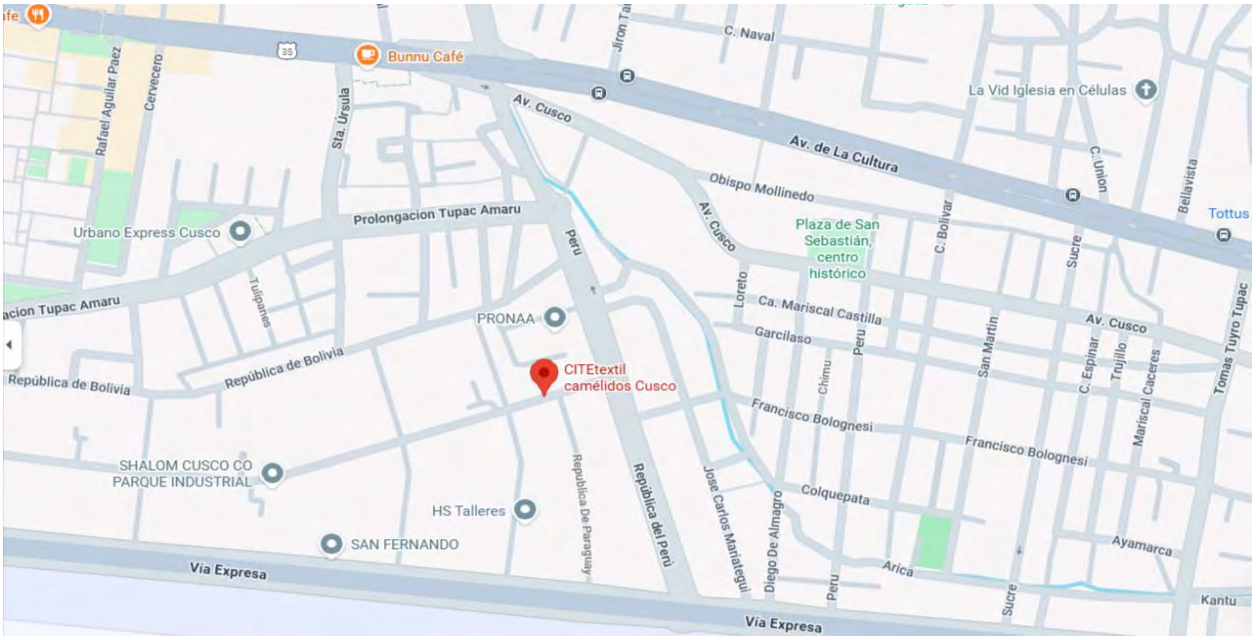
CITE Textil Camélidos Cusco



Nota. CITE Textil Camélidos Cusco

Figura 2

Ubicación del CITE Textil Camélidos Cusco



Nota. Extraído de Google Maps

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La fibra de alpaca es un recurso de alto valor y su producción es fundamental para la economía del país. Según estimaciones realizadas por el Ministerio de Agricultura y Riego ((MINAGRI), 2019), a nivel global, Perú es el principal productor mundial de fibra de alpaca y alberga el 71.7% de la población total de estos camélidos. Dentro del territorio nacional, la región de Cusco juega un rol significativo al ser la segunda región con mayor población de alpacas, concentrando el 11.9% del total nacional según el Instituto Nacional de Estadística e Informática. ((INEI), 2012). Por ello, la industria textil en Cusco, y en particular el hilado de esta fibra, constituye un sector económico clave.

Instituciones clave para la innovación, como el CITE Textil Camélidos Cusco (Centro de Innovación Productiva y Transferencia Tecnológica), utilizan máquinas hiladoras para su investigación y capacitación, que requieren una alimentación de fibra manual y constante. Actualmente, un operario debe alimentar continuamente con fibra de alpaca cardada a la máquina hiladora. Este método tradicional genera múltiples desafíos interrelacionados:

En primer lugar, existe dependencia de la mano de obra, que no solo limita el volumen de producción a la capacidad humana, sino que también eleva los costos operativos debido a la necesidad constante de personal. Adicionalmente, la alimentación manual puede ser inconsistente, afectando directamente la eficiencia y la productividad del proceso de hilado, dado que las interrupciones en el flujo de fibra pueden resultar en una producción de hilo de menor calidad.

Por lo tanto, el diseño de un mecanismo de alimentación continua de fibra cardada para las máquinas hiladoras se presenta como una necesidad para reducir las limitaciones actuales del proceso de hilado, y contribuir al incremento de la eficiencia productiva en la industria textil cusqueña, fortaleciendo así su competitividad.

Figura 3

Proceso de hilado



Nota. Proceso actual de alimentación manual de fibra de alpaca en la máquina hiladora del CITE, 2024

1.3. PROBLEMAS

1.3.1. Problema general

¿Cómo lograr el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, garantizando un flujo uniforme y reduciendo la intervención manual durante el proceso de hilado?

1.3.2. Problemas específicos

- ¿Cómo determinar los requerimientos del sistema necesarios para el desarrollo del diseño conceptual de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora?
- ¿Cuál será el dimensionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca y cuáles serán los elementos de máquina seleccionados?
- ¿Cómo verificar el correcto funcionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca?

- ¿Cuáles son los costos asociados al diseño del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, considerando materiales y procesos de fabricación?

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Diseñar un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, que garantice un flujo uniforme y reduzca la intervención manual durante el proceso de hilado

1.4.2 Objetivos específicos

- Analizar los requerimientos del sistema para el desarrollo del diseño conceptual de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, aplicando la norma alemana VDI 2221.
- Dimensionar los componentes del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, considerando una capacidad de alimentación regulable de acuerdo con los requerimientos de operación.
- Simular el funcionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, utilizando herramientas de diseño asistido por computadora, a fin de verificar su correcto funcionamiento.
- Evaluar la viabilidad económica del mecanismo de suministro continuo de fibra de alpaca, considerando los costos asociados al diseño, materiales y procesos de fabricación, mediante indicadores económicos como el VAN y la TIR.

1.5. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

La presente investigación se sostiene sobre los siguientes fundamentos:

- El Perú, y específicamente la región Cusco, posee una ventaja competitiva al concentrar la mayor reserva de fibra de alpaca a nivel mundial. En este contexto el diseño de este mecanismo se justifica en la necesidad de aprovechar este recurso disponible para fortalecer la cadena de valor regional, permitiendo que el sector textil local compita en mercados de mayor exigencia mediante una transformación eficiente de la fibra de alpaca.
- La implementación de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca permitirá optimizar el proceso de hilado, aportando mayor valor agregado a la materia prima y contribuyendo al desarrollo socioeconómico de los productores vinculados al sector textil.
- En este contexto, resulta necesario ofrecer a los pequeños productores textiles una alternativa tecnológica, desarrollada tomando como referencia una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, que permita optimizar el tiempo de producción y mejorar la eficiencia del proceso de hilado, garantizando un suministro continuo de fibra con una capacidad de alimentación regulable, adaptable a los requerimientos de producción del usuario.
- Desde el punto de vista académico, la presente investigación contribuye al conocimiento en el área del diseño mecánico aplicado a la industria textil, al proponer un mecanismo para el suministro continuo de fibra, que puede servir como referencia metodológica para futuros estudios relacionados con la optimización de procesos de hilado con fibras naturales.

1.6. HIPÓTESIS

1.6.1. Hipótesis general

El diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, considerando parámetros adecuados de velocidad de rodillos, distancia entre rodillos y presión de contacto sobre la fibra, permitirá lograr un flujo uniforme durante el proceso de hilado y reducir la intervención manual del operario.

1.7. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN

1.7.1. Operacionalización de variables

Tabla 1

Operacionalización de variables

"DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA DEL CITE TEXTIL CAMÉLIDOS CUSCO"

Variable	Definición operacional	Dimensión	Indicadores	Unidad
Variable independiente Diseño del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca	Se define operacionalmente como el conjunto de parámetros mecánicos y geométricos del mecanismo de alimentación que permiten controlar el comportamiento del suministro de fibra durante el proceso de hilado.	Velocidad de rotación de los rodillos	Revoluciones por minuto	RPM
		Posición de los rodillos de presión	Desplazamiento vertical de rodillos de presión	mm
		Dimensionamiento del mecanismo	Diámetro del rodillo	mm
			Longitud del rodillo	mm
			Distancia entre rodillos	mm
Variable dependiente Suministro continuo de fibra de alpaca	Capacidad del sistema diseñado para suministrar fibra de alpaca de manera constante durante el proceso de hilado, en función del diseño del mecanismo propuesto.	Continuidad de suministro	Flujo másico de alimentación	kg/día

Nota. El indicador de la variable dependiente (flujo másico) constituye un criterio de diseño cuya validación experimental se plantea como alcance futuro. Elaboración Propia.

1.8. ALCANCES Y LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN

1.8.1. Alcances

- El estudio se orienta al diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, tomando como referencia una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, con capacidad de alimentación regulable según los requerimientos de producción.
- Se desarrolla el diseño conceptual del mecanismo basado en los principios establecidos por la norma alemana VDI 2221.
- El mecanismo propuesto será modelado mediante herramientas de diseño asistido por computadora (CAD), incluyendo el desarrollo de planos de fabricación del sistema diseñado.
- Se realizará la simulación del funcionamiento del mecanismo con el fin de evaluar su comportamiento general, empleando herramientas de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE) como SolidWorks.
- Se incluirá un análisis económico que comprende la estimación del costo de fabricación del mecanismo, así como el cálculo de indicadores financieros (VAN y TIR) para determinar la rentabilidad del proyecto.

1.8.2. Limitaciones

- No incluye la fabricación, montaje ni puesta en marcha del mecanismo propuesto.
- No se realizarán pruebas experimentales ni validaciones en campo; la validación se limitará al comportamiento cinemático y estructural mediante simulación computacional y revisión de literatura de investigación.
- No se incluye un análisis vibracional del sistema, ya que este requiere pruebas experimentales sobre un prototipo físico para obtener datos reales de vibración.

- No se incluye la simulación del comportamiento de la fibra de alpaca, debido a la complejidad de modelar sus interacciones de contacto, fricción y deformación.

1.9. METODOLOGÍA

1.9.1. Tipo de investigación

La presente investigación es de tipo **tecnológica aplicada**, ya que está orientada al diseño y desarrollo de un mecanismo destinado para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, aplicando conocimientos de la ingeniería mecánica. (Infobae, 2024)

1.9.2. Enfoque de investigación

La investigación presenta un enfoque **cuantitativo,** debido a que se basa en el análisis técnico, cálculo, dimensionamiento mecánico y simulación, empleando variables medibles como velocidades de rotación, potencia transmitida y dimensiones del mecanismo. (Samaniego, 2022)

1.9.3. Nivel de investigación

El nivel de la investigación es **descriptivo y explicativo**, ya que se describen las características, componentes y parámetros de diseño del mecanismo propuesto, y se explica cómo su configuración y funcionamiento permiten lograr el suministro continuo y uniforme de fibra de alpaca durante el proceso de hilado. (Samaniego, 2022)

1.9.4. Diseño de la investigación

Se considera un diseño **no experimental,** porque no se realizan pruebas experimentales ni manipulación de variables en campo. El estudio se orienta a proponer el diseño de un mecanismo

para el suministro continuo de fibra, validado mediante literatura de investigación y simulación computacional. (Samaniego, 2022)

1.9.5. Población y muestra

La población del estudio está constituida por las máquinas hiladoras utilizadas en el CITE Textil Camélidos Cusco para el proceso de hilado de fibra de alpaca. La muestra corresponde a una máquina hiladora específica del CITE Textil Camélidos Cusco, seleccionada por conveniencia como referencia para el diseño del mecanismo para el suministro continuo de fibra, debido a que representa las condiciones reales de operación del proceso de hilado y se encuentra disponible para su análisis técnico.

1.9.6. Técnicas de recolección de Datos

Para el desarrollo del presente estudio, se han contemplado las siguientes técnicas de recolección de datos:

- **Revisión bibliográfica y documental:** Se obtendrá información bibliográfica de libros especializados en diseño mecánico, artículos científicos, tesis previas, y patentes relacionadas con máquinas hiladoras y mecanismos de alimentación, que permitan elaborar el presente trabajo
- **Observación directa:** Consiste en observar el proceso de alimentación manual de fibra en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, aprovechando el acceso directo a las instalaciones y equipos con la finalidad de identificar los requerimientos necesarios para desarrollar el diseño apropiado
- **Consulta a expertos:** Se realiza mediante el intercambio de información con profesionales del CITE Textil Camélidos Cusco, así como con operarios con experiencia en el proceso de hilado, quienes aportan conocimientos prácticos para el desarrollo del diseño.

1.9.7. Procesamiento y análisis de Datos

Para el procesamiento y análisis de datos se obtendrá a partir de la información obtenida en la revisión bibliográfica, documentación técnica y observación directa del funcionamiento de la máquina hiladora de referencia. Estos datos servirán como base para el desarrollo del diseño conceptual y el dimensionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca.

El procesamiento de datos incluirá el cálculo de parámetros mecánicos tales como velocidades de rotación, relaciones de transmisión, potencia requerida, esfuerzos en los elementos de máquina y dimensiones geométricas del mecanismo. Posteriormente, el análisis de datos se llevará a cabo mediante la simulación del funcionamiento del mecanismo, con el fin de verificar su comportamiento cinemático y funcional, así como la coherencia de los resultados obtenidos en el diseño.

Para el procesamiento y análisis de los datos se emplearán herramientas de diseño asistido por computadora, que permitirán validar el desempeño general del mecanismo propuesto:

- **SolidWorks**: modelado 3D y simulación del movimiento del mecanismo.
- **AutoCAD**: se desarrollarán los planos 2D de referencia y esquemas funcionales.
- **Microsoft Excel**: procesamiento de cálculos y estimación de costos.
- **Arduino IDE**: Para la escritura, compilación y cargar el código (programas) en la placa Arduino

1.9.8. Procedimiento de diseño del mecanismo (flujo de trabajo)

El desarrollo del presente proyecto se llevó a cabo siguiendo un procedimiento de diseño mecánico, basado en la norma alemana VDI 2221, el cual permitió estructurar de manera ordenada las etapas necesarias para el diseño del mecanismo de suministro continuo de fibra de alpaca. A continuación, se describen las fases del procedimiento:

i. **Definición de requerimientos del sistema.**

Se identifican las necesidades funcionales del mecanismo, considerando una capacidad regulable de alimentación de 16 kg/día, la reducción de la intervención manual del operario y las condiciones operativas de la máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco.

ii. **Aplicación de la norma VDI 2221.**

El diseño conceptual del mecanismo se desarrolla conforme a la metodología establecida en la norma alemana VDI 2221. Esta etapa comprende la definición de la estructura de funciones, la propuesta de distintas alternativas de solución y la identificación del concepto óptimo, lo cual se realiza mediante matrices de evaluación técnica.

iii. **Diseño conceptual del mecanismo**

Se define la configuración general del mecanismo de alimentación continua, incluyendo el sistema de rodillos, sistema de sujeción, transmisión mecánica, elementos motrices, y la estructura de soporte. Se establecen los parámetros funcionales preliminares.

iv. **Diseño de ingeniería y cálculos**

Se realiza el dimensionamiento del mecanismo, incluyendo el cálculo de velocidades de rotación de los rodillos, relaciones de transmisión, potencia requerida, selección del motor, determinación de distancias entre rodillos, estimación de la presión de contacto sobre la fibra y demás elementos mecánicos que incluye el mecanismo. Se verifican esfuerzos mecánicos y condiciones de operación.

v. **Modelado CAD**

Se realizó el modelado tridimensional del mecanismo utilizando software de diseño asistido por computadora, específicamente SolidWorks, lo cual permitió representar de manera detallada cada uno de los componentes y su ensamblaje, facilitando la visualización del funcionamiento del sistema.

vi. **Simulación**

Análisis cinemático mediante SolidWorks Motion para validar el movimiento de los rodillos, sentidos de giro y sincronización del sistema. Asimismo, análisis estructural (FEA) de componentes críticos mediante SolidWorks Simulation para evaluar esfuerzos, deformaciones y el comportamiento mecánico ante las cargas operativas.

vii. **Evaluación**

Finalmente, se evalúa el desempeño del mecanismo propuesto desde el punto de vista económico. Se consideró los costos de diseño, materiales y procesos de fabricación, del proyecto.

1.10. ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presenta un resumen de patentes, trabajos de investigación - tesis y artículos científicos, que posibiliten el conocimiento de la situación tecnológica actual en lo que respecta a este tema de investigación.

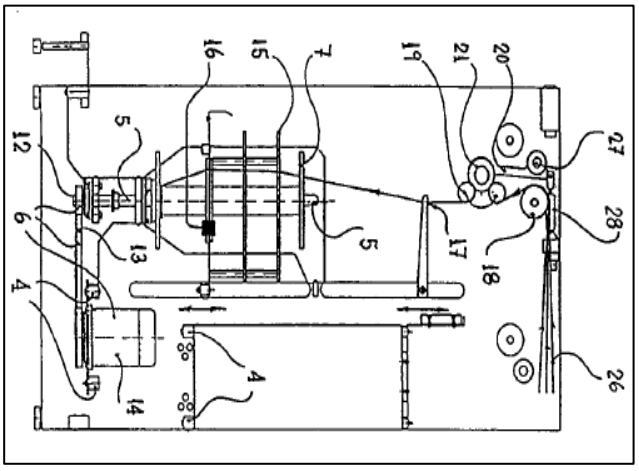
1.10.1. Patentes

a) Patente "Máquina de hilar y de retorcer modular con elementos de transmisión individual de husos con sistema de plegado cónico". Madrid, España WO 98/39504.

Esta patente describe una máquina formada por un armazón con dos gabinetes metálicos unidos por un cuerpo central. Incluye partes móviles como ejes giratorios con su motor, un brazo oscilante que sostiene deslizadores, un pasador que guía el hilo, un sistema que alimenta el material y tableros de mando. Sirve para hacer bobinas en forma de cono o doble cono, ya sea de manera continua o una por una. Su trabajo principal es hilar o retorcer hilo, cordón o productos parecidos sin detenerse. (Madrid, España Patente nº WO1998039504, 1998).

Figura 4

Patente Nº WO1998039504



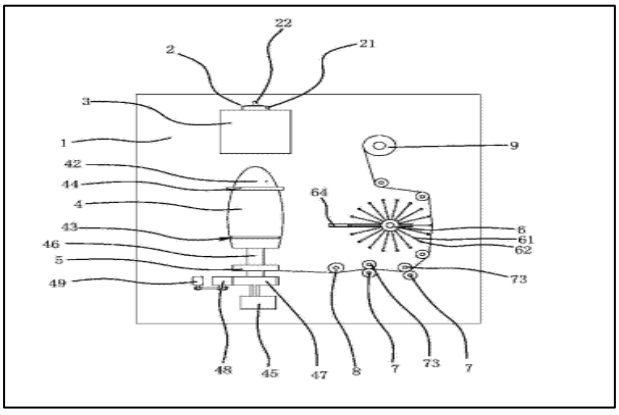
Nota. (Madrid, España Patente nº WO1998039504, 1998)

b) Patente: "Spinning machine" China CN105839212A, 2016

Esta patente describe una máquina de hilar dentro del ámbito técnico textil. Su diseño incluye una rejilla con un cabezal que rocía seda en su extremo superior. Debajo hay un tanque de enfriamiento con un agujero que atraviesa justo debajo del rociador. En la parte baja del tanque, hay un sistema de engrase que aplica aceite a las fibras. Más abajo, una cremallera se conecta de forma giratoria a un rodillo que da vueltas. Por último, el bastidor lleva un rodillo enrollador que recoge las fibras de seda después de pasar por el rodillo giratorio. (China Patente nº CN105839212A, 2016).

Figura 5

Patente N° CN105839212A



Nota. (China Patente nº CN105839212A, 2016)

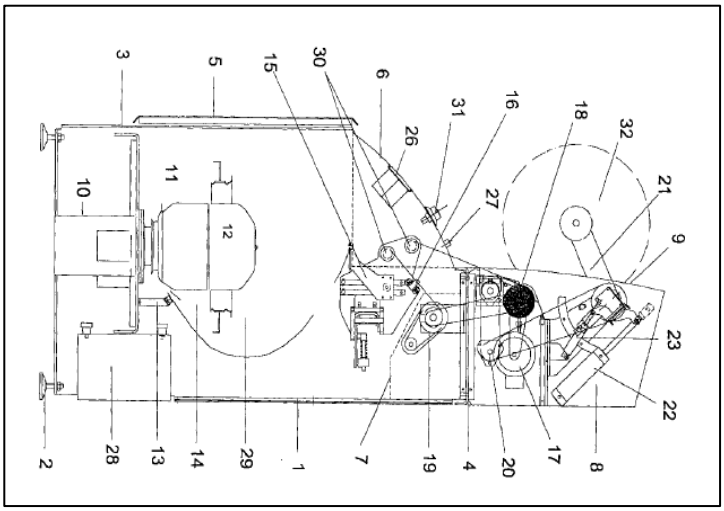
c) **Patente: "Retorcedora monoposición de doble torsión con recogida en cruzado de precisión" España WO2002061188A1, 2001**

Esta patente describe una máquina retorcedora de doble torsión con un sistema de recogida en cruzado de precisión. Su diseño se distingue por la autonomía e independencia de sus módulos de producción, lo que permite su funcionamiento sin interferencias entre ellos.

Está equipada con husos motorizados de accionamiento directo, lo que la hace apta para procesar hilos de diversos diámetros y materiales, tanto naturales como sintéticos. Los hilos son recogidos en bobinas de gran formato con un cruzado preciso. Gracias a la independencia de sus componentes, la máquina puede operar a su máxima capacidad productiva con todos sus módulos funcionando simultáneamente. (España Patente nº WO2002061188A1, 2001).

Figura 6

Patente Nº WO200206118 8A1



Nota. (España Patente nº WO2002061188A1, 2001)

1.10.2. Trabajos de investigación – Tesis

En esta sección se presentan investigaciones científicas realizadas por investigadores acerca de máquinas hiladoras automáticas.

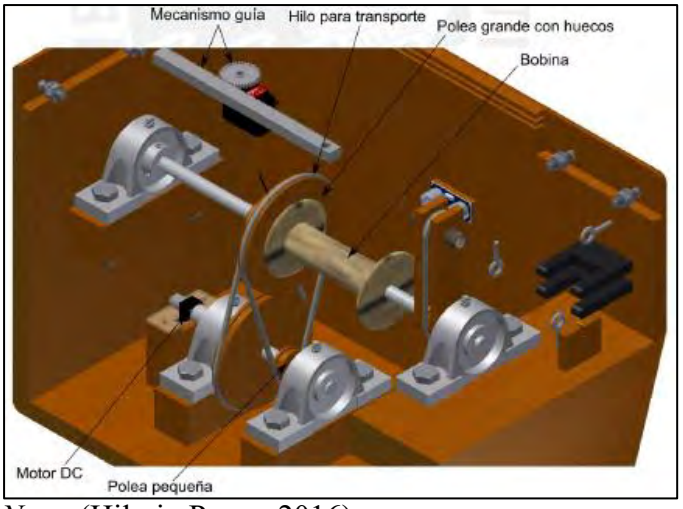
a. Tesis de pregrado titulada: "Hiladora automática de fibra de lana de alpaca" Pontificia Universidad Católica del Perú, 2016

La tesis de Javier Hilario Poma se centra en el desarrollo de una máquina automática para optimizar el proceso de hilado de lana, con especial énfasis en la lana de alpaca. Esta información resulta esencial en el diseño de prototipos, ya que es necesario considerar los requerimientos mecánicos, electrónicos y de control para garantizar el adecuado funcionamiento del sistema mecatrónico.

En la figura presentada, se muestra una vista interna del sistema, donde se identifican distintos componentes clave. También se observa la ubicación del sistema guía, cuya función es distribuir el hilo torcido antes de su almacenamiento en la bobina. (Hilario Poma, 2016).

Figura 7

Vista interna del sistema mecatrónico



Nota. (Hilario Poma, 2016)

Según el autor en las conclusiones afirma que este sistema mecatrónico propuesto automatiza el hilado con mayor precisión en el grosor de los hilos, reduce costos frente a equipos similares no automáticos y permite a ganaderos y artesanos ahorrar tiempo para dedicarlo a otras actividades como el bordado o tejido. (Hilario Poma, 2016)

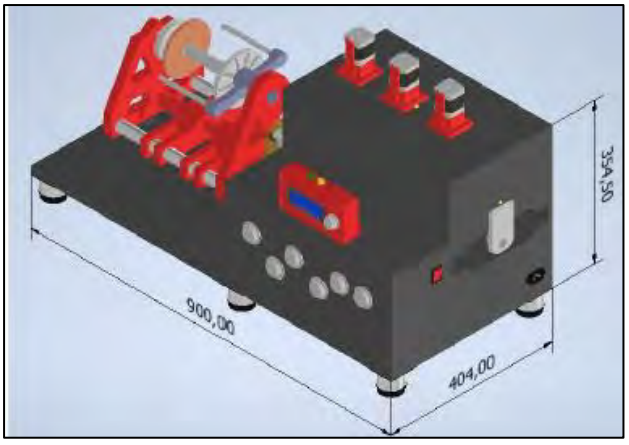
b. Tesis de Pregrado titulada: "Optimización de una máquina hiladora de fibra de alpaca para la comunidad de Caguanapamba". Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador, 2022

Esta tesis plantea una solución para la comunidad de Caguanapamba mediante la mejora mecánica y electrónica de una máquina semiautomática hiladora de fibra de alpaca, con el objetivo de mejorar la producción de hilo en la región.

La propuesta se basa en la mejora de los componentes de la máquina, considerando cálculos de relación de engranajes, velocidad y estiraje dinámico, entre otros factores clave en el diseño del sistema. En la imagen presentada, se muestra el prototipo con dimensiones de 900 mm x 404 mm x 354.5 mm. (Meza Alexander, 2022).

Figura 8

Prototipo 3D de la máquina hiladora



Nota. (Meza Alexander, 2022)

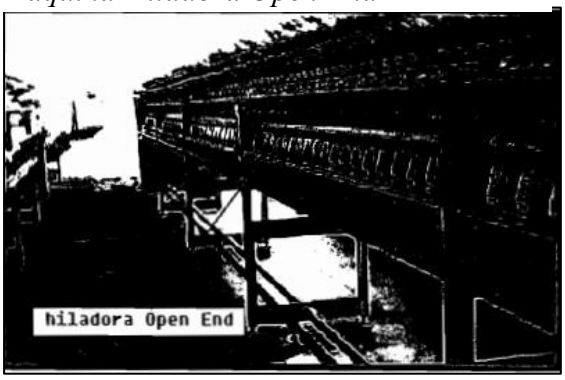
Según el autor en las conclusiones afirma que la optimización mecánica y electrónica de la hiladora semiautomática de fibra de alpaca fue exitosa, utilizando PETG como material adecuado y logrando un diseño funcional tanto en estructura como en electrónica. Se definieron parámetros precisos para su calibración, como voltajes de 7V a 8V, valores PWM de 225 y pasos específicos para motores PAP, permitiendo torsiones automáticas. El montaje es sencillo y el sistema funciona correctamente, siempre que se respeten los rangos establecidos. (Meza Alexander, 2022).

c. Tesis de pregrado titulada: "Estudio de la línea de producción open end para el mejoramiento de la calidad del hilo y la automatización de la máquina hiladora de la serie BD200RCE". Escuela Politécnica Nacional, Ecuador, 2003

Esta tesis examina la cadena productiva de hilado en el entorno de una planta textil, especificando los mecanismos de control y su rol en cada etapa operativa. La investigación termina en un resumen completo que va desde la explicación del proceso hasta la incorporación de dispositivos de control, enfocados en sacar provecho a la tecnología de hilatura Open End.

Figura 9

Máquina Hiladora Open End

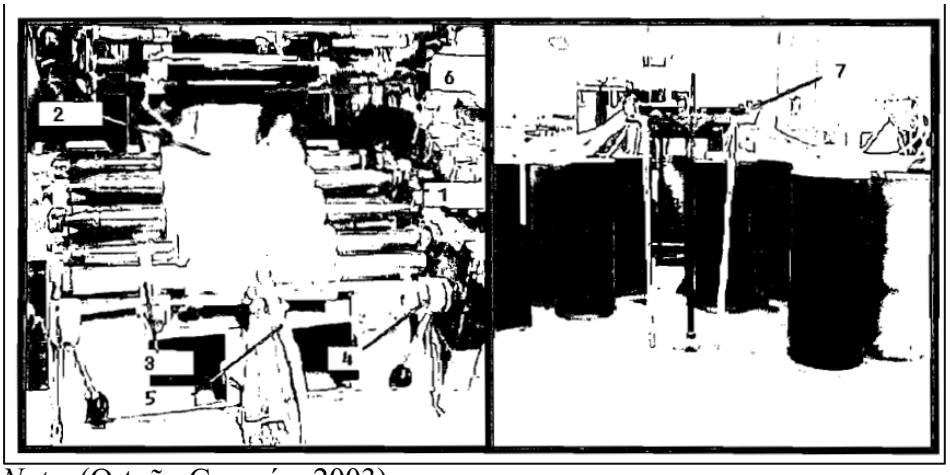


Nota. (Ortuño Guamán, 2003)

En la imagen presentada, se muestra la unidad hiladora, que representa el método más eficiente para la fabricación de hilo. La cinta proveniente de los manuares es conducida directamente hacia la máquina hiladora Open End. (Ortuño Guamán, 2003).

Figura 10

Componentes principales de un manuar



Nota. (Ortuño Guamán, 2003).

Se observa en la figura N°10 el tren de estiraje tiene rodillos de estiraje tanto superiores como inferiores, múltiples cintas cardadas ingresan a la unidad, los rodillos a la entrada giran a velocidades mayores produciendo así un estiramiento óptimo a la salida. El proceso de estiraje se desarrolla dando revoluciones diferentes a cada cilindro, con una separación que está de acuerdo a la longitud de fibra de trabajo; para garantizar el estiramiento, los rodillos superiores se ajustan a presión con los inferiores mediante unos cilindros fijos, que se ajustan por medio de un brazo de sujeción. (Ortuño Guamán, 2003).

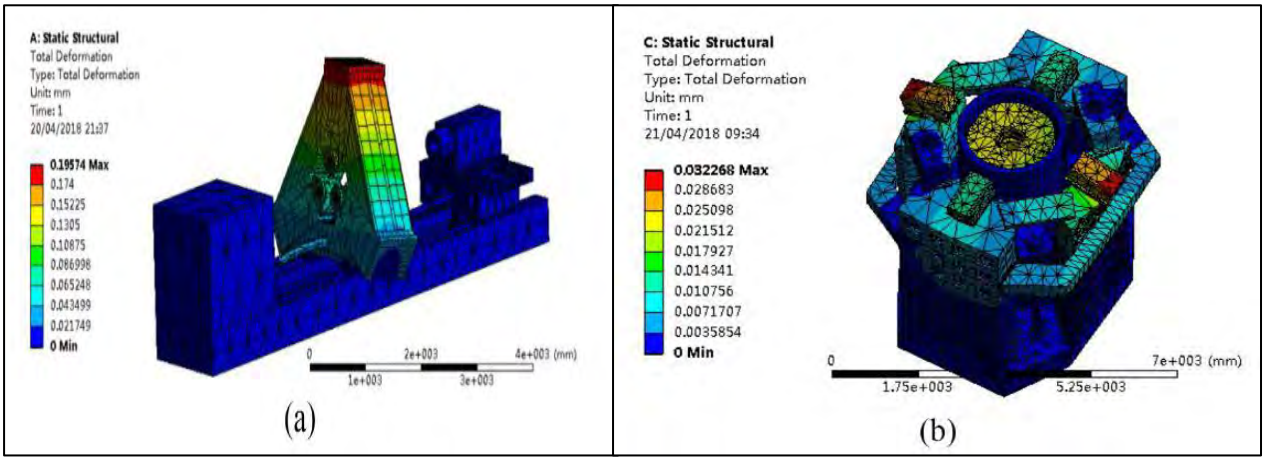
1.10.3. Artículos científicos

a) Artículo titulado: "Effect of different structures of feed system on the static and dynamic characteristics". Universidad de Jilin, China, 2019

Este artículo emplea el análisis de elementos finitos para evaluar las propiedades estáticas y dinámicas de la máquina de hilar con diversas configuraciones estructurales. Se plantea un método de diseño orientado a la optimización de su estructura. Se han desarrollado cuatro modelos con tres rodillos y cinco modelos de contra rodillo. En la figura 11 se presentan las configuraciones estáticas: (a) máquina de hilar de tres rodillos con un tornillo y dos guías, y (b) máquina de hilar de contra rodillo con dos guías en dos direcciones. (Wei Luo, 2019)

Figura 11

Máquinas de hilar con diferentes estructuras



Nota. (Wei Luo, 2019)

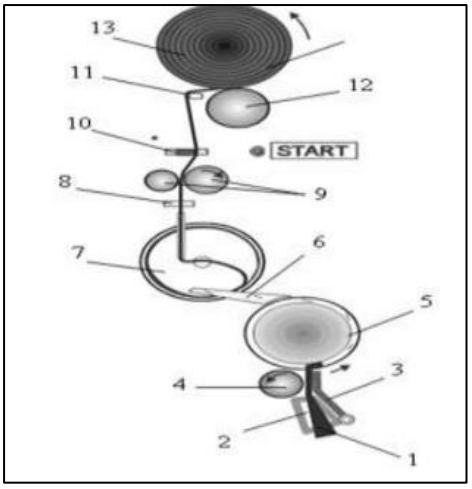
La figura (a) muestra que la deformación máxima (0,19574 mm) se produce en la parte superior del carro y el esfuerzo equivalente máximo es de 36,065 MPa. La Figura (b) muestra que la deformación máxima (0.032268 mm) ocurre en la parte superior de la columna sin la instalación de la guía lineal, y el esfuerzo equivalente máximo es de 113.06 MPa.

b) **Artículo titulado: "Improving product quality by improving the working body of the spinning machine". Instituto de Ingeniería y Tecnología, Uzbekistán, 2022**

Este artículo busca optimizar la calidad del producto mediante mejoras en el cuerpo de trabajo de una máquina de hilar mecánica neumática. En este tipo de máquina, el hilo es tratado dentro de una cámara de hilado.

Figura 12

Esquema tecnológico de máquina de hilar



Nota. (Zarnigorkhon Khamrakulova, 2022).

Se puede observar en su superficie interior cónica, de acabado suave, permite que las fibras se deslicen progresivamente hacia la ranura bajo el efecto de la fuerza centrífuga, acumulándose en ella. La entrada de las fibras en la cámara ocurre bajo la acción del flujo de aire. (Zarnigorkhon Khamrakulova, 2022)

c) Artículo titulado: "Numerical Investigations Application for Assessment of the Influence of the Spinning Zone Geometry of a Ring Spinning Machine on the Dynamics of Yarn in the Manufacturing Process". Instituto de Investigación Textil, Łódź, Polonia, 2013

Este artículo presenta los resultados de una simulación que analiza cómo las modificaciones en la geometría de la zona de hilatura de una máquina de hilar a anillos afectan la tensión y calidad del hilo producido. Para ello, se consideraron tanto los parámetros de construcción de la máquina como el proceso tecnológico de hilado.

Figura 13

Cambios en la geometría de la zona de hilatura de una máquina de hilar.

No.	Parameter of yarn	Unit	Value of parameter	
			Conventional yarn K	Compact yarn M
1.	Linear density of yarn	tex	24.8	24.5
2.	Coefficient of linear density variation CV_{1cm}	%	13.1	13.0
3.	Hairiness according to Shirley ▪ 1 mm ▪ 3 mm ▪ 5 mm	1/m	180.1 54.7 8.3	178.4 43.5 5.7
4.	Coefficient of hairiness variation according to Shirley ▪ 1 mm ▪ 3 mm ▪ 5 mm	%	1.7 6.6 4.7	1.2 5.4 3.6
5.	Hairiness ratio according to Uster Tester 3	-	6.7	5.8
6.	Tenacity	cN/tex	13.2	14.8
7.	Elongation	%	5.6	5.8
8.	Metric twist factor of yarn	-	104	105
9.	Coefficient of friction between yarn and steel	-	0.16	0.16
	Coefficient of variation for coefficient of friction	%	6.41	6.18

Nota. Tomado de (K. Przybył, 2013).

Los resultados de los análisis numéricos de la tensión del hilo, basados en el modelo dinámico del hilo que pasa por la zona de hilado de una máquina de hilar a anillos, concluyen que los cambios en la geometría de la zona de hilado de la máquina de hilar a anillos polaca PJ 35, causados por la instalación suplementaria de la unidad de compresión M, diseñada por los autores, en la unidad de tensado convencional no influyen en la forma temporal de la tensión del hilo. (K. Przybył, 2013).

CAPÍTULO II

2. MARCO TEORICO

2.1. Población de Alpaca

De acuerdo con Aragón (2016), Perú cuenta con una población abundante de alpacas, cuya fibra goza de gran valoración en la industria textil. Dicho autor destaca la relevancia de los subproductos obtenidos de este camélido, mencionando tanto su fibra de alta calidad orientada al sector textil como su carne de alto contenido nutritivo, precisando que esta última presenta un bajo nivel de consumo.

Según estimaciones realizadas por el Ministerio de Agricultura y Riego ((MINAGRI), 2019), la población mundial de alpacas en el año 2018 ascendió a más de 6 millones de unidades; siendo Perú el de mayor población (71,7%), seguido de Bolivia (8,6%), Australia (8,2%), Estados Unidos (5,8%,), Europa (2,5%), Canadá (0,9%), Nueva Zelanda (0,7%), Chile (0,6%); el resto de países concentra el 1,0%; tal como observa en la Tabla N°1.

Tabla 2

Mundo distribución espacial de la alpaca según País Año 2018

País	Alpacas	%
Perú	4 350 000	71.7
Bolivia	520 000	8.6
Australia	500 000	8.2
Estados Unidos	350 000	5.8
Países europeos	150 000	2.5
Canadá	55 000	0.9
Nueva Zelanda	45 000	0.7
Chile	38 000	0.6
China	12 000	0.2
Sudáfrica	10 000	0.2
Ecuador	6 000	0.1
Israel	5 000	0.1
Demás países	25 000	0.4
Total	**6 066 000**	**100.0**

Nota. Extraído del Ministerio de Agricultura y Riego ((MINAGRI), 2019).

Se muestra en la tabla N°4 la distribución geográfica de alpacas en el Perú, diferenciando entre las razas Huacaya y Suri. Puno lidera con más del 58% del total nacional, seguido por Cusco, que ocupa el segundo lugar con 346,228 alpacas, representando aproximadamente el 12% del total. Esta posición destaca a Cusco como una región clave en la crianza de alpacas a nivel nacional.

Tabla 3

Distribución Geográfica de alpacas en el Perú

Región	Huacaya	%	Suri	%	Total	%
Puno	1 392 600	56.5	289 319	66.6	1 681 919	58.0
Cusco	304 797	12.4	41 431	9.5	346 228	11.9
Junín	47 620	1.9	7 970	1.8	55 590	1.9
Arequipa	207 810	8.4	26 561	6.1	234 371	8.1
Ayacucho	113 332	4.6	16 174	3.7	129 506	4.5
Apurímac	66 744	2.7	18 204	4.2	84 948	2.9
Huancavelica	306 968	12.4	23 660	5.4	330 628	11.4
Lima	26 333	1.1	11 377	2.6	37 710	1.3
Total	**2 466 204**	**100**	**434 696**	**100**	**2 900 900**	**100**

Nota. Junín incluye Pasco y Huánuco; Huancavelica incluye Ica; Lima incluye Ancash, Cajamarca y La Libertad. Tomado de ((INEI), 2012)

Tabla 4

Población de alpacas, según resultados censales de los años 1961, 1972, 1994 y 2012

Censo agropecuario	Año	Población de alpacas
I	1961	2 523 649
II	1972	1 978 821
III	1994	2 456 642
IV	2012	3 685 516
Proyección MINAGRI	2016	4 095 500

Nota. Tomado de Instituto Nacional de Estadística e Informática – Censo Nacional Agropecuario. Ministerio de Agricultura y Riego 2017.

En la Tabla N°5 se presenta la población total de alpacas existente en el país, la cual asciende a 4 095 500 ejemplares. Esta cifra representa un incremento del 11% con respecto al censo agropecuario realizado en el año 2012.

2.1.1. Razas de alpaca

En la actualidad hay dos razas principales de alpaca: Suri y Huacaya, cada una con características únicas que influyen en la calidad y el uso de su fibra.

a. **Alpaca Suri:** La alpaca **Suri** se distingue por su fibra larga, lisa y sedosa, que cae en mechones rectos a lo largo del cuerpo del animal. Esta fibra es altamente valorada por su brillo y suavidad, lo que la convierte en una de las fibras más exclusivas y costosas del mundo (Víctor Bustinza Choque, 2021).

b. **Alpaca Huacaya:** La alpaca Huacaya es la raza más común y representa aproximadamente el 90% de la población mundial de alpacas. Su fibra es más rizada y esponjosa, esto le da un aspecto similar a un peluche. Es justamente esa textura única lo que la hace ideal para prendas cálidas y cómodas (Víctor Bustinza Choque, 2021).

Figura 14

Izquierda: alpaca de raza Suri (propiedad del Dr. Del Carpio). Derecha: alpaca de raza



Nota. Tomado de Rural Alianza EPS, 2018

Tabla 5

Comparación entre las Razas Suri y Huacaya

Característica	Alpaca Suri	Alpaca Huacaya
Textura de la fibra	Lisa, sedosa y brillante	Rizada, esponjosa y voluminosa
Longitud de la fibra	Hasta 20 cm	5 a 10 cm
Diámetro de la fibra	18 a 25 micras	20 a 30 micras
Brillo	Alto	Moderado
Usos principales	Prendas de lujo y alta costura	Prendas de punto y abrigos

Nota. Elaboración propia a partir de (Víctor Bustinza Choque, 2021).

2.2. Propiedades de la Fibra de Alpaca

Las propiedades que determinan la calidad de las fibras de los camélidos sudamericanos se centran en lo que son finura o diámetro, color, longitud, consistencia de fibra y peso del vellón (PAREDES, 2023) que se agrupan en las siguientes propiedades.

2.2.1. Propiedades Físicas

a. Longitud de Mecha

Se utiliza una regla de centímetros para medir un grupo de fibras sin estirar. La mecha se coloca sin tensión en la ranura de la regla, asegurándose de que el rizo no se deslice, y se mide desde la base de la mecha hasta el centro de la punta (ElLVIRA, 2004).

Tabla 6

Valores referenciales del largo de mecha de la fibra de alpaca para industrialización

Valores referenciales del largo de mecha de la fibra de alpaca para industrialización			
Dificultoso	Regular	Bueno	Excelente
>20cm	12-20cm	10-12cm	7-10cm

Nota. Realizado por Saca, S., 2023 a partir de Elvira, 2004 & Huaranca, 2018

Es una de las propiedades que tiene una gran importancia, desde el punto de vista industrial ya que incide fuertemente en el largo medio de fibras en la lana peinada o cardada, que además junto con el diámetro de las fibras define el precio final (ElLVIRA, 2004)

b. Diámetro de la fibra (µm)

El diámetro de la fibra es una de las propiedades físicas más importantes en la clasificación de la fibra que puede determinar el precio de mercado. (Meza Alexander, 2022)

Tabla 7

Reporte de diámetro de la fibra en alpacas diferentes

Reporte de diámetro de fibra de alpacas	
McGregor (2004, p. 12).	Sostienen que el diámetro de la fibra aumenta con la madurez del ejemplar; así, las alpacas crías generan vellones de menor peso frente a los adultos. En el contexto australiano, se registraron diámetros de (26,7 µm) para hembras y (26,1 µm) en el caso de los machos.
Wuliji, (2000, p. 27).	Investigaciones desarrolladas en Nueva Zelanda reportaron magnitudes de (27,2 µm) en ejemplares hembra, mientras que para los machos el diámetro alcanzó los (28,8 µm).
Villegas, (2013, p. 39).	El grosor de la fibra de alpaca varía desde los 18 hasta los 33 µm; este rango está sujeto a la zona anatómica de procedencia y a la madurez del ejemplar al momento de la esquila.
Montes, (2008, p. 33).	Por el contrario, en el Perú se registraron promedios generales que, sin considerar el género ni la madurez del ejemplar, alcanzaron una media de 22,7 µm.
Aucancela, (2015, p.28).	Una investigación en dos sectores de la provincia de Chimborazo, empleando ejemplares de boca llena, reportó promedios situados entre 13,60 µm y 23,17 µm para cada una de las comunidades evaluadas.

Nota. Elaboración propia

2.2.2. Propiedades Mecánicas

a) Resistencia del Hilo de Fibra Fina y Fibra Gruesa

La fibra de alpaca es notablemente resistente, lo que la hace ideal para la producción de hilos y tejidos duraderos. Su resistencia a la tracción es superior a la de la lana de oveja, lo que permite que las prendas de alpaca mantengan su forma durante más tiempo.

Tabla 8

Resistencia a la tensión (N/cm²)

Datos	**Fibra fina** (N/cm2)	**Fibra Gruesa** (N/cm2)
Media	590	2835,5
Mínimo	250	2200
Máximo	862,5	4175
Varianza	26843,1122	251124,7449
Desviación estándar	163,838677	501,1234827
Coeficiente de variación	0,07198498	1,154118605

Nota. Tomado de (Vaca-Cardenas, 2021)

Según el artículo (Vaca-Cardenas, 2021) al aplicarse la prueba T de student se pudo determinar que la fibra fina presentó una media de 590 N/cm2 y la fibra gruesa 2835,5 N/cm2 observándose diferencias altamente significativas ($p \leq 0,01$) en cuanto a la resistencia, la fibra fina presenta un rango promedio de resistencia de 862,5 ± 250 mientras que la fibra gruesa fue de 4175 ± 2200 con una desviación estándar de 163,83 y 501,12 para fibra fina y gruesa respectivamente.

b) Porcentaje de elongación

La elasticidad o capacidad de expansión de un material antes de alcanzar su punto de fractura se define como elongación. En el caso de la fibra de alpaca, la elongación se mide en términos de porcentaje de la longitud original de la fibra.

Tabla 9

Porcentaje de elongación

Datos	Fibra fina	Fibra gruesa
Media	20,906%	12,36%
Mínimo	11,7	8
Máximo	30	15
Varianza	0,161296	0,032555
Desviación estándar	0,401616174	0,180430325

Nota. Tomado de (Vaca-Cardenas, 2021).

Según (Vaca-Cardenas, 2021) mediante la prueba T de student se pudo determinar que la fibra fina presentó una media de 20% y la fibra gruesa con 12% presentan diferencias altamente significativas ($p \leq 0,01$) de elongación, ya que la fibra fina presenta un rango promedio de resistencia de $3 \pm 1,17$ mientras que la fibra gruesa presenta un rango promedio de resistencia de $1,5 \pm 0,8$ con una desviación estándar de 0,45 para la fibra fina y 0,18 para la fibra gruesa.

Es necesario conocer estas propiedades ya que se aplicará en el diseño del mecanismo mediante la determinación de la distancia entre rodillos y la presión de contacto adecuada, considerando la longitud y diámetro de la fibra para evitar su rotura o enredo, así como su resistencia y elongación para garantizar un estiraje uniforme.

2.3. Procesos de transformación de la fibra

2.3.1. Esquila

El procesamiento de la lana de alpaca implica el corte y separación de las fibras que cubren al animal. Se distinguen dos partes principales: el manto, que corresponde a la fibra de la espalda y los flancos, y la braga, que abarca la fibra del pecho, los brazos y la cabeza. Este proceso

generalmente se realiza entre octubre y noviembre, aprovechando las condiciones climáticas favorables, como las temperaturas cálidas y las lluvias tempranas. Es importante destacar que la cadena de producción y comercialización de la alpaca ha experimentado un aumento significativo del 65% en el contenido de fibra en los últimos dos años (Castro, 2023, pág. 14).

2.3.2. Categorización o clasificación de la fibra

Es la primera etapa en la industrialización de la fibra de alpaca, ya que la calidad del producto final depende en gran medida de esta labor. Consiste en la separación de los vellones en diferentes categorías, utilizando el tacto como principal herramienta de evaluación. Los factores clave que se consideran durante la clasificación son la finura de la mecha, la longitud de la fibra, el color y la raza del animal, llevada a cabo por un equipo calificado que realiza una selección manual y visual, siguiendo las Normas Técnicas establecidas en cada país productor.

Tabla 10

Fibra de alpaca clasificada

Grupo de calidades	Rango de Finura en micrones	Longitud Mínima de mecha (mm)	Humedad % máx.	Solidos Minerales % máx.	Grasa % máx.
Alpaca Súper Baby	Igual o menor a 20	65	8	6	4
Alpaca Baby	20,1 a 23	65	8	6	4
Alpaca Fleece	23,1 a 26,5	70	8	6	4
Alpaca Medium Fleece	26,6 a 29	70	8	6	4
Alpaca Huarizo	29,1 a 31,5	70	8	6	4
Alpaca Gruesa	Más de 31,5	70	8	6	4
Alpaca Corta		20 a 50	8	6	4

Nota. Tomado de INACAL (Instituto Nacional de Calidad).

2.3.3. Apertura de la fibra

Una vez clasificada la fibra de alpaca, esta se somete a un proceso de apertura artesanal en una máquina llamada "sacudidora". Esta máquina elimina impurezas como arena y material vegetal a través de un proceso mecánico. La eliminación del polvo durante la apertura optimiza el rendimiento de las fibras y facilita el posterior lavado (Bustinza, 2001, p. 57). A nivel artesanal, el proceso de apertura consiste en abrir la fibra y limpiar los residuos presentes en el vellón, principalmente polvo o materia vegetal. El objetivo principal de esta etapa es ordenar las fibras en una misma dirección y evitar que se acumulen (Castro, 2023, pág. 18).

2.3.4. Lavado y Secado de la fibra

El lavado de la fibra de alpaca se realiza con agua caliente y detergente para eliminar impurezas naturales como la grasa y la suciedad, así como materias extrañas como polvo. Según (Díaz 2021, pág. 15), existe una diferencia entre el lavado artesanal, que emplea detergentes sintéticos o naturales, y el lavado industrial. Los productores artesanales suelen lavar la fibra después de haberla hilado en madejas, mientras que las empresas lavan la fibra clasificada antes de cardarla y peinarla para obtener el top.

El secado artesanal se realiza colgando las fibras lavadas para que se sequen con el flujo de aire. Este proceso puede durar al menos 10 horas bajo sombra, o hasta que la fibra esté completamente seca (Castro, 2023, pág. 18)

2.3.5. Cardado

Durante este proceso, las fibras enredadas se transforman en cinta de fibra más organizada y paralela. Además de mejorar la alineación de las fibras, el cardado ayuda a eliminar impurezas residuales de procesos anteriores que podrían afectar el aspecto del hilo. En esta fase también se

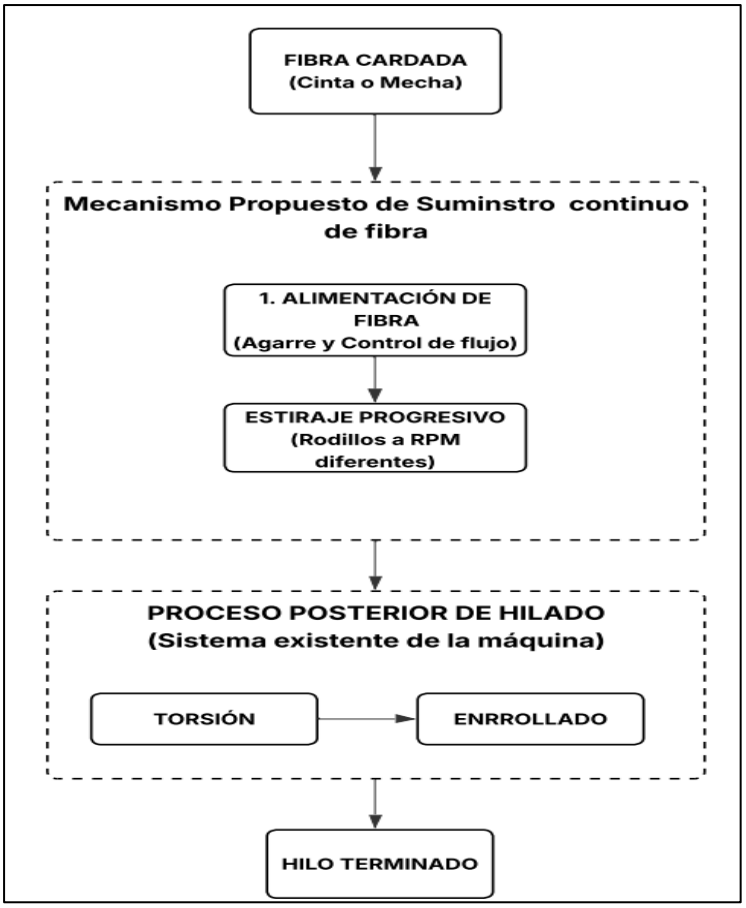
puede mezclar uniformemente fibras de diferentes tipos para homogeneizar el color y la textura. A nivel artesanal, el cardado se realiza deslizando o estirando uniformemente la fibra hasta obtener "tops", que son fibras preparadas para el hilado que se enroscan u ovillan. (Castro, 2023, pág. 19).

2.3.6. Hilado

Este es el proceso más importante donde desarrollo mi trabajo de investigación. Hilar consiste esencialmente en paralelizar y torcer fibras discontinuas. “La hilatura consiste en elaborar o fabricar el hilo a partir de una mecha o cinta, puede realizarse en una variedad de máquinas que estira y confiere cohesión a la masa de fibras o ancestralmente mediante la pushka un método de hilatura artesanal, obteniéndose el hilo (Castro, 2023, pág. 19).

Figura 15

Diagrama del flujo del proceso de suministro de fibra de alpaca



Nota. Elaboración Propia

En la figura N°15 se puede apreciar la integración del mecanismo propuesto dentro del proceso global de hilado de fibra de alpaca. El flujo se inicia con la fibra cardada (mecha o cinta), que constituye la materia prima de entrada.

Esta fibra es transferida al mecanismo propuesto de suministro continuo, el cual constituye el núcleo de la presente investigación. Este mecanismo desempeña una función dual: en primer lugar, realiza la alimentación controlada de la fibra, asegurando su agarre y un flujo continuo hacia la siguiente etapa. Inmediatamente después, ejecuta un pre estiraje y un estiraje final mediante un sistema de rodillos que operan a diferentes RPM, con el objetivo de reducir y uniformizar el grosor de la cinta de fibra, preparándola para la torsión.

La salida del mecanismo, que ahora es una cinta estirada y uniforme, se introduce al proceso posterior de hilado propio de la máquina existente. En esta etapa, la fibra es sometida a torsión y finalmente es enrollada en una bobina, obteniéndose así el hilo terminado.

La propuesta, por lo tanto, se sitúa como una interfaz mecánica entre la materia prima cardada y el sistema de hilado convencional, reemplazando y optimizando las funciones manuales e inestables de alimentación y estiraje inicial.

2.3.6.1. Proceso de hilado

El proceso de hilado puede variar dependiendo del tipo de fibra y de la tecnología utilizada, pero generalmente incluye los siguientes pasos:

a. **Estirado:** La fibra se estira para reducir su grosor y aumentar su longitud.

b. **Torsión:** Se aplica torsión a la fibra estirada para unir las fibras y formar el hilo.

c. **Enrollado:** El hilo se enrolla en un carrete o cono para facilitar su uso posterior.

2.3.6.2. Tipos de hilado

Existen diferentes métodos de hilado, que se pueden clasificar en dos categorías principales:

a. **Hilado industrial:** Se realiza con maquinaria especializada en fábricas textiles. Este método es rápido y eficiente, y permite producir grandes cantidades de hilo.

b. **Hilado artesanal:** Se realiza manualmente con herramientas sencillas como ruecas o husos. Este método es más lento y laborioso, pero permite obtener hilos con características únicas y personalizadas.

2.3.7. Enmadejado

El enmadejado es el proceso de transformar el hilo hilado, que se encuentra en un carrete o cono, en una madeja. Una madeja es un conjunto de hilo enrollado en forma de espiras, formando una especie de anillo o rosca.

2.3.8. Teñido

Se puede llevar a cabo mediante la extracción de tintes a partir de productos vegetales tales como la cúrcuma, la henna o el ruibarbo, entre otros. Este proceso de realiza con la lana en madejas, se realiza de ese modo por que la lana no se encuentra muy compacta permitiendo así que el producto penetre bien en todas las fibras (Núria, 2021).

2.3.9. Acabado

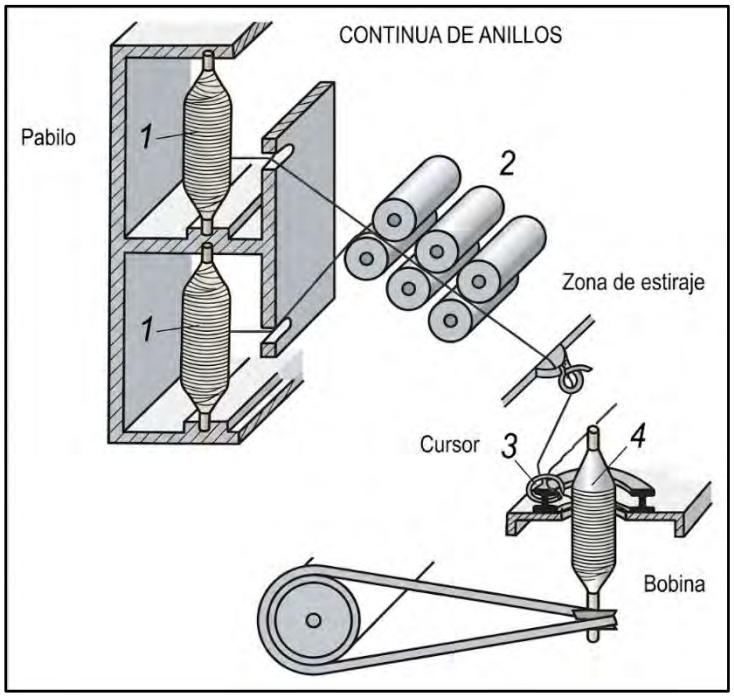
Una vez está teñida, se devana con ayuda de una maquina devanadora, la cual convierte las madejas en ovillos o la traspasa en conos (Núria, 2021).

2.4. Mecánica de alimentación de fibra

La alimentación de la fibra en el proceso textil es una etapa fundamental que influye en la calidad del hilado. En el caso de la fibra de alpaca, la alimentación debe ser controlada con precisión para evitar roturas e irregularidades en el hilo. Para ello, se utilizan diversos mecanismos de transporte y guiado de fibras que garantizan un flujo continuo en las máquinas hiladoras.

Figura 16

Diagrama de mecánica de alimentación de fibra



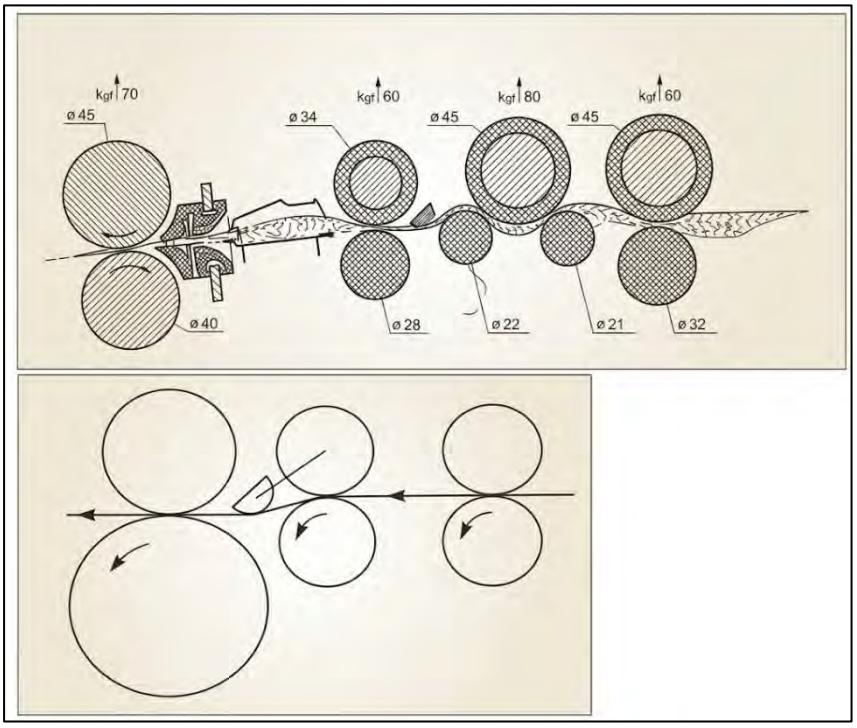
Nota. Tomado de Scribd por Agruer Reisvros, 2020

2.4.1. Rodillos de estiraje

El sistema está compuesto por rodillos de presión (fabricados en goma sintética) y cilindros de estiraje (fabricados en acero inoxidable), dispuestos en una formación de tres sobre tres. El conjunto será accionado mediante un tren de engranajes.

Figura 17

Tren de Estiraje



Nota. Configuración de manuar de estiraje. Tomado de Angieecv, 2014

Los cilindros del tren de estiraje, tanto los de entrada como los de salida, cuentan con dos tipos de recubrimiento. Cuanto más blando el compuesto del caucho de recubrimiento en la salida del tren de estiraje mejor calidad del hilo, pero en mezclas se recomienda cauchos más duros a la salida. (Jonathan, 2016).

Tabla 11

Dureza de Cauchos de tren de estiraje

Material	Cilindro	Dureza °Shore
Acrílico 100%	Entrada	75 a 80
Acrílico 100%	Salida	65 a 75
Mezclas De fibras	Entrada	65 a 75
Mezclas De fibras	Salida	75 a 80

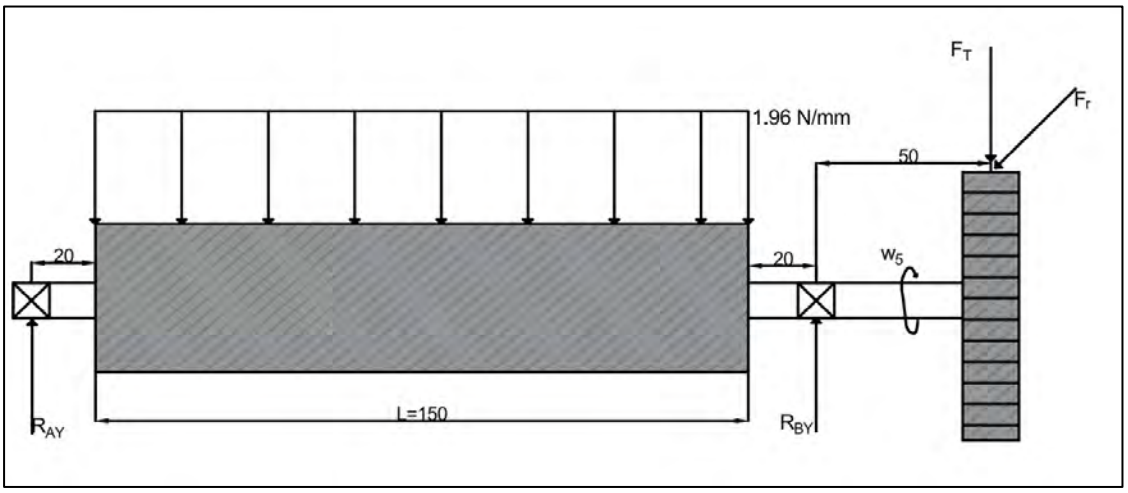
Nota. Tomado de repositorio UTN (Jonathan, 2016)

2.4.2. Comportamiento mecánico de los rodillos

Los rodillos del mecanismo de alimentación cumplen una doble función dentro del sistema: por un lado, permiten el suministro continuo de la fibra cardada, y por otro, participan en el proceso de estiraje mediante el contacto entre superficies en rotación. Estos rodillos se encuentran unidos a los ejes, los cuales reciben el movimiento y el torque generados por el tren de engranajes accionado por el motor.

Figura 18

DCL de los rodillos



Nota. Elaboración Propia.

Desde el punto de vista mecánico, los ejes cumplen la función de soportar los rodillos y transmitir el movimiento, estando sometidos a esfuerzos de torsión y flexión durante el funcionamiento del mecanismo. Adicionalmente, el contacto entre rodillos genera una carga distribuida. Este contacto es fundamental para asegurar un suministro uniforme y estable de la fibra hacia las etapas posteriores del proceso de hilado.

Este concepto se aplicará en el diseño del mecanismo mediante la selección y configuración de los rodillos de estiraje, definiendo su velocidad de rotación, distancia entre rodillos y presión

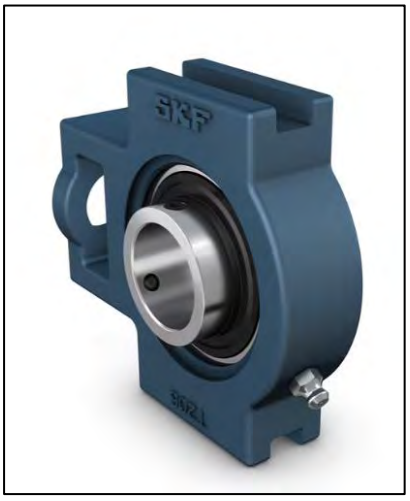
de contacto sobre la fibra. Estos parámetros son fundamentales para asegurar un adecuado proceso de estiraje y lograr un suministro continuo y uniforme de la fibra de alpaca.

2.4.3. Rodamientos y chumaceras en sistemas rotativos

Los rodamientos y chumaceras cumplen la función de soportar y guiar los ejes o rodillos, permitiendo su rotación con un nivel mínimo de fricción. Estos elementos son esenciales para garantizar un movimiento suave y preciso.

Figura 19

Chumacera Tensora



Nota. Tomado de catálogo SKF

El uso de rodamientos adecuados contribuye a mantener la alineación del sistema, absorber cargas radiales y mejorar la estabilidad del mecanismo durante su operación. Asimismo, las chumaceras facilitan el montaje y mantenimiento del conjunto, lo que resulta especialmente importante en equipos destinados a aplicaciones artesanales y semiindustriales, donde se busca simplicidad, confiabilidad y facilidad de operación.

La selección de dichos elementos se aplicará en el diseño del mecanismo, asegurando una rotación suave, fricción mínima y permitiendo la correcta transmisión del movimiento desde el tren de engranajes hacia los rodillos de alimentación.

2.4.4. Guía hilo

Ubicado entre el mecanismo propuesto y la máquina hiladora, el hilo pasa por un guía hilos situado en el eje del huso. Desplazado en relación al eje, se coloca a la salida del último cilindro productor, para evitar la formación de torsiones cerca de este último cilindro. (Jonathan, 2016)

2.4.5. Tren de engranajes

El tren de engranajes es el sistema que transmite el movimiento desde el motor a los rodillos de estiraje. Este sistema garantiza que los rodillos giren a las velocidades adecuadas para estirar la fibra de manera uniforme.

- **Diseño del tren de engranajes:**

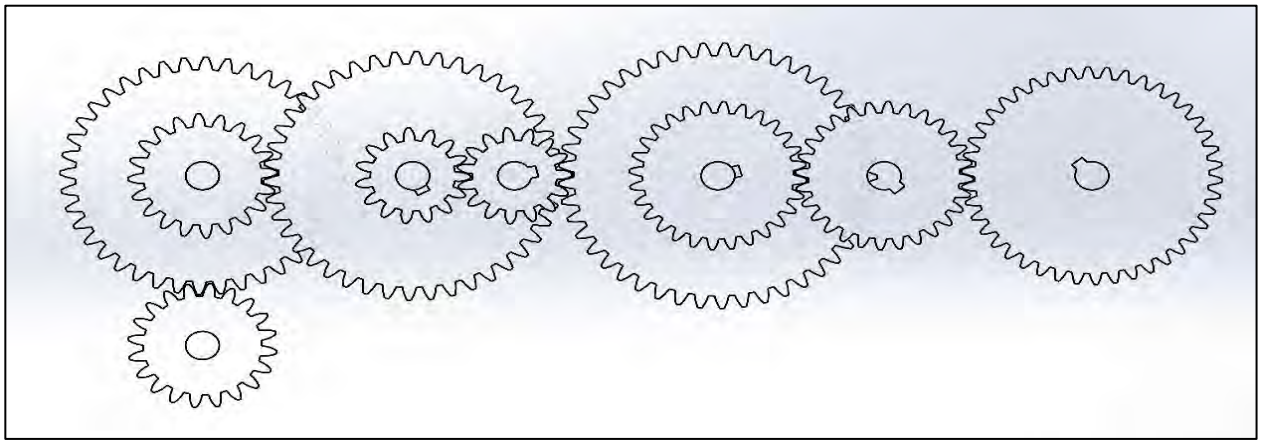
  El tren de engranajes está compuesto por una serie de engranajes interconectados que reducen o aumentan la velocidad de rotación según sea necesario.

- **Funcionamiento del tren de engranajes:**

  El motor principal transmite el movimiento al primer engranaje, que a su vez transmite el movimiento a los engranajes conectados a los rodillos de estiraje.

Figura 20

Ejemplo de Tren de engranajes para los rodillos de estiramiento



Nota. Elaboración Propia

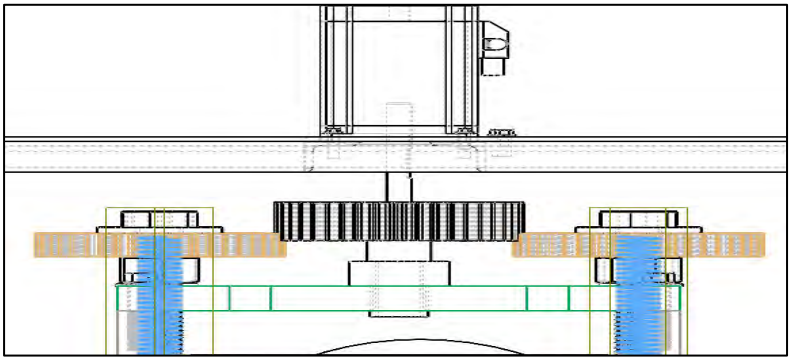
Este concepto se aplicará en el diseño del mecanismo mediante un tren de engranajes rectos, el objetivo es transmitir el movimiento del motor hacia los rodillos inferiores, garantizando la sincronización de velocidades y relaciones de transmisión necesarias para lograr un proceso adecuado en cada etapa del estiraje.

2.4.6. Mecanismo de Presión y Sincronización

El mecanismo puede implementarse mediante sistemas motorizados que accionan tornillos de potencia, permitiendo el posicionamiento sincronizado de los rodillos superiores respecto a los inferiores. Esta configuración facilita el ajuste de la compresión ejercida sobre la fibra y reduce la intervención manual del operario.

Figura 21

Mecanismo de Presión



Nota. Elaboración Propia

a. Cinemática de Sincronización

El accionamiento inicia en un motor paso a paso acoplado a un engranaje conductor, este engranaje transmite el movimiento de rotación de manera simultánea a dos engranajes laterales (conducidos) con una relación de transmisión 1:1. Esta configuración asegura que ambos extremos del rodillo de presión se desplacen verticalmente a la misma distancia, eliminando el error humano de un ajuste independiente por lado.

b. Conversión de Movimiento y Transmisión de Carga

Cada engranaje lateral está acoplado mecánicamente a un tornillo de potencia (perno de presión). La rotación de los engranajes se traduce en un desplazamiento lineal axial. Este desplazamiento actúa directamente sobre los bloques de las chumaceras deslizantes, comprimiendo el rodillo de sujeción contra la fibra y el rodillo conductor inferior.

c. Condición de Autobloqueo

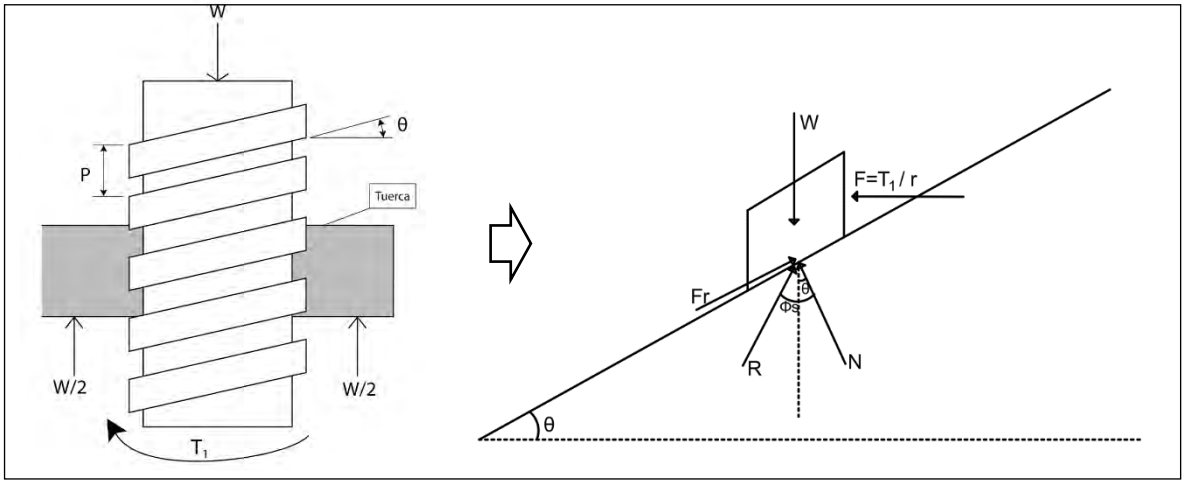
Un factor importante en el diseño es la estabilidad de la carga aplicada. El mecanismo utiliza tornillos de potencia cuyo ángulo de hélice es menor que el ángulo de fricción del material, cumpliendo con la condición de autobloqueo:

$$\emptyset_s > \theta \text{ (condición de autobloqueo)}$$

Esta propiedad de autobloqueo garantiza que, una vez alcanzada la presión de trabajo deseada y retirado el torque, el sistema sea incapaz de retroceder ante las fuerzas de reacción. Esto asegura una presión constante durante todo el proceso de suministro de fibra.

Figura 22

D.C.L del tornillo de potencia para que sea auto bloqueante



Nota. Elaboración Propia a partir de (Shigley, 2019)

Este concepto se aplicará en el diseño del mecanismo mediante un sistema de engranajes acoplados a tornillos de potencia, que permiten subir o bajar los rodillos superiores de forma regulable, facilitando el ajuste de la presión sobre la fibra.

2.5. Sistema de control

2.5.1. Servomotor

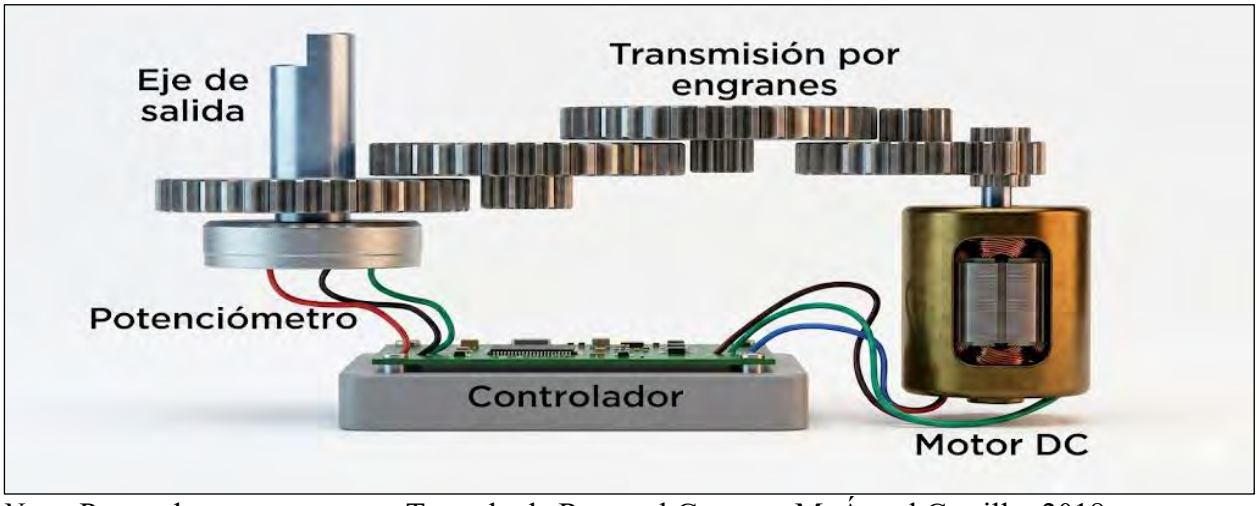
Un servomotor es un actuador electromecánico diseñado para controlar con precisión variables como:

- Velocidad
- Posición angular
- Par (torque)

A diferencia de un motor eléctrico convencional, el servomotor está diseñado para trabajar en sistemas donde se requiere control preciso del movimiento, especialmente en aplicaciones industriales y de automatización mecánica. (Controls, 2025)

Figura 23

Estructura interna de un servomotor.



Nota. Partes de un servomotor. Tomado de ResearchGate por M. Ángel Castillo, 2018.

2.5.1.1. Principio de funcionamiento de un servomotor

En esencia, la función principal de un servomotor es controlar con exactitud la posición de su eje de salida, esto se logra gracias a la coordinación de los siguientes elementos fundamentales:

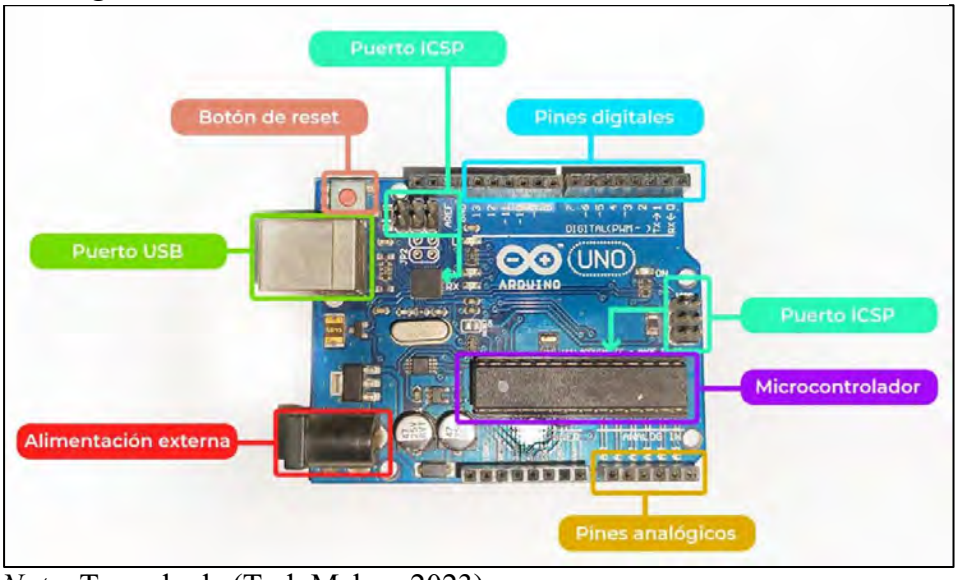
- **Controlador:** Constituye el inicio del proceso. Se trata de una señal eléctrica enviada por el controlador que indica la posición o movimiento requerido. Generalmente se utiliza una modulación por ancho de pulso (PWM), que define la posición objetivo. (Controls, 2025)
- **Motor y sistema de engranajes:** Al recibir la señal, el circuito interno activa el motor para alcanzar la posición indicada. Este motor suele estar acoplado a una caja de engranajes que incrementa el par y regula tanto la velocidad como la precisión del eje de salida.

2.5.2. Arduino

Es una plataforma electrónica de hardware y software libre basada en microcontroladores, diseñada para desarrollar sistemas de automatización y control. Su arquitectura permite recibir información de dispositivos de entrada, procesarla mediante programas desarrollados por el usuario y generar señales de salida para controlar diversos actuadores. (TodoMaker, 2023)

Figura 24

Partes generales de un Arduino



Nota. Tomado de (TodoMaker, 2023)

En el mecanismo propuesto, Arduino actúa como la unidad principal de control, encargándose de gestionar las señales enviadas a los servomotores y coordinar la interacción con

los demás componentes electrónicos del sistema. Su implementación permite automatizar el funcionamiento del mecanismo de estiraje y del sistema de regulación de presión, proporcionando flexibilidad para ajustar los parámetros de operación según los requerimientos del proceso.

2.5.3. Driver de servomotor

El driver de servomotor es un dispositivo electrónico encargado de controlar y suministrar la energía necesaria para el funcionamiento del servomotor, a partir de las señales enviadas por la unidad de control. Interpreta las órdenes de movimiento y regula los parámetros de operación del actuador, tales como velocidad, posición y sentido de giro. (Electromanía, 2023)

Figura 25

Driver TB6600 para Motores Paso a Paso



Nota. Tomado de (Electromanía, 2023)

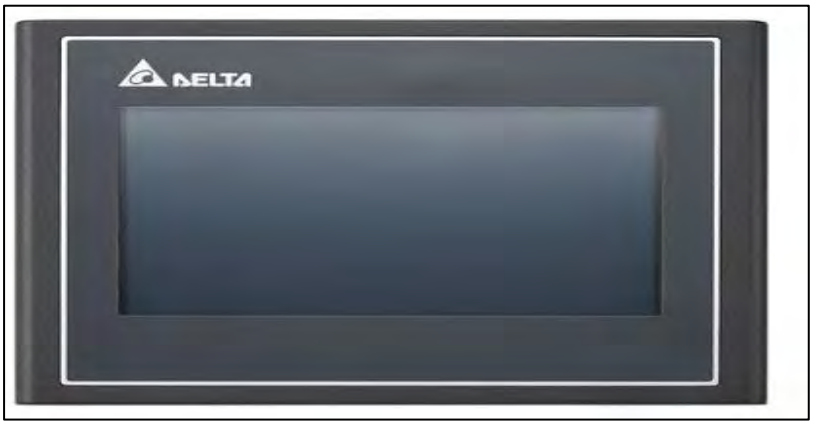
En el mecanismo propuesto, el driver actúa como interfaz entre Arduino y los servomotores empleados en el sistema de estiraje y en el mecanismo de regulación de presión. Su implementación permite ejecutar los movimientos requeridos con precisión y estabilidad, garantizando una respuesta adecuada del sistema de accionamiento y contribuyendo al correcto funcionamiento del proceso automatizado.

2.5.4. Pantalla HMI.

La interfaz hombre-máquina (HMI, por sus siglas en inglés) es un dispositivo que permite la interacción entre el operador y el sistema de control, facilitando la visualización de información y parámetros de funcionamiento. A través de esta interfaz, el usuario puede supervisar el estado del sistema y realizar ajustes de manera sencilla e intuitiva. (SIGELEC, 2022)

Figura 26

Pantalla HMI avanzada 4.3”



Nota. Tomado de (SIGELEC, 2022)

En el mecanismo propuesto, la pantalla HMI permite al operador visualizar variables de operación y configurar los parámetros relacionados con el proceso de alimentación y estiraje de fibra. Su implementación mejora la accesibilidad al sistema de control.

2.5.4.1. Aplicación del sistema de control en el mecanismo de suministro continuo

En los sistemas de alimentación de fibra utilizados en máquinas hiladoras, es fundamental garantizar un suministro continuo y uniforme del material para mantener la estabilidad del proceso de estiraje.

La incorporación de un sistema de control basado en Arduino, servomotores, drivers y una interfaz HMI permite automatizar estas funciones, facilitando la regulación precisa de las variables de operación y mejorando la repetibilidad del proceso.

Tabla 12

Comparación entre sistema convencional y sistema automatizado de control

Criterio	Sistema convencional (manual)	Sistema automatizado (propuesta)
Control de velocidad	manual	Regulable
Regulación de presión	manual	Ajuste automático
Precisión de operación	Dependiente del operador	Controlado
Aplicación	Movimiento continuo	Sistemas que requieren precisión
Supervisión del proceso	Visual y manual	Interfaz HMI
Intervención del operador	Frecuente	Mínima
Complejidad del sistema	Baja	Moderada
Costo	Menor	Mayor
Adecuación al proceso de hilado	Media	Alta

Nota. Elaboración propia.

De acuerdo con la comparación presentada en la Tabla 12, el sistema automatizado propuesto ofrece ventajas significativas frente a los métodos convencionales de operación manual. La incorporación de elementos de control permite mejorar la precisión, repetibilidad y facilidad de ajuste del proceso, contribuyendo a un suministro continuo y uniforme de fibra durante la operación de la máquina hiladora.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO CONCEPTUAL

En el siguiente capítulo se desarrolla el diseño conceptual del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca. Este proceso se realiza siguiendo los lineamientos de la normativa alemana VDI 2221, la cual establece un enfoque para el desarrollo de soluciones de ingeniería, orientado a la obtención de diseños técnicamente viables y funcionales.

De acuerdo con dicha normativa, el diseño conceptual comprende la definición de los requerimientos del sistema mediante la elaboración de la lista de exigencias, la identificación de las funciones que debe cumplir el mecanismo, la generación de alternativas de solución a través de una matriz morfológica, y la evaluación y selección de la variante óptima considerando criterios técnicos y económicos. Este enfoque permite garantizar que el mecanismo propuesto responda de manera coherente a las necesidades del proceso de hilado en una máquina semiindustrial del CITE Textil Camélidos Cusco.

3.1. Lista de exigencias

La lista de exigencias constituye una de las primeras etapas de la normativa de diseño VDI 2221, ya que permite identificar, organizar y documentar de manera sistemática los requerimientos y restricciones que debe cumplir la solución propuesta. En ella se establecen las necesidades del cliente o usuario, así como las condiciones técnicas, funcionales, operativas, económicas y seguridad que deberán ser consideradas durante el proceso de diseño.

En el caso particular de esta investigación, las exigencias han sido definidas a partir de las condiciones de operación del CITE Textil Camélidos Cusco y los requerimientos de una producción regulable.

Tabla 13

Lista de Exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			**Página** 1 de 2
			Edición: Rev. 1.
PROYECTO		**DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA**	**Fecha:** 01/04/2026
			Revisado: Ing. Evelyn G. Tamayo
CLIENTE		CITE Textil camélidos Cusco	**Elaborado:** Bach. Guido Ccahuata Yauri
N°	**Deseo / Exigencia**	**DESCRIPCIÓN**	**RESPONSABLE**
1	E	**FUNCIÓN PRINCIPAL** - Diseñar un mecanismo que, integrado a la máquina hiladora existente, suministre de forma continua, y controlada fibra de alpaca cardada.	G.C.Y.
2	E	**GEOMETRÍA** - El mecanismo deberá diseñarse con dimensiones compatibles con la máquina hiladora existente, y permitir la regulación de la capacidad de producción	G.C.Y.
3	E	**FUENTE DE ALIMENTACIÓN** - Energía eléctrica 24VDC (motor BLDC 75 W-60Hz).	G.C.Y.
4	E	**CINEMÁTICA** - Tipo de movimiento: Rotativo (engranajes y rodillos de sujeción). - Dirección del movimiento: Desde el sistema de alimentación hacia la salida de la fibra en la hiladora. - Velocidad: Regulable según el proceso de hilado.	G.C.Y.
5	E	**FUERZAS** - El mecanismo deberá transmitir una fuerza controlable y suficiente para estirar y suministrar la fibra de alpaca, sin ocasionar daños ni afectar la continuidad del hilado.	G.C.Y.
6	E	**SEGURIDAD** - La máquina será diseñada de tal modo que la integridad física del operador no sea comprometida. - Los elementos que pueden causar accidente deben estar recubiertas o aisladas del operador.	G.C.Y.

7	E	**FABRICACIÓN** - Para su fabricación y ensamble se deberán usar elementos estándares y comerciales disponibles en el mercado local/nacional, con el fin de garantizar el correcto funcionamiento, la mantenibilidad y la vida útil estimada del mecanismo.	Personal técnico calificado
8	D	**ERGONOMÍA** - La disposición de los elementos de operación deberá facilitar el acceso y la manipulación de la fibra, garantizando una postura cómoda y segura para el operador.	G.C.Y.
9	E	**CONTROL** -El sistema deberá regular la velocidad y la presión de los rodillos para garantizar una alimentación uniforme y controlada de la fibra de alpaca.	G.C.Y.
10	E	**MANTENIMIENTO** -El mecanismo deberá permitir el acceso sencillo a los componentes principales para labores de limpieza, lubricación y reemplazo de piezas, utilizando herramientas básicas y sin requerir desmontaje completo.	Personal técnico calificado
11	D	**USO** - El mecanismo deberá permitir una operación sencilla e intuitiva para el operador	G.C.Y.
12	D	**INSTALACIÓN** - El mecanismo deberá ser compatible con la estructura de la máquina hiladora existente, permitiendo una instalación estable y segura.	G.C.Y. Personal técnico calificado

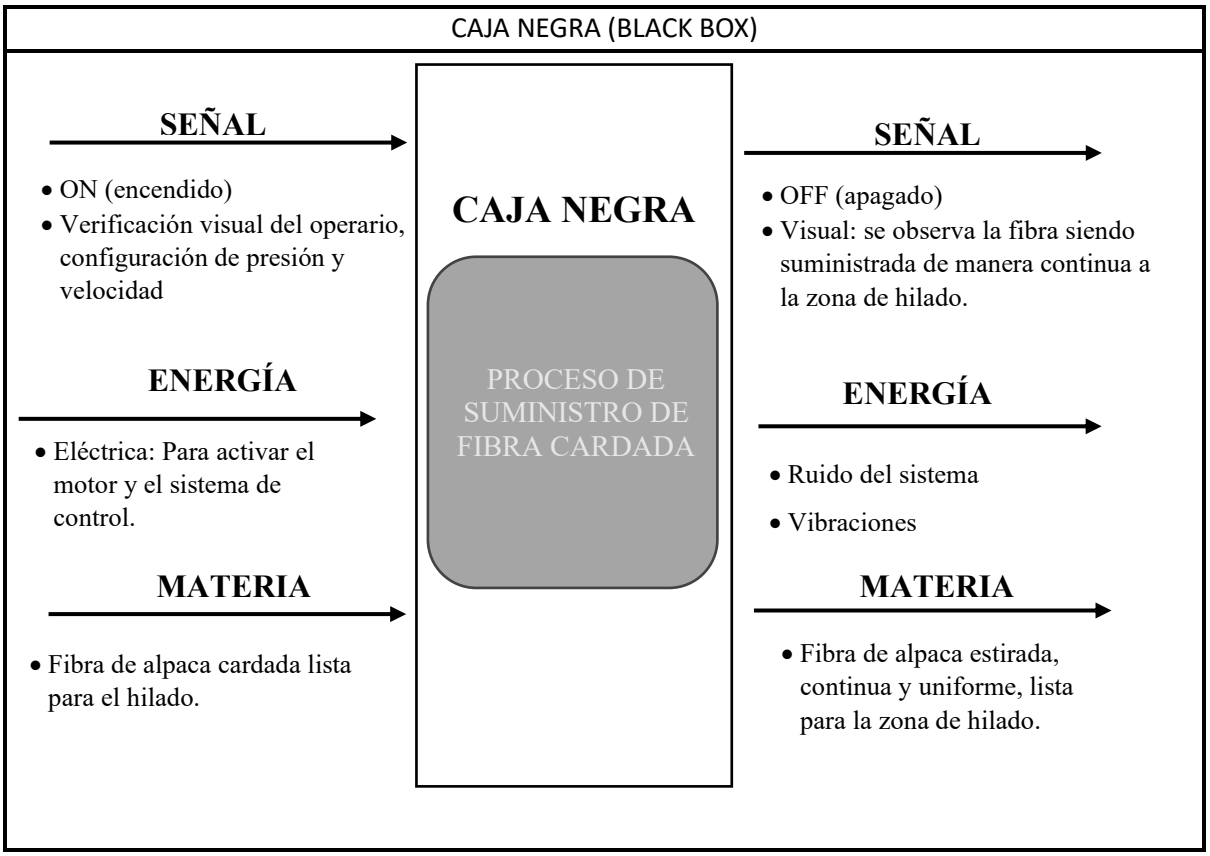
Nota. Elaboración Propia.

3.2. Caja Negra

Para analizar estas exigencias se utilizará el enfoque de Caja Negra (Black Box). Este método permite descomponer el sistema en entradas, salidas y funciones principales, sin considerar en los detalles internos de su operación. Así, se logra identificar de manera clara las funcionalidades que el sistema debe cumplir y se facilita una evaluación de las alternativas tecnológicas que mejor respondan a los requerimientos establecidos.

Figura 27

Caja Negra (Black Box)

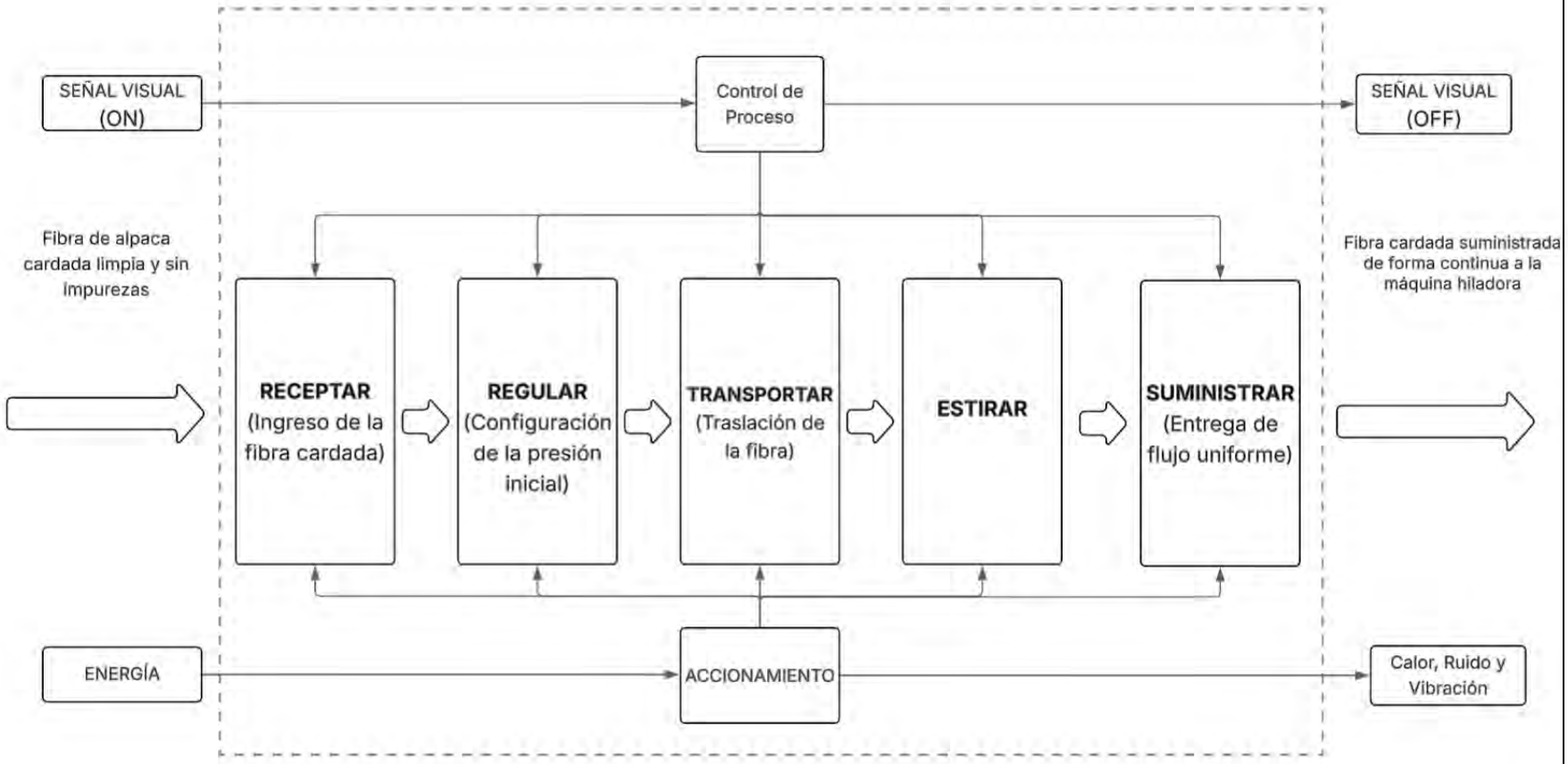


Nota. Elaboración Propia.

Tabla 14

Estructura de Funciones

ESTRUCTURA DE FUNCIONES		**Pag:** 01 de 01
		Edición: Rev. 1
Proyecto:	**DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA**	**Fecha:** 30/03/2026
		Revisado: Ing. Evelyn G. Tamayo
Cliente:	Los artesanos y productores textiles que trabajan con fibra de camélidos de la Región del Cusco	**Elaborado:** Bach. Guido Ccahuata Yauri



Nota. Elaboración Propia

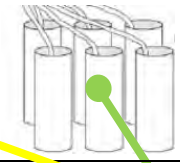
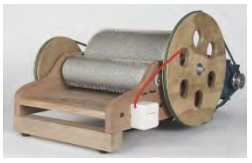
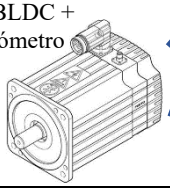
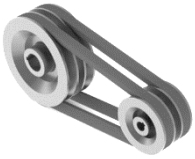
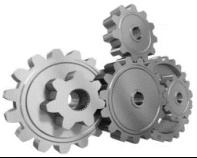
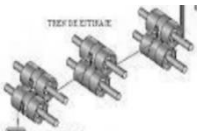
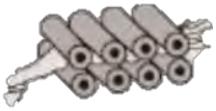
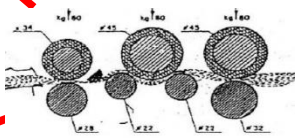
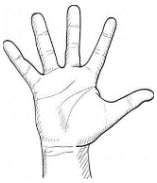
3.3. Matriz Morfológica

Existen diversas maneras de realizar búsqueda de soluciones, incluyendo métodos convencionales, intuitivos y basados en el razonamiento. En este trabajo, se explorará una estrategia discursiva específica para alcanzar soluciones, utilizando una estructura organizada conocida como la "Matriz morfológica" de Zwicky. Comúnmente, un problema general puede desglosarse en componentes funcionales más pequeños.

Tabla 15

Matriz Morfológica

MATRIZ MORFOLÓGICA			**Pag:** 01 de 01 **Edición:** Rev. 3
Proyecto:	**Diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora**		**Fecha:** 28/06/2026 **Revisado:** Mgt. Evelyn G. Tamayo
Cliente:	CITE Textil camélidos Cusco		**Elaborado:** Bach. Guido Ccahuata Yauri

Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Carga Inicial	Manual 	Botes con cinta Cardada 	Cardadora 
Fuente de Energía	Motor BLDC + Potenciómetro 	Manivela 	Motor + Variador de Frecuencia 
Sistema de transmisión	Poleas 	Piñón - Cadenas 	Tren de engranajes 
Transporte y Estiraje de Fibra	3 pares de rodillo 	4 pares de rodillo 	Rodillos 3/4 
Regular Presión	Tuerca autobloqueante 	Tornillo de potencia 	Engranajes 
Retirar Residuos	Manual 	Aspiradora 	Escobillón 
S1	**S2**	**S3**	**S4**

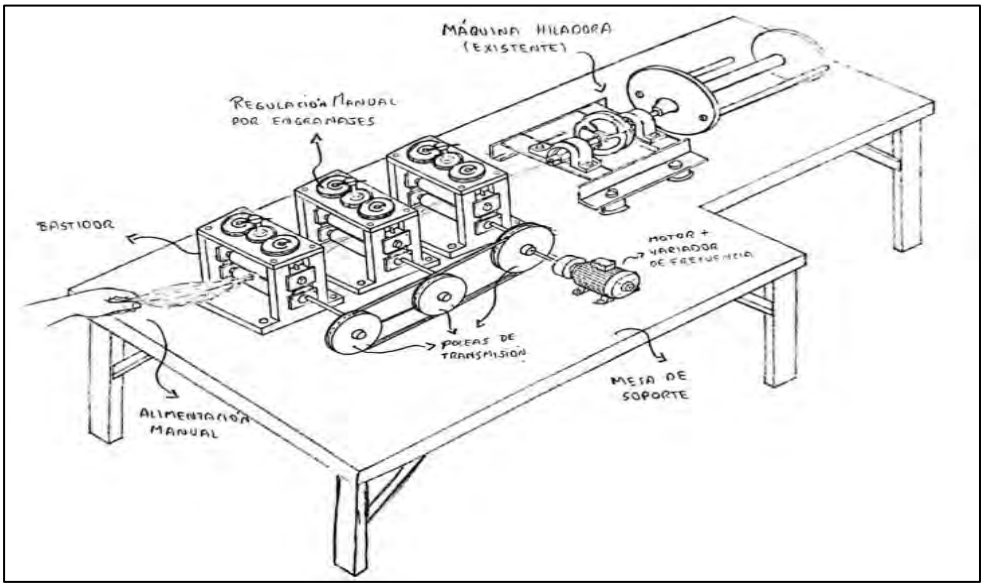
Nota. Elaboración propia

3.3.1. Solución 01

Consiste en un mecanismo de alimentación con carga manual de fibra previamente cardada. El sistema de transmisión está conformado por un motor eléctrico con variador de frecuencia, el cual acciona los pares de rodillos de estiraje mediante poleas y fajas. La regulación de la presión entre rodillos se realiza manualmente mediante un sistema de engranajes accionado por una manivela. La limpieza de los residuos de fibra se efectúa utilizando una escobilla.

Figura 28

Solución 1



Nota: Bosquejo de la primera alternativa de solución, elaboración propia.

Tabla 16

Componentes y materiales de la solución 01

COMPONENTE	MATERIAL PROPUESTO
Bastidor	Acero ASTM A36
Tablero de Mesa de Soporte	Acero ASTM A36
Estructura de Mesa de Soporte	Acero ASTM A36
Rodillos de estiraje	Acero SAE 1045
Ejes	Acero SAE 1045
Poleas de transmisión	Aluminio
Fajas trapezoidales	Caucho reforzado
Engranajes de regulación	Acero SAE 1045
Motor eléctrico + Variador de Frecuencia	Componente comercial

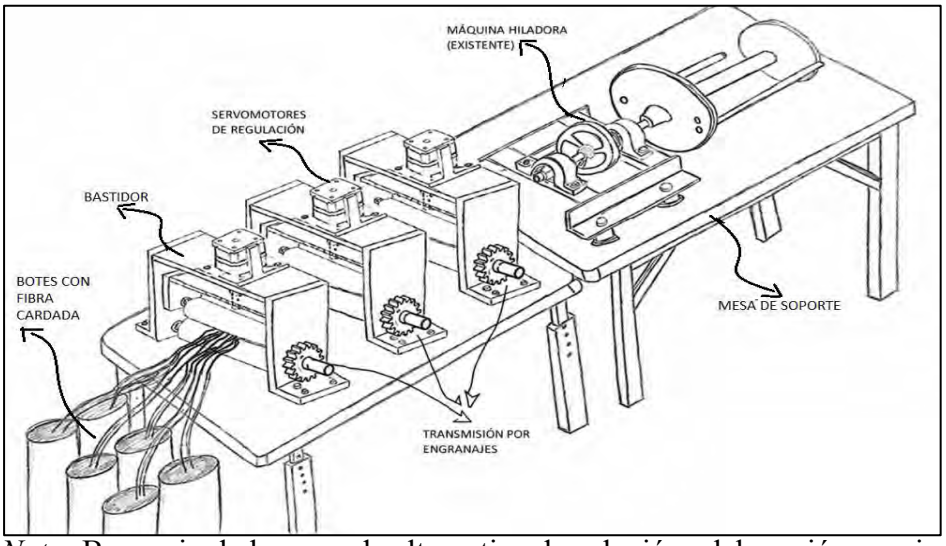
Nota: Elaboración propia

3.3.2. Solución 02

La segunda alternativa emplea botes con cinta cardada como sistema de alimentación. La energía es suministrada por un motor BLDC de velocidad regulable, mediante un controlador, acoplado directamente a los rodillos de estiraje, y la transmisión entre rodillos se realiza mediante un tren de engranajes. El mecanismo tiene una configuración de rodillos 3 sobre 3. La presión vertical de los rodillos se regula a través de motores paso a paso, y al finalizar el proceso, los residuos se retiran mediante una aspiradora.

Figura 29

Solución 02



Nota: Bosquejo de la segunda alternativa de solución, elaboración propia.

Tabla 17

Componentes y materiales de la solución 02

COMPONENTE	MATERIAL
Bastidor	Acero ASTM A36
Mesa de soporte (estructura)	Acero ASTM A36
Tablero de la mesa	Madera tornillo
Rodillos de estiraje	Acero SAE 1045 con recubrimiento de caucho
Engranajes de transmisión	Acero SAE 1045
Motor DC	Componente comercial
Motor paso a paso	Componentes comerciales
Pernos y elementos de fijación	Acero grado 8.8

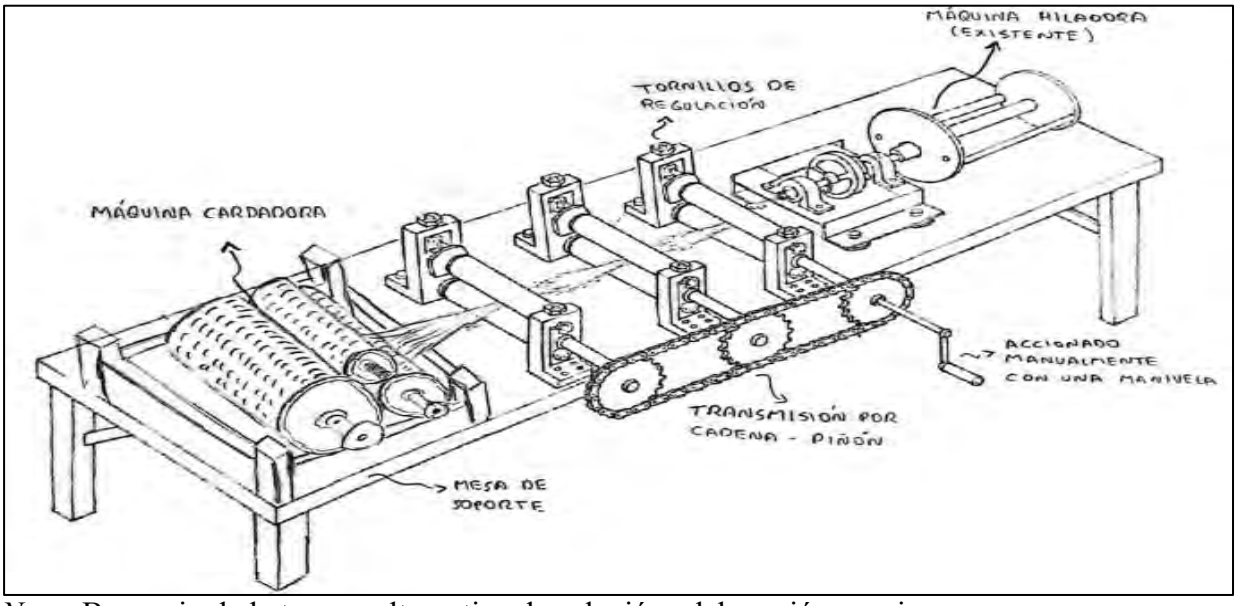
Nota: Elaboración Propia.

3.3.3. Solución 03

En esta alternativa se alimenta directamente el mecanismo de estiraje desde una máquina cardadora. El accionamiento del sistema se realiza manualmente mediante una manivela, la cual transmite el movimiento a los rodillos a través de un sistema de piñones y cadena. El mecanismo tiene una configuración de rodillos 3 sobre 4. La regulación de la presión se efectúa mediante tornillos con tuercas auto bloqueantes y la limpieza de los residuos de fibra se realiza manualmente.

Figura 30

Solución 03



Nota: Bosquejo de la tercera alternativa de solución, elaboración propia.

Tabla 18

Componentes y materiales de la solución 03

Componente	Material propuesto
Mesa de soporte	Perfil de acero estructural ASTM A500
Tablero de la mesa	Plancha LAC 3mm
Bastidor	Acero ASTM A36
Rodillos de presión	Aluminio 6061
Piñones	Acero SAE 1040
Cadena de transmisión	Acero aleado para transmisión
Manivela	Acero SAE 1018
Tornillos de regulación	Acero inoxidable AISI 304

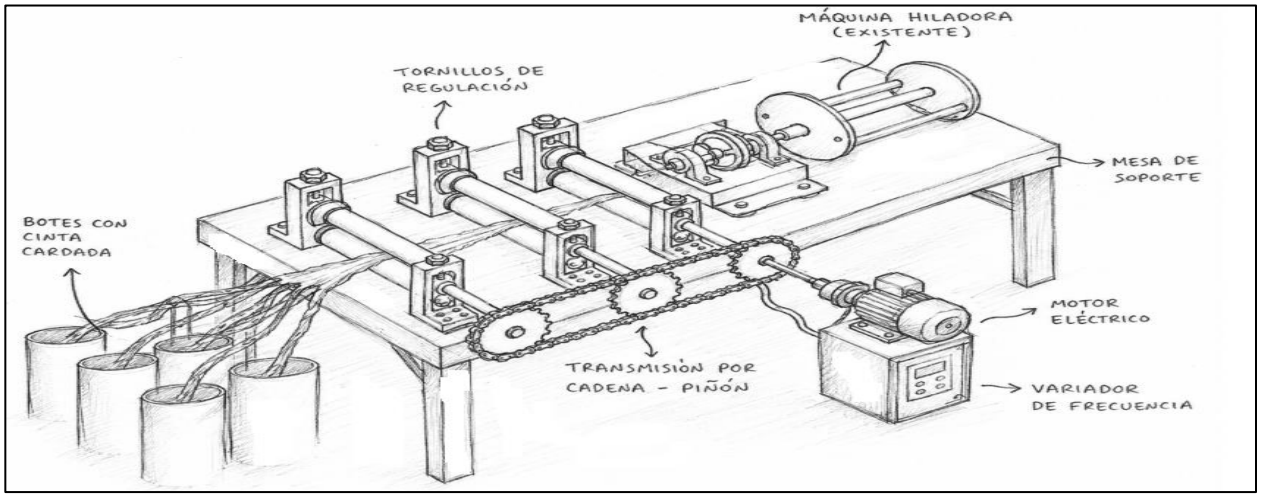
Nota: Elaboración Propia.

3.3.4. Solución 04

Propone la alimentación de la fibra mediante botes con cinta cardada. La transmisión del movimiento se realiza mediante un motor eléctrico controlado por un variador de frecuencia, cuya potencia se transmite a los rodillos a través de un sistema de cadena y piñón. El transporte de la fibra se efectúa mediante rodillos de estiraje, mientras que la regulación de la presión entre rodillos se consigue mediante tornillos con tuercas autobloqueantes. Finalmente, la limpieza de fibras y residuos generados durante el proceso se realiza mediante una aspiradora.

Figura 31

Solución 04



Nota: Elaboración Propia.

Tabla 19

Componentes y materiales de la solución 04

Componente	Material
Estructura principal	Acero ASTM A36
Botes para cinta cardada	Polietileno (HDPE)
Motor eléctrico	Comercial
Variador de frecuencia	Comercial
Sistema de cadena y piñón	Acero aleado SAE 1045
Rodillos de estiraje	Acero inoxidable AISI 304
Tuercas autobloqueantes	Acero galvanizado

Nota: Elaboración Propia.

3.4. Evaluación de los proyectos preliminares

Al estar ya fijadas las características del diseño, esta etapa permite evaluar las distintas alternativas del proyecto. Se empleó un factor de ponderación g, cuya suma es igual a la unidad ($\sum g = 1$). En consecuencia, el cálculo de los valores técnico y económico se realizó mediante la sumatoria de los puntajes ponderados (gp), obtenidos como el producto entre el peso asignado a cada criterio y la puntuación correspondiente de cada alternativa. De esta manera, los criterios de mayor relevancia tienen una mayor influencia en la evaluación final de los conceptos de diseño.

$$X_i = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i p_i}{\sum_{i=1}^{n} g_i p_{max}} \quad ; \quad (Valor\ Técnico)$$

$$Y_i = \frac{\sum_{i}^{n} g_i p_i}{\sum_{i=1}^{n} g_i p_{max}}; \quad (Valor\ Técnico)$$

En nuestro caso se cumple que: $\sum g_i = 1 \ \ y \ p_{max} = 4$ simplificamos:

$$X_i = \frac{\sum gp}{4}$$

$$y_i = \frac{\sum gp}{4}$$

3.4.1. Evaluación técnica

Tabla 20

Evaluación técnica del concepto solución según VDI 2221

EVALUACION TECNICA DEL CONCEPTO SOLUCION (Xi)		**Pag:** 01 de 01
		Edición: Rev. 3
Proyecto:	**Diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora**	**Fecha:** 15/03/2026
		Revisado: Mgt. Evelyn G. Tamayo
Cliente:	CITE Textil camélidos Cusco	**Elaborado:** Bach. Guido Ccahuata Yauri

p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI2225)

0=no satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy Bien (Ideal)

g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación

Criterios de evaluación en fase de concepto de proyectos

Variantes de concepto / proyectos			**Solución 1**		**Solución 2**		**Solución 3**		**Solución 4**		**Solución ideal**	
			S1		**S2**		**S3**		**S4**		**S ideal**	
N°	**CRITERIOS DE EVALUACION**	**g**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**
1	Funcionalidad	0.16	2	0.32	4	0.64	3	0.16	2	0.32	4	0.64
2	Seguridad	0.14	3	0.56	4	0.56	3	0.42	2	0.28	4	0.56
3	Compatibilidad	0.15	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.60
4	Confiabilidad	0.10	3	0.3	3	0.30	2	0.20	2	0.20	4	0.40
5	Regulación	0.10	2	0.2	4	0.40	2	0.20	2	0.20	4	0.40
6	Operación	0.09	3	0.27	3	0.27	2	0.18	4	0.36	4	0.36
7	Transmisión	0.10	2	0.20	4	0.4	2	0.2	2	0.2	4	0.40
8	Transporte	0.05	2	0.10	3	0.15	2	0.10	3	0.15	4	0.2
9	Ensamblaje	0.05	2	0.10	3	0.15	1	0.05	3	0.15	4	0.20
10	Espacio requerido	0.04	3	0.12	3	0.12	2	0.08	2	0.08	4	0.16
11	Mantenimiento	0.02	2	0.04	2	0.04	2	0.04	3	0.06	4	0.08
Puntaje máximo Σ_{gp}		**1**		2.66		3.48		2.08		2.45		4
Valor técnico (Xi)				**0.67**		**0.87**		**0.52**		**0.61**		**1**

Nota. Fuente. Elaboración Propia.

3.4.2. Evaluación económica

Tabla 21

Evaluación económica del concepto solución según VDI 2221

EVALUACION ECONÓMICA DEL CONCEPTO SOLUCIÓN (Yi)		**Pag:** 01 de 01
		Edición: Rev. 03
Proyecto:	**Diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora**	**Fecha:** 06/06/2026
		Revisado: Mgt. Evelyn G. Tamayo
Cliente:	CITE Textil camélidos Cusco	**Elaborado:** Bach. Guido Ccahuata Yauri

p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI2225)

0=no satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy Bien (Ideal)

g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación

Criterios de evaluación en fase de concepto de proyectos

Variantes de concepto / proyectos			**Solución 1**		**Solución 2**		**Solución 3**		**Solución 4**		**Solución ideal**	
			S1		**S2**		**S3**		**S4**		**S ideal**	
N°	**CRITERIOS DE EVALUACION**	**g**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**	**p**	**gp**
1	Material	0.25	3	0.75	2	0.50	2	0.50	3	0.75	3	1
2	Fabricación	0.22	2	0.44	3	0.66	1	0.22	3	0.66	3	0.88
3	Diseño	0.18	2	0.36	3	0.54	1	0.18	3	0.54	3	0.72
4	Instalación	0.15	3	0.45	2	0.30	2	0.30	2	0.30	2	0.60
5	Mano de obra	0.12	3	0.36	2	0.24	2	0.24	2	0.24	2	0.48
6	Mantenimiento	0.08	3	0.24	3	0.24	2	0.16	3	0.24	3	0.32
Puntaje máximo Σ_{gp}		**1**		2.6		2.48		1.6		2.73		4
Valor Económico (Yi)			**0.65**		**0.62**		**0.4**		**0.68**		**1|**	

Nota. Elaboración Propia.

3.4.3. Selección de la alternativa óptima

Tabla 22

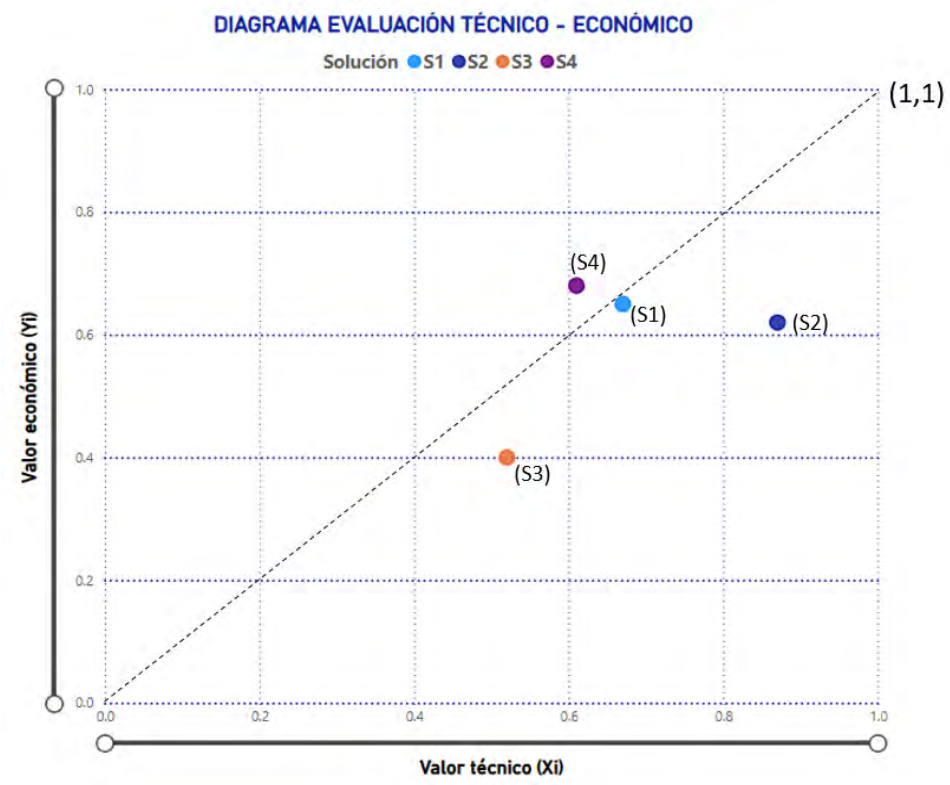
Resumen de evaluación de proyecto

Alternativa	Valor técnico (Xi)	Valor económico (Yi)
S1	0.67	0.65
S2	0.87	0.62
S3	0.52	0.40
S4	0.61	0.68

Nota. Elaboración Propia.

Figura 32

Diagrama de evaluación técnico – económico



Nota. Elaboración Propia

El diagrama compara las cuatro alternativas en función de su desempeño técnico y económico. La Solución 2 se ubica como la alternativa más próxima al punto ideal, al presentar el mejor equilibrio entre ambos criterios, por lo que se selecciona como la alternativa para el desarrollo del proyecto.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL MECANISMO

4.1. Selección y justificación de materiales

La selección de materiales se realiza en función de los requerimientos mecánicos, condiciones de operación y disponibilidad en el mercado, buscando un equilibrio entre costo y facilidad de fabricación.

Tabla 23

Selección de Materiales

Componente	Material	Propiedades relevantes	Justificación de selección
Ejes	Acero AISI 1045	Buena maquinabilidad σy = 355 MPa (Bolaños, 2018)	Adecuado para soportar esfuerzos de flexión y cortante. Material comercial
Engranajes	Acero AISI 1045	Buena maquinabilidad σy = 355 MPa (Bolaños, 2018)	Resistencia suficiente para cargas moderadas y facilidad de fabricación.
Estructura (bastidor) y Soportes	Acero ASTM A36	Buena resistencia estructural, soldabilidad, bajo costo σy = 250 MPa	Material ideal para estructuras y bastante comercial
Tablero de mesa	Madera (tipo tornillo)	Ligereza, facilidad de mecanizado, disponibilidad	Reduce peso del sistema y suficiente para soportar cargas.
Elementos de unión	Acero clase 8.8	Alta resistencia a la tracción	Permite uniones seguras y desmontables
Recubrimiento de rodillo	Caucho EPDM	Alta elasticidad y resistencia al desgaste	Mejora el agarre de la fibra

Nota. Elaboración Propia.

4.2. Diseño de rodillos de estiraje

4.2.1. Determinación de distancia entre rodillos

La distancia entre rodillos se determina en función de la longitud de la fibra de alpaca a procesar, se adopta una separación inferior a la longitud mínima de la fibra, con el propósito de mantenerla bajo el control de los pares de rodillos durante el proceso de estiraje, favoreciendo un suministro continuo y uniforme. (Meza Alexander, 2022)

Tabla 24

Longitud de fibra

Edad	Longitud de fibra (mm)
1 año	156
3 años	138
5 años	121
6 años	118

Nota. Longitud de Fibra según la edad de la alpaca. Tomado de (Meza Alexander, 2022)

Según la tabla, La fibra más corta tiene una longitud de $L_f = 118mm$, este será nuestro límite máximo para determinar la distancia entre rodillos, por lo tanto:

$$D_{e-r} < L_f$$

Donde:

- D_{e-r} : $Distancia\ entre\ rodillos\ (mm)$.
- L_f : $longitud\ mínima\ de\ la\ fibra\ de\ alpaca\ (mm)$.

Considerando que:

$$L_f = 118mm$$

De acuerdo con (Gordon & Hsieh, 2006), el sistema de estiraje de 3/3 comprende una zona de preestiraje (Zona B), cuya función es reducir la cohesión y fricción entre las fibras para preparar el material para la zona de estiraje principal (Zona A), donde se produce el mayor estiraje. Con

base en estas funciones, se adoptó un ecartamiento de 110 mm para la zona de preestiraje, permitiendo una transición gradual del material hacia la etapa de estiraje principal, y un ecartamiento de 90 mm para la zona de estiraje principal, con el propósito de proporcionar un mayor control de las fibras en la etapa donde se produce el estiraje principal. Estos valores se consideran parámetros iniciales de diseño y deberán validarse mediante calibración experimental.

a. Zona de pre-estiraje (110 mm):

En esta primera etapa, la fibra ingresa al sistema y recibe un estiramiento inicial suave. Se ha seleccionado una distancia de 110 mm, que se encuentra ligeramente por debajo del límite máximo (118 mm), permitiendo que la fibra sea guiada y controlada sin someterla a una tensión excesiva.

b. Zona de estiraje final (90 mm):

En esta segunda etapa, la fibra ya ha sido pre-estirada y se somete al estiraje final, donde se requiere una mayor tensión para preparar la fibra para la zona de hilado. Se ha seleccionado una distancia de 90 mm, que es menor que la zona de pre-estiraje. Esta reducción de distancia permite un mayor control de la tensión sobre la fibra.

4.2.2. Diámetro de rodillos

El diámetro de los rodillos inferiores puede oscilar entre 20 y 90 mm, pero normalmente se utilizan diámetros entre 25 y 50 mm y normalmente, los diámetros de los rodillos superiores están entre 25 y 40 mm. (Klein, 2014, pág. 46)

Tabla 25

Dimensiones Propuestas para los rodillos de estiraje

Elemento	Rango Recomendado	Valor Propuesto
Rodillo Inferior	20 - 90 mm	40 mm
Rodillo Superior	25 - 40 mm	40 mm

Nota. Elaboración Propia.

El diámetro de 40 mm se selecciona para garantizar una deflexión mínima bajo carga, estandarización de todos los rodillos a un mismo diámetro y también para maximizar el área de contacto con la fibra.

4.2.3. Longitud de Rodillos

Cálculo según cantidad de mechas alimentadas

La longitud del rodillo se determinó considerando espacio disponible para hasta seis mechas, con el propósito de permitir una futura ampliación de la capacidad productiva del sistema. Se adoptó un ancho de 20 mm por mecha para una adecuada separación durante el transporte de fibra y un margen lateral de 30 mm para compensar posibles desplazamientos del material.

$$Longitud\ util = (n * a) + m$$

- $n = 6$; $Numero\ de\ mechas$
- $a = 20mm$; $Ancho\ promedio\ por\ mecha$
- $m = 30mm$; $Margen\ lateral$

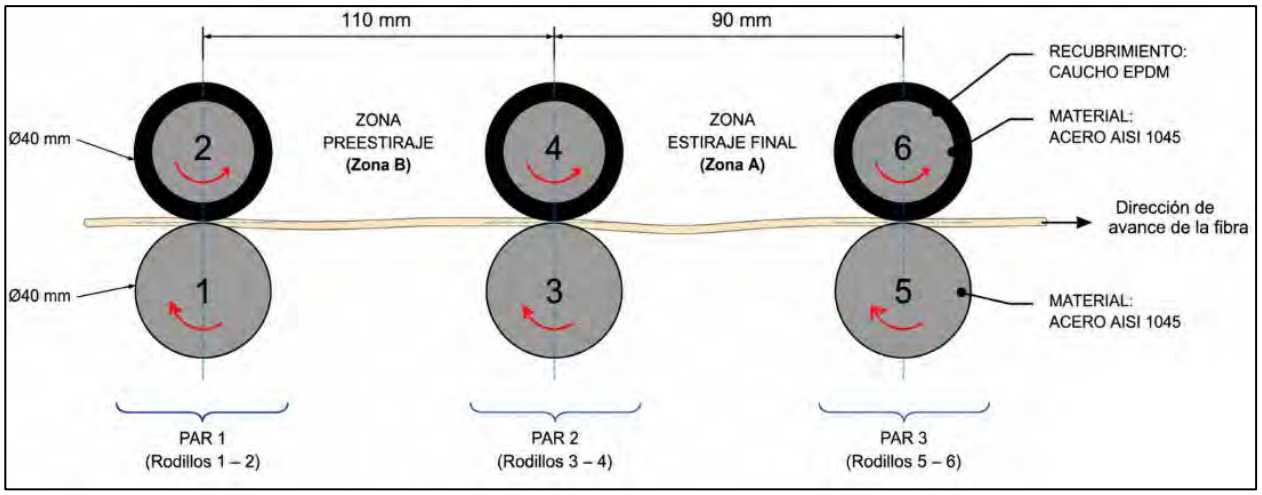
$$Longitud\ util = (6 * 20) + 30$$

$$Longitud\ util = 150mm$$

El mecanismo fue diseñado para trabajar con hasta seis mechas simultáneamente. Sin embargo, la máquina hiladora considerada opera con una mecha.

Figura 33

Disposición de rodillos del sistema de alimentación de fibra



Nota. Elaboración propia.

según la figura:

- Los **rodillos inferiores** (1, 3 y 5) son los motrices, conectados al sistema de engranajes.
- Los **rodillos superiores** (2, 4 y 6) son regulables en presión vertical.

Tabla 26

Cuadro resumen de las especificaciones técnicas de los Rodillos

Zona	Par de rodillos	Rodillos	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Separación longitudinal entre líneas de pinzamiento (mm)	Material
Zona B – Preestiraje	Par 1 –Par 2	1–2 / 3–4	40	150	**110**	Rodillos inferiores: Acero AISI 1045 Rodillos superiores: Acero AISI 1045 recubierto con caucho EPDM
Zona A – Estiraje principal	Par 2 – Par 3	3–4 / 5–6	40	150	**90**	

Nota. Elaboración propia.

- El **caucho EDPM** proporciona mayor fricción sin dañar la fibra de alpaca. (Corporación, 2021)
- El acero **AISI 1045** es adecuado por su resistencia al desgaste, fácil mecanizado y buena rigidez.

Tabla 27

Propiedades mecánicas acero AISI / SAE 1045

Dureza	Esfuerzo Fluencia (min.)	Esfuerzo Tracción (min.)	Elongación (min.)
170 – 190 HB	40 kg/mm²	63 – 73 kg/mm²	15%

Nota. Tomado de (Industrial, 2025).

4.3. Cálculo de velocidades de los rodillos de estiraje

Debido a que la máquina hiladora existente no dispone de una capacidad productiva nominal certificada y que la producción depende de las condiciones de operación y de la habilidad del operario, el mecanismo propuesto se diseñó con velocidad de alimentación regulable. Esta característica es posible gracias al empleo de un motor de corriente continua sin escobillas (BLDC), integrado con un controlador de motor, cuya velocidad de giro puede modificarse, permitiendo adaptar el suministro de fibra a diferentes requerimientos de producción sin alterar las relaciones de estiraje ni la transmisión mecánica del sistema.

Para el dimensionamiento cinemático se adopta como condición nominal de diseño una producción de **16 kg/día**, considerando una jornada de trabajo de **8 horas**. Esta condición se utiliza únicamente como referencia para establecer una velocidad nominal de funcionamiento del mecanismo, pudiendo incrementarse o reducirse posteriormente mediante el control del motor, de acuerdo con las necesidades de producción.

La densidad lineal de la cinta cardada de entrada (sin estirar) es de:

$\mu_0 = 4.963 ktex = 4963 tex$ (Heliyon, 2022)

4.3.1. Relación de Estiraje

Se establece que en mecanismos de estiraje de dos zonas el pre-estiraje recomendado para fibras se encuentra entre 1.42 y 1.60, mientras que el estiraje total recomendado varía entre 4 y 8.

Estas relaciones permiten reducir el entrelazamiento de las fibras en la primera zona y preparar adecuadamente el material para el estiraje principal, logrando una mejor uniformidad de la mecha. (Wollo, 2022)

Con base en estos criterios se adoptó un pre-estiraje de 1.5 (Zona B) y un estiraje principal de 3 (Zona A), obteniéndose un estiraje total de:

$$E_T = 1.5 * 3 = 4.5$$

Valor que se encuentra dentro del rango recomendado.

4.3.2. Determinación de la densidad lineal de la mecha a la salida del mecanismo(μ_f)

Se determina mediante la relación de estiraje:

$$\mu_f = \frac{\mu_0}{E_T} = \frac{4963}{4.5} = 1103tex$$

Por lo tanto, la densidad lineal correspondiente al material suministrado por el rodillo alimentador es de 1103 tex.

4.3.3. Cálculo de la velocidad lineal del rodillo alimentador

16 kg/día corresponde a la condición nominal de diseño para una mecha, utilizada para determinar las velocidades de los rodillos.

- Producción nominal: $Q = 16kg/día$ (una mecha)
- Horas de trabajo: $t = 8h/día$

Caudal másico:

$$\dot{m} = \frac{16kg}{día}\left(\frac{1día}{8h}\right) = \frac{2kg}{h} = 5.5 * 10^{-4}kg/s$$

La densidad lineal de salida expresada en unidades del Sistema Internacional es:

$$\mu_f = 1103tex \approx 1103\frac{g}{1000m} = 1.103\frac{g}{m} = 0.001103\frac{kg}{m}$$

Aplicando el principio de conservación de la masa:

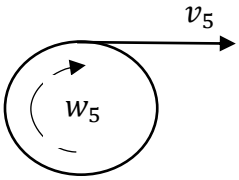
$\dot{m} = v_5 * \mu_f$

Despejando velocidad lineal

$$v_5 = \frac{\dot{m}}{\mu_f}$$

$$v_5 = \frac{5.5 * 10^{-4} kg/s}{0.001103 \frac{kg}{m}} = 0.5 m/s$$

Cálculo de velocidad angular del rodillo N°5 (rodillo alimentador)

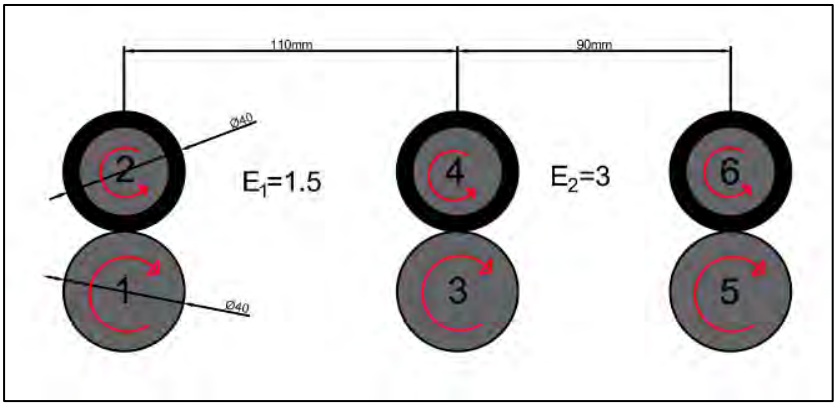


$$w_5 = \frac{(v_5)(60)}{(\pi)(d)} = \frac{(0.5 m/s)(60)}{(\pi)(0.04)} = 236.82\ rpm$$

Cálculo de velocidades de rodillos anteriores

Figura 34

Estirajes Definidos



Nota. Elaboración propia.

Usando los estirajes definidos:

- $Preestiraje = E_1 = 1.5$
- $Estiraje = E_2 = 3$

$$E_2 = \frac{w_5}{w_3} \rightarrow w_3 = \frac{w_5}{E_2} = \frac{236.8\ rpm}{3}$$

$$w_3 = 78.94\ rpm$$

$$E_1 = \frac{w_3}{w_1} \rightarrow w_1 = \frac{w_3}{E_1} = \frac{78.94\ rpm}{1.5}$$

$$w_1 = 52.63\ rpm$$

Tabla 28

Cuadro resumen – Velocidades de rodillos

Rodillo	Zona	Estiraje	Velocidad (rpm)
Rodillo 1-2	Entrada	—	52.63
Rodillo 3-4	Preestiraje	×1.5	78.94
Rodillo 5-6	Estiraje final	×3	236.82

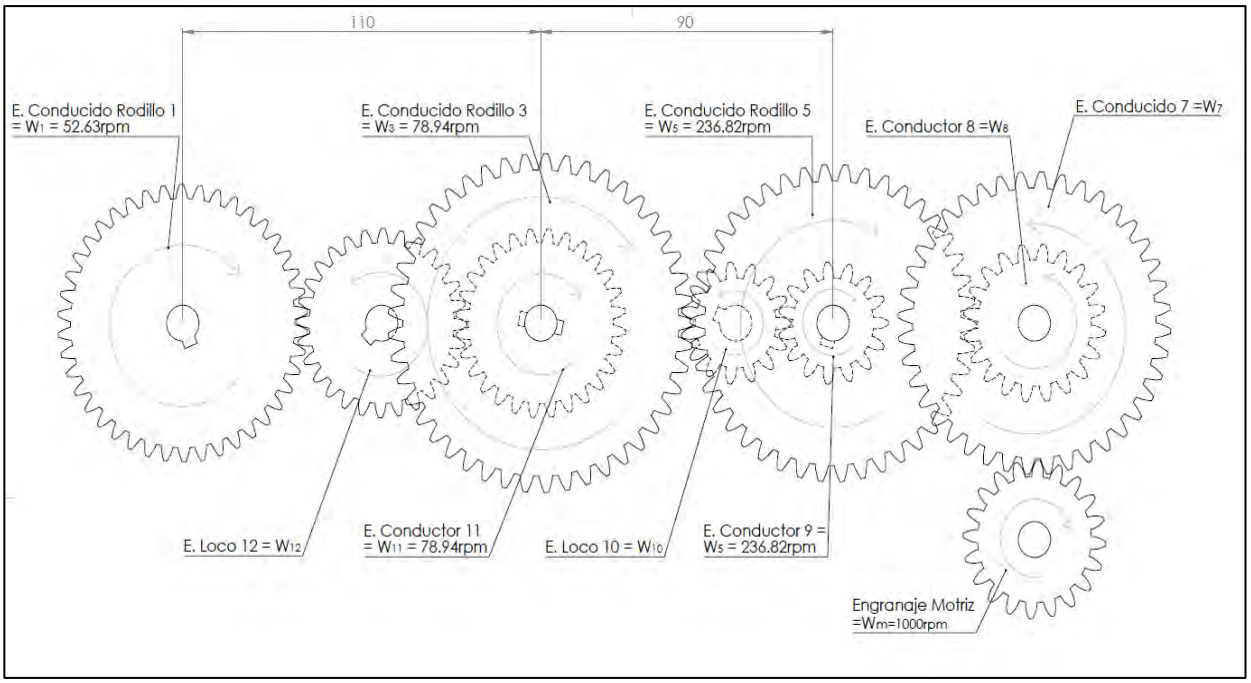
Nota. Elaboración propia.

4.4. Diseño del Tren de Engranajes para rodillos de estiraje

El sistema de estiraje requiere un tren de engranajes que garantice las velocidades angulares específicas en cada rodillo (52.63 RPM, 78.94 RPM y 236.82 RPM), partiendo de una velocidad de entrada constante de 1000 RPM proporcionada por un motor BLDC. Este capítulo detalla el diseño mecánico, las relaciones de transmisión y la disposición de los engranajes para cumplir con estos requisitos.

Figura 35

Configuración General del Tren de Engranajes



Nota. El tren de engranajes se compone de 10 engranajes. Elaboración propia.

La Figura N°35 muestra el esquema en vista lateral del sistema, donde se aprecian las conexiones entre los engranajes y los rodillos.

Consideraciones Técnicas del Diseño

- Tipo de engranaje: Todos los engranajes utilizados son cilíndricos de dientes rectos.
- Módulo seleccionado: m = 2 mm (estándar ISO, buena resistencia y manufacturabilidad).
- Ángulo de presión: 20°, valor estándar.
- Número total de engranajes: 10 engranajes
- Velocidades angulares aseguradas:
  - Motor: $w_m = 1000\ rpm$
  - $w_7 = 500\ rpm$
  - Rodillo 5: $w_5 = 236.82\ rpm$
  - Rodillo 3: $w_3 = 78.94\ rpm$
  - Rodillo 1: $w_1 = 52.63\ rpm$

Glosario

- i: $Relación\ de\ transmición$
- d: $Diametro\ de\ paso$
- $z = Número\ de\ dientes$
- m: $Módulo$
- $w = Velocidad\ angular$
- c: $Distancia\ entre\ centros$
- F: Ancho de cara

Cálculo de engranajes

4.4.1. Ancho de cara

Se recomienda: $8m < F < 12m$; (Juan J. Hori A, 1981, pág. 99)

En nuestro caso $F = 10 * m = 10 * 2 \rightarrow \boxed{F = 20mm}$

4.4.2. Relaciones de transmisión

- $i_{m-7} = \frac{w_m}{w_7} = \frac{1000}{500} = 2$
- $i_{8-5} = \frac{w_8}{w_5} = \frac{500}{236.82} = 2.1$

- $i_{9-10} = \frac{w_9}{w_{10}} = \frac{236.82}{236.82} = 1$
- $i_{10-3} = \frac{w_{10}}{w_3} = \frac{236.82}{78.94} = 3$
- $i_{3-12} = \frac{w_3}{w_{12}} = \frac{78.94}{78.94} = 1$
- $i_{12-1} = \frac{w_{12}}{w_1} = \frac{78.94}{52.63} = 1.5$

Etapa 1: Reducción Motor – Engranaje 7 (m-7)

Proponemos los siguientes datos de entrada para el piñón motriz

- $d_m = 40mm$
- $z_m = 20\ dientes$

$$i_{m-7} = 2 = \frac{z_7}{z_m} \rightarrow z_7 = (2)(20) = 40\ dientes$$

$$m = 2 = \frac{d_7}{z_7} \rightarrow d_7 = (2) * (40) = 80mm$$

$$c_{m-7} = \frac{d_7 + d_m}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60mm$$

Etapa 2: Engranaje 8 – Engranaje 5 (8 - 5)

Engranaje 8 gira a la misma velocidad que el engranaje 7

- $d_8 = 40mm$
- $z_8 = 20\ dientes$

$$i_{8-5} = 2.1 = \frac{z_5}{z_8} \rightarrow z_5 = (2.1) * (20) = 42\ dientes$$

$$m = 2 = \frac{d_5}{z_5} \rightarrow d_5 = (2) * (42) = 84mm$$

$$c_{8-5} = \frac{d_8 + d_5}{2} = \frac{40 + 84}{2} = 62mm$$

Etapa 3: Engranaje 9 – Engranaje 10 – Engranaje 3 (9 - 10 – 3)

- $i_{9-10} = 1 \rightarrow w_{10} = w_9 = 236.82\, rpm$
- $d_{10} = d_9$
- $z_{10} = z_9$

$$i_{10-3} = 3 = \frac{z_3}{z_{10}} = \frac{d_3}{d_{10}} \rightarrow \boxed{\boldsymbol{d_3 = 3 * d_{10}}} \ldots (I)$$

$C_{10-9} + C_{10-3} = 90mm$

$$\frac{d_{10} + d_9}{2} + \frac{d_{10} + d_3}{2} = 90mm$$

$$\boxed{\boldsymbol{3d_{10} + d_3 = 180mm}} \ldots (\boldsymbol{II})$$

Reemplazando (I) en (II)

$3d_{10} + 3d_{10} = 180$

$6d_{10} = 180$

$\boldsymbol{d_{10} = 30mm \rightarrow d_3 = 90mm}$

$$m = 2 = \frac{d_{10}}{z_{10}} \rightarrow z_{10} = \frac{d_{10}}{m} = \frac{30}{2} \rightarrow \boldsymbol{z_{10} = 15\ dientes \rightarrow z_9 = 15\ dientes}$$

$$z_3 = \frac{d_3}{m} = \frac{90}{2} \rightarrow \boldsymbol{z_3 = 45\ dientes}$$

$$\boldsymbol{C_{10-9}} = \frac{d_{10} + d_9}{2} = \frac{30 + 30}{2} = 30mm$$

$$\boldsymbol{C_{10-3}} = \frac{d_{10} + d_3}{2} = \frac{30 + 90}{2} = 60mm$$

Etapa 3: Engranaje 1 – Engranaje 12 – Engranaje 11 (1 - 12 – 11)

- $i_{11-12} = 1 \rightarrow w_{11} = w_{12} = 78.94\, rpm$
- $d_{11} = d_{12}$
- $z_{11} = z_{12}$

$$i_{1-12} = 1.5 = \frac{z_1}{z_{12}} = \frac{d_1}{d_{12}} \rightarrow \boxed{\boldsymbol{d_1 = 1.5 * d_{12}}} \ldots (I)$$

$C_{1-12} + C_{12-11} = 110mm$

$$\frac{d_1 + d_{12}}{2} + \frac{d_{12} + d_{11}}{2} = 110mm$$

$$\boxed{\boldsymbol{3d_{12} + d_1 = 220mm}} \ldots (\boldsymbol{II})$$

Reemplazando (I) en (II)

$3d_{12} + 1.5d_{12} = 220$

$4.5d_{12} = 220$

$$\boldsymbol{d_{12} = 48.89mm \rightarrow d_1 = 1.5 * (78.89) = 73.34mm}$$

- $m = 1.75$
- $\boldsymbol{z_1} = \frac{d_1}{m} = \frac{73.34}{1.75} = 41.9 \cong \boldsymbol{42\ Dientes}$

$\rightarrow \boldsymbol{d_1} = m * z_1 = 1.75 * 42 = \boldsymbol{73.5mm}$

- $\boldsymbol{z_{11} = z_{12}} = \frac{d_{11}}{m} = \frac{48.89}{1.75} = 27.9 \cong \boldsymbol{28\ Dientes}$

$\rightarrow \boldsymbol{d_{11} = d_{12}} = m * z_{11} = 1.75 * 28 = \boldsymbol{49mm}$

$$\boldsymbol{C_{1-12}} = \frac{d_1 + d_{12}}{2} = \frac{73.5 + 49}{2} = \boldsymbol{61.25mm}$$

$$\boldsymbol{C_{12-11}} = \frac{d_{11} + d_{12}}{2} = \frac{49 + 49}{2} = \boldsymbol{49mm}$$

Tabla 29

Cuadro resumen – Parámetros del tren de engranajes

Engranaje	Función	Velocidad (rpm)	Número de dientes (z)	Módulo (m)	Diámetro de paso (d)	Ángulo de presión ∅	Tipo de engranaje	Sentido de giro	Material
w_m	E. motriz	1000	20	2	40mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
w_7	E. conducido 7	500	40	2	80mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
w_8	E. conductor 8	500	20	2	40mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
w_5	E. conducido 5	236.82	42	2	84mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
w_9	E. conductor 9	236.82	15	2	30mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
w_{10}	E. loco 10	236.82	15	2	30mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
w_3	E. conducido 3	78.94	45	2	90mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
w_{11}	E. conductor 11	78.94	28	1.75	49mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
w_{12}	E. loco 12	78.94	28	1.75	49mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
w_1	E. conducido 1	52.63	42	1.75	73.5mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045

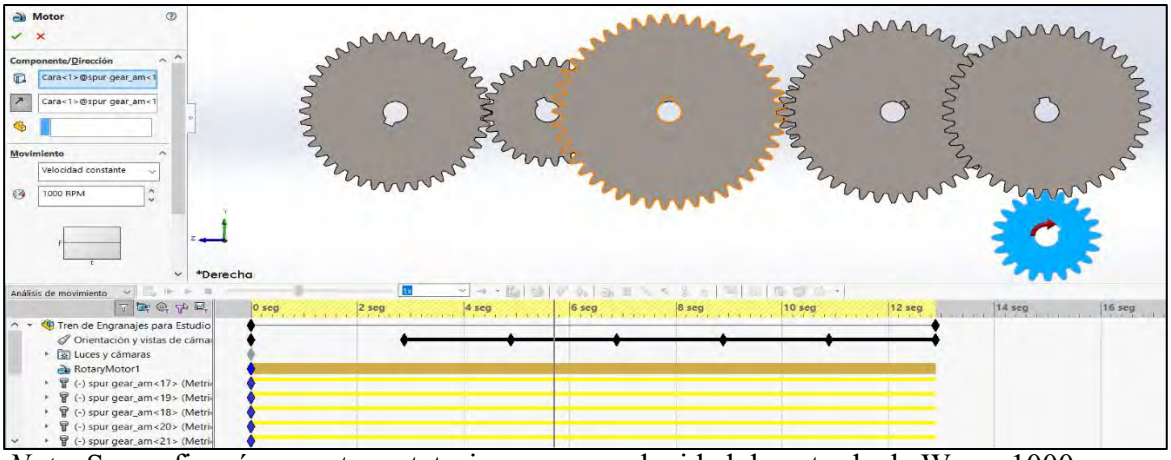
Nota. Elaboración propia

4.5. Simulación y Validación del Tren de Engranajes

Con el objetivo de verificar los cálculos teóricos y el correcto funcionamiento cinemático del tren de engranajes, se realizó un estudio de movimiento en el software SolidWorks.

Figura 36

Configuración del tren de engranajes



Nota. Se configuró un motor rotatorio con una velocidad de entrada de Wm = 1000rpm. Realizado en Solidowors Motion.

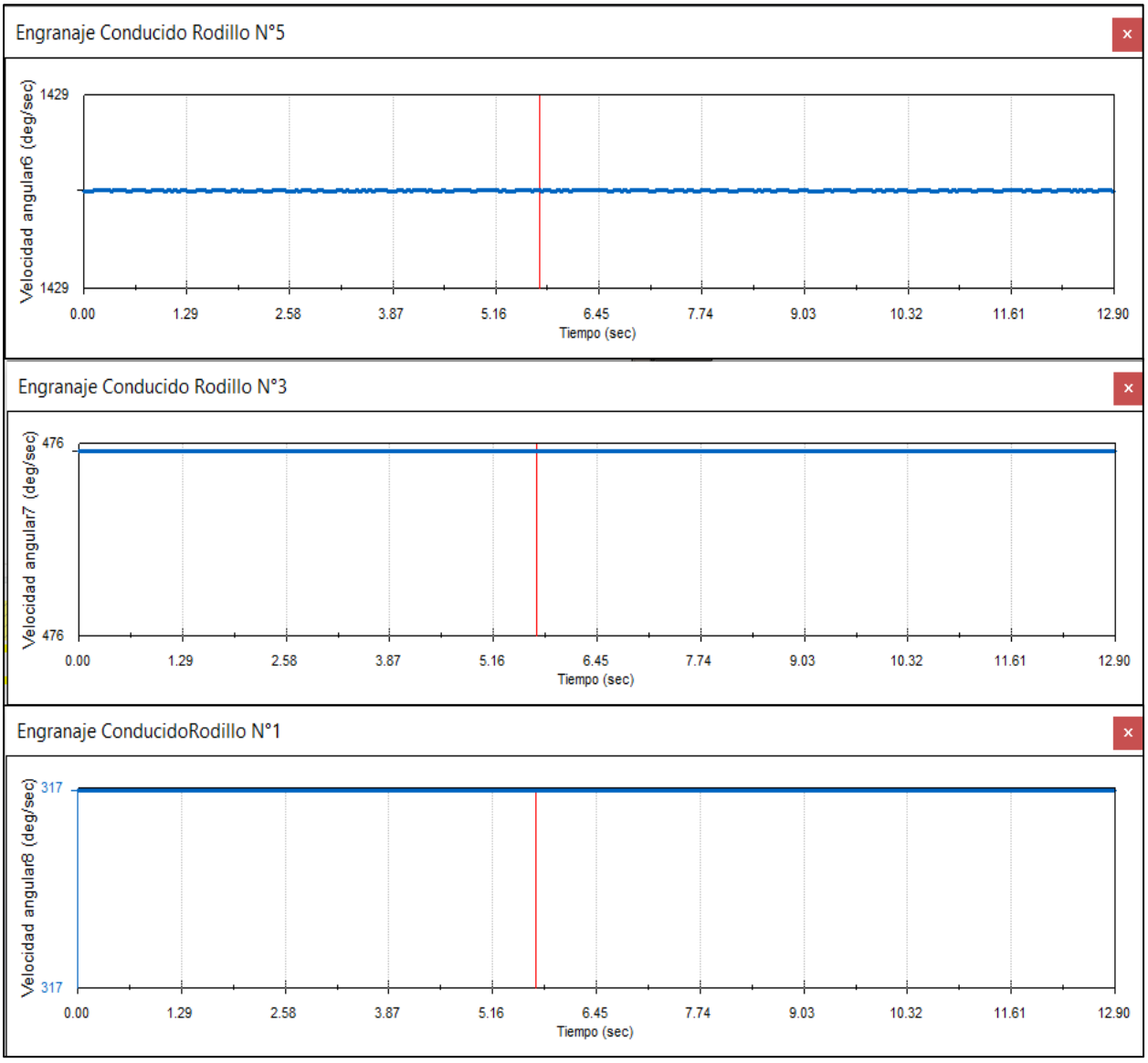
El estudio se centró principalmente en los engranajes asociados a los rodillos de estiraje, específicamente en los engranajes correspondientes a los rodillos 1, 3 y 5, debido a su importancia en la relación de estiraje y regulación de la velocidad de alimentación de la fibra.

4.5.1. Resultados del Estudio de Movimiento

La simulación arrojó las siguientes velocidades angulares para los engranajes acoplados directamente a los rodillos de estiraje:

Figura 37

Gráfica de velocidades angulares vs. tiempo para los engranajes W1, W3 y W5



Nota. Estudio de Movimiento en SolidWorks Motion. Elaboración propia

Tabla 30

Comparación de velocidades teóricas vs. simuladas

Engranajes	Velocidad teórica (RPM)	Velocidad Simulada (deg/sec)	Velocidad simulada (RPM)	Diferencia
W5 (Rodillo 5)	236.82	1429	238.17	1.35
W3 (Rodillo 3)	78.94	476	79.33	0.39
W1 (Rodillo 1)	52.63	317	52.83	0.2

Nota. Los resultados simulados validan los cálculos teóricos con un error mínimo. Elaboración propia.

Los resultados de la simulación validan los cálculos matemáticos desarrollados previamente, demostrando que las velocidades en los rodillos 1, 3 y 5 cumplen con los valores requeridos, así mismo el estudio de movimiento nos ayudó a confirmar que el sentido de giro (horario) en todos los rodillos sea el correcto.

4.5.2. Capacidad nominal de alimentación del mecanismo propuesto

Una vez determinadas las velocidades requeridas de los rodillos de estiraje, se diseñó el tren de engranajes para satisfacer dichas condiciones de operación. Posteriormente, el funcionamiento del mecanismo fue verificado mediante un estudio de movimiento en SolidWorks. Debido a que el accionamiento se realiza mediante un motor BLDC con velocidad regulable, se evaluó el comportamiento del mecanismo para diferentes velocidades programadas, determinando la capacidad de alimentación correspondiente en cada condición de operación. La Tabla 31 presenta las capacidades nominales aproximadas obtenidas.

Tabla 31

Capacidades nominales obtenidas para distintas velocidades programadas del motor.

Velocidad programada del motor (rpm)	Velocidad del rodillo alimentador (rpm)	Producción aproximada (kg/día)
500	119	8
700	166.67	11
800	190.5	13
900	214.3	14
1000	238.8	16

Nota. Las capacidades nominales se presentan como valores aproximados, para facilitar su interpretación. Elaboración propia.

4.6. Análisis de Esfuerzo del Engranaje más Crítico del Tren de Transmisión

Selección del engranaje crítico

Para verificar la resistencia del tren de engranajes frente a esfuerzos de flexión y contacto, se selecciona el engranaje w_9 como elemento crítico, ya que todos los engranajes del sistema presentan el mismo módulo y ancho de cara; por tanto, la condición más desfavorable corresponde al engranaje con el menor número de dientes, debido a que posee el menor factor geométrico de Lewis y, en consecuencia, desarrolla el mayor esfuerzo de flexión en la base del diente.

Tabla 32

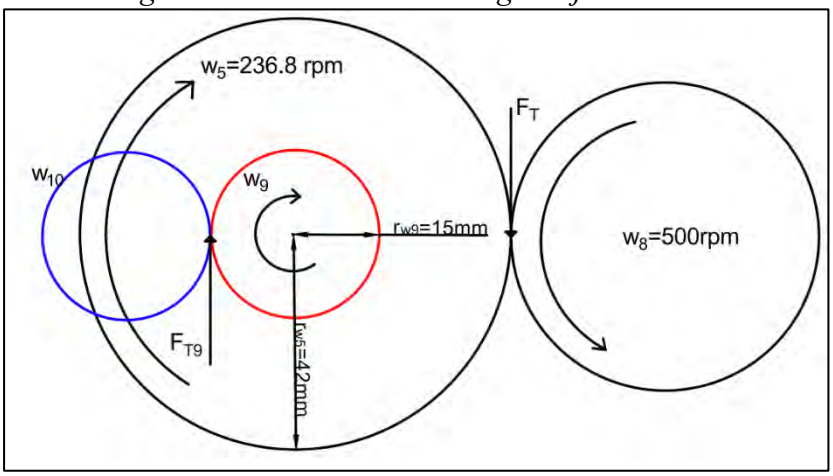
Datos de Diseño($\boldsymbol{w_9}$*)*

Parámetro	Valor
Tipo de engranaje	Recto
Material	Acero AISI 1045 templado y revenido
Potencia	75 W
Número de dientes	15
Módulo	2 mm
Diámetro primitivo	30 mm
Ancho de cara	20 mm
Ángulo de presión	20°
Torque transmitido	3 N·m
Factor de servicio	1.41

Nota. Elaboración propia.

Figura 38

Fuerza tangencial transmitida en el engranaje W9.



Nota. Elaboración propia.

Carga transmitida (R_T)

$$R_T = \frac{60000 * P_{ot}}{\pi * d_E * w}$$ Ecu. 13-36 (Shigley, 2019)

Donde

- $R_T = Carga\ transmitida\ (kN)$
- $P_{ot} = Potencia = 0.075kW$
- $d_E = diametro\ del\ engranaje\ 8 = 40mm$
- $w_8 = velocidad = 500rpm$

Resolviendo:

$$F_T = \frac{60000 * 0.075kW}{\pi * 40mm * 500rpm} = 0.0716kN$$

$$F_T = 71.6N$$

El engranaje W9 se encuentra solidario al mismo eje que el engranaje W_5 (Fig. 38); por tanto, ambos transmiten el mismo torque. La fuerza tangencial se obtiene mediante la relación entre el torque transmitido y el radio primitivo del engranaje W_9

$$T_5 = F_T \cdot r_{w5} = 71.6N \cdot 42mm = 3N.m$$

$$T_5 = T_9$$

Fuerza tangencial en W_9

$$F_{T9} = \frac{T_9}{r_{w9}} = \frac{3N.m}{0.015m} = 200N$$

4.6.1. Verificación a la flexión (Lewis/AGMA)

El esfuerzo de flexión en la raíz del diente se determina mediante la ecuación de Lewis complementada con los factores de aplicación recomendados por AGMA

$$\sigma = \frac{F_{T9} \cdot K_O \cdot K_v \cdot K_H \cdot K_S}{F \cdot m \cdot Y_J} \quad \text{(14-15) (Shigley, 2019).}$$

Y_J: Factor geométrico de resistencia a la flexión, que se obtiene de la Figura 14-6. (Shigley, 2019). (Ver Apéndice N°7) Para un piñón de $z = 15\ dientes$ engranando con una rueda de $z = 15\ dientes$, el valor correspondiente es $Y_J = 0.25$.

$F_{T9} = 200N\ (Fuerza\ Tangencial\ transmitida)$

F: $20mm$ (Ancho de Cara)

$m = 2$ (Módulo)

$K_O = 1$ (Factor de sobrecarga, para motor de par uniforme) (Figura 14-18). (Shigley, 2019)

K_v=1.2 (Factor Dinámico, Para una velocidad tangencial (0.5m/s=984pies/min) (Figura 14-9). (Shigley, 2019)(Ver Apéndice N°7)

$K_H = 1.3$ (Factor de distribución de carga)

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad \text{(14-30)}$$

Donde:

C_{mc}: 1 ($Dientes$ sin $corornar$) (14-31)

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot D_p} - 0.025 \quad \text{(F<1pulg)} \quad \text{(14-32)}$$

$C_{pf} = \frac{0.79}{10 \cdot (1.18)} - 0.025 = 0.04$

$C_{pm} = 1$ (Para piñón montado separado con ($S_1/S < 0.175$) (14-33)

$C_e = 1$ (Para todas las condiciones) (14-35)

$C_{ma} = A + BF + CF^2$ (Ver Apéndice N°7 – Tabla 14-9)

$C_{ma} = 0.247 + (0.0167 * 0.79) + (-0.765 * 10^{-4} \cdot (0.79)^2) = 0.26$

Reemplazando:

$K_H = 1 + 1 \cdot (0.04 \cdot 1 + (0.26) \cdot 1) = 1.3$

$K_s = 1$ (Factor de Tamaño=, No hay efecto perjudicial de tamaño) (14-10)

Reemplazando Valores

$$\sigma = \frac{200N \cdot (1) \cdot (1.2) \cdot (1.3) \cdot (1)}{20mm \cdot (2) \cdot (0.25)} = \mathbf{31.2MPa}$$

El esfuerzo de flexión calculado en el engranaje W_9 es de $\sigma = 31.2MPa$. Al compararlo con el límite de fluencia del material 355.12MPa AISI 1045 (Bolaños, 2018) , se obtiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{355.12MPa}{31.2MPa} = 11.38$$

El factor de seguridad resultante es ampliamente superior al valor mínimo recomendado para aplicaciones de ingeniería, lo que confirma la resistencia a la flexión del diente.

4.6.2. Verificación al contacto (AGMA)

$$\sigma_c = C_p\sqrt{F_{T9} \cdot K_O \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{D_P \cdot F} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}}$$ (14-16) (Shigley, 2019)

Donde:

$C_p = 191\sqrt{MPa}$ (Coeficiente Elástico) (Tabla14-8)(Apéndice N°7)

$Z_R = 1$ (Factor de condición Superficial, Para un proceso convencional se asume 1)

Factor geométrico de resistencia a la picadura (Z_I)Para engranajes rectos externos:

$$Z_I = \frac{\cos \emptyset_t \cdot \sin \emptyset_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$ (14-23)

Donde:

$\emptyset_t = 20°$ (Ángulo de presión)

$m_N = 1$ (factor de razón de contacto de carga, Para engranajes rectos =1)

$m_G = \frac{N_G}{N_P} = 1$ (Relación de las velocidades)

Sustituyendo:

$$Z_I = \frac{\cos 20 \cdot \sin 20}{2} \cdot \frac{1}{1+1} = 0.08$$

Los factores ya fueron establecidos en el cálculo de flexión, mismas condiciones de operación

Reemplazando en el esfuerzo de contacto:

$$\sigma_c = 191\sqrt{MPa}\sqrt{200N \cdot (1) \cdot (1.2) \cdot 1 \cdot \frac{1.3}{(30mm) \cdot (20mm)} \cdot \frac{1}{0.08}} = \mathbf{486.96 MPa}$$

Esfuerzo de Contacto Permisible

$\sigma_{c,perm} = 2.22HB + 200MPa$ (Fig. 14-5 Shigley, 2019)

$HB = 163$ (Dureza Brinell, Laminado en Caliente) (Tabla A-20) (Shigley, 2019)

$\sigma_{c,perm} = 2.22(163) + 200MPa = 561.86MPa$

Factor de Seguridad al contacto es:

$$\boldsymbol{n} = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{561.86MPa}{486.96MPa} = 1.2$$

Este valor supera el mínimo recomendado $n > 1$, indicando que el diente resistirá adecuadamente el esfuerzo de contacto durante la operación.

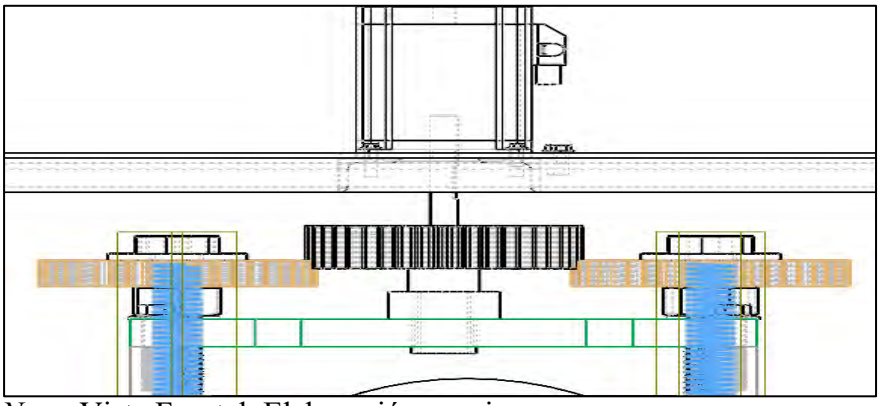
El engranaje W_9, ha sido verificado bajo los criterios de resistencia a la flexión y al contacto de AGMA. Los factores de seguridad obtenidos son notablemente superiores a los valores mínimos recomendados. Dado que el W_9 representa el caso más desfavorable del tren de transmisión, se concluye que el resto de los engranajes del sistema también cumplen adecuadamente con los requisitos de resistencia estructural.

4.7. Diseño del Sistema de Regulación de posición de los rodillos de presión

Para garantizar un estiraje uniforme de la fibra, se diseña un sistema de sujeción sincronizado accionado mediante un motor paso a paso. El mecanismo permite regular de forma precisa y controlada la posición de los rodillos superiores respecto a los rodillos inferiores.

Figura 39

Mecanismo de presión y regulación de los rodillos



Nota. Vista Frontal. Elaboración propia.

El accionamiento se realiza mediante un motor paso a paso acoplado a un engranaje central conductor. Al girar este elemento, el movimiento se transmite simultáneamente a dos engranajes laterales unidos a su vez a tornillos de potencia ubicados en ambos extremos del rodillo superior. Esta configuración mecánica permite que los tornillos giren de manera sincronizada, generando un desplazamiento axial idéntico en ambos lados del sistema.

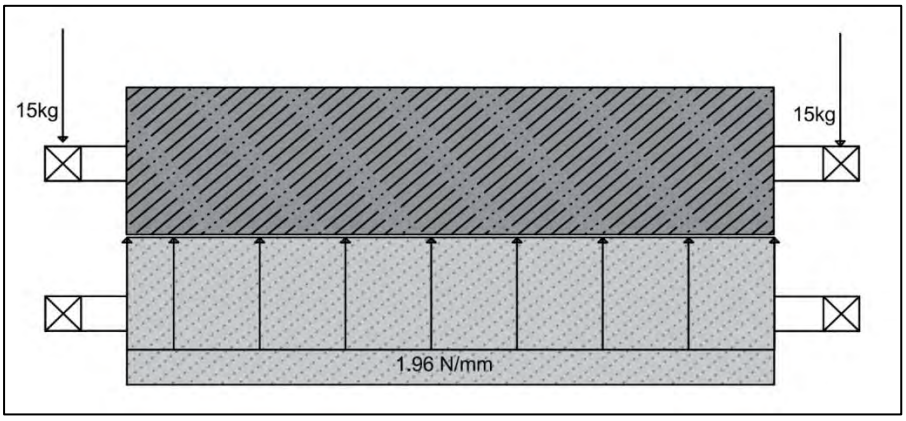
Como resultado, el rodillo superior desciende de forma uniforme, manteniendo una distribución homogénea de la presión sobre la fibra. Además, el empleo del motor paso a paso proporciona un control preciso de la posición, mejora el ajuste y reduce la intervención manual del operador.

4.7.1. Tornillo de Potencia

Las presiones que se ejercen sobre los cilindros son bajas. Su función es evitar el deslizamiento de las fibras. a mayor grosor de la cinta, mayores deberán ser dichas presiones. (LUIS FERNANDO, 2000, pág. 48) En nuestro caso la presión que se ejerce es de 3 x 2 a 15 kgf presión de cada Tornillo.

Figura 40:

Presión ejercida entre rodillos



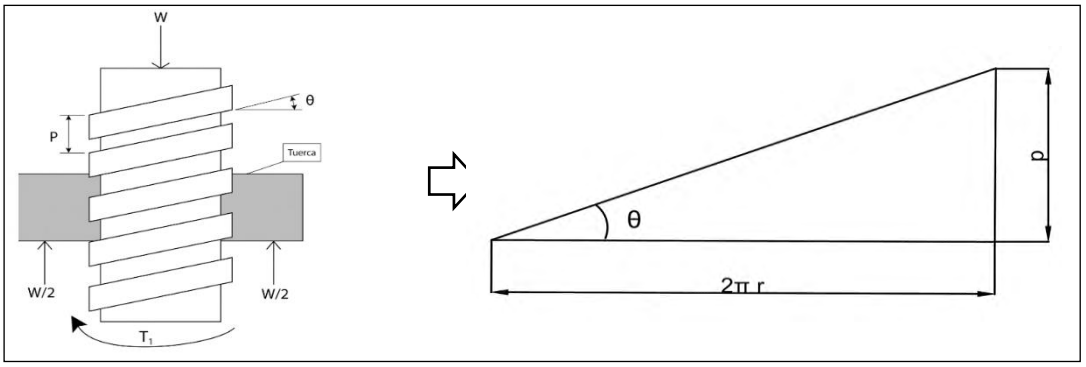
Nota. 1.96N/mm Fuerza lineal distribuida a lo largo del rodillo. Elaboración propia.

Datos:

- $W = 15kgf * \frac{9.8N}{m^2} = 147N \quad (Fuerza\ ejercida\ por\ cada\ tornillo)$
- $D_r = 5/8" = 16mm \rightarrow r = 8mm \quad (Radio\ de\ Rosca\ de\ perno)$
- $\mu = 0.25$ *(Coeficiente de fricción entre rosca de acero–acero en condición seca; valor adoptado del rango recomendado* (RoyMech, Enciclopedia de Ingeniería, 2026))
- $p = 3mm \qquad (Paso\ de\ rosca)$

Figura 41

Tornillo de potencia



Nota. Revolución de una rosca. Fuente. Elaboración propia a partir de (Shigley, 2019)

- $p = paso = 3mm$
- $\theta: ángulo\ de\ paso$
- $\mu: coeficiente\ de\ fricción$
- $r: radio\ de\ rosca$
- $T: Torque$

$$tg\theta = \frac{p}{2\pi r} = \frac{3}{2 * \pi * 8} \rightarrow \boxed{\theta = 3.42°}$$

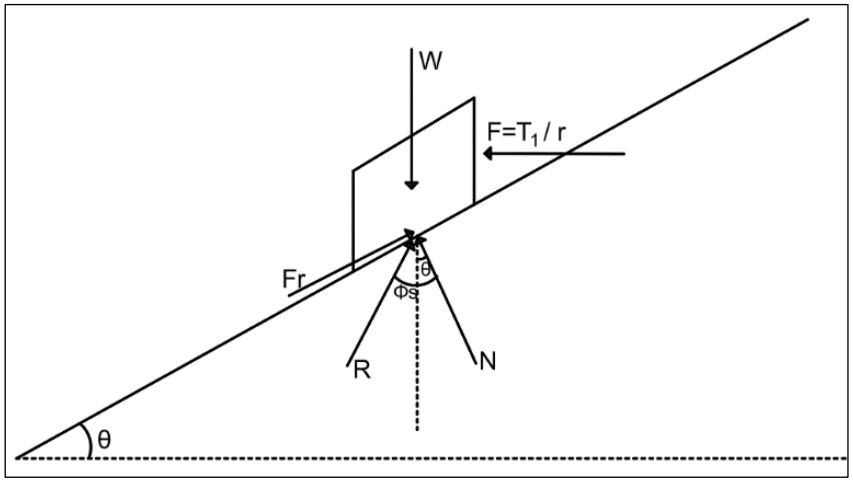
Condición de autobloqueo: Matemáticamente, se logra cuando el ángulo de fricción estática ($\emptyset_s$) es mayor que el ángulo de paso

$$\emptyset_s > \theta \text{ (condición de autobloqueo)}$$

La condición de autobloqueo permite que el tornillo de potencia conserve su posición cuando el motor paso a paso deja de actuar. Esto evita el retroceso del mecanismo debido a la carga aplicada y asegura la estabilidad del sistema de sujeción.

Figura 42

D.C.L del tornillo de potencia para que sea auto bloqueante



Nota. Elaboración propia a partir de (Hibbeler, 2017, pág. 433)

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum F_x = 0 \quad ; \qquad Rsen(\emptyset_s - \theta) = \frac{T_1}{r} \ldots (I)$$

$$\sum F_y = 0 \quad ; \qquad Rcos(\emptyset_s - \theta) = W \ldots (II)$$

Dividiendo (I) / (II)

$$tg(\emptyset_s - \theta) = \frac{T_1}{W * r}$$

$$\boxed{T_1 = W * r * tg(\emptyset_s - \theta)} \ldots (III)$$

Según el D.C.L

$$Rcos(\emptyset_s) = N \dots (a)$$

$$Rsen(\emptyset_s) = F_r' \dots (b)$$

Dividiendo b / a:

$$tg(\emptyset_s) = \frac{F_r'}{N} = \frac{\mu * N}{N}$$

$$tg(\emptyset_s) = \mu = 0.25 \rightarrow \boxed{\emptyset_s = 14°}$$

$$\rightarrow \boxed{\emptyset_s = 14° > \theta = 3.42°} \quad \therefore \boldsymbol{Cumple\ condición\ de\ autobloqueo}$$

Resolviendo (III):

$$\boldsymbol{T_1} = W * r * tg(\emptyset_s - \theta)$$

$$\boldsymbol{T_1} = 147N * 8mm * tg(14° - 3.42°)$$

$$\boldsymbol{T_1} = 219.66N.mm\ (Torque\ de\ descenso)$$

4.7.1.1. Torque requerido para aplicar la fuerza de cierre

Para determinar el torque requerido para aplicar la fuerza de cierre sobre los rodillos, se considera el movimiento de avance del tornillo contra la fuerza resistente de cierre. Por tanto:

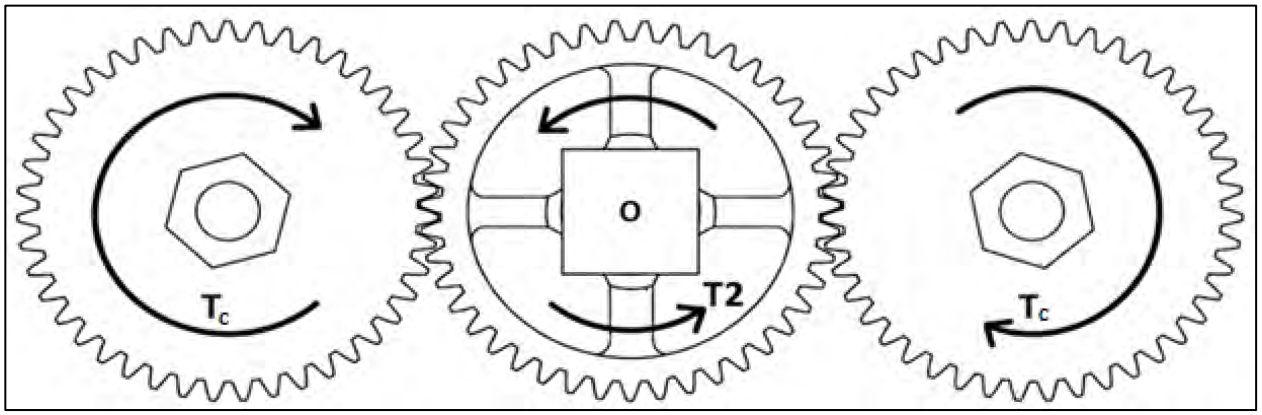
$$T_c = W * r * tg(\emptyset_s + \theta)$$

$$T_c = 147N * 8mm * tg(14 + 3.42)$$

$$\boxed{\boldsymbol{T_c = 368.9N.mm \approx 0.369N.m}}$$

Figura 43

Mecanismo de presión y regulación de los rodillos



Nota. Vista de planta. Elaboración propia.

$$\sum M_O = 0 \;\; ; \qquad T_2 = T_c + T_c$$

$$T_2 = 2T_c = 2 * (368.9N.mm)$$

$$\boxed{T_2 = 737.8N.mm \approx 0.738N.m}$$

El torque requerido en el engranaje central para alcanzar la presión de diseño de 30 kgf es de $T_2 = 737.8N.mm$

4.7.2. Selección del Motor Paso a Paso

A partir del análisis mecánico desarrollado para el sistema de regulación de presión, se determinó el torque requerido $T_2 = 737.8N.mm$ en el engranaje central del mecanismo. Debido a que el mecanismo trabaja con una carga moderada, sin impactos significativos y con funcionamiento continuo, se adoptó un factor de servicio de 1.41, de acuerdo con los criterios de selección de accionamientos recomendados por AGMA (Machinery, 2025). Asimismo, se consideró una eficiencia mecánica del sistema de transmisión de 90 %. De esta manera, el torque de diseño se determinó mediante la ecuación:

$$T_d = \frac{T_2 * n}{\eta}$$

- $T_d = Torque\ de\ diseño\ (N.m)$
- $T_2 = Torque\ calculado = 0.738N.m$
- $n = Factor\ de\ servicio = 1.41$ (Machinery, 2025)
- $\eta = Eficiencia\ Mecànica$

Reemplazando los valores obtenidos:

$$\boxed{T_d = \frac{0.738N.m * 1.41}{0.90} = 1.2N.m}$$

En consecuencia, se seleccionó un motor paso a paso de lazo cerrado tipo NEMA 23 con un torque nominal de 1.8 N.m, valor superior al torque de diseño calculado.

Figura 44

Motor paso a paso seleccionado para el sistema de regulación de presión



Torque: 1.8N.m
Tipo: Paso a paso
Modelo: 57HE76-1.8NM
Cantidad: 3 unidades
Diámetro de Eje: 8mm
Voltaje: DC 24V-50V
Paso angular: 1.8°
Tamaño: Nema 23
Consumo Típico: 60-70W

Nota. Especificaciones principales del actuador seleccionado. Elaboración propia a partir de la ficha técnica del fabricante. (Holry Electric Technology).

4.7.3. Niveles teóricos de desplazamiento vertical

El sistema de regulación opera mediante niveles predefinidos de desplazamiento vertical. Cada nivel corresponde a una posición angular del motor, esto se traduce directamente en un desplazamiento axial del tornillo de potencia y en el posicionamiento del rodillo superior sobre la fibra de alpaca cardada.

El control por posición, en lugar de control por fuerza, simplifica la implementación del sistema, ya que elimina la necesidad de sensores de fuerza, aprovechando la relación geométrica entre el giro del motor y el desplazamiento del tornillo.

4.7.3.1. Parámetros base del sistema

- Paso del tornillo de potencia: p = 3 mm/vuelta
- Carrera total del tornillo: 36 mm (medido en el modelo CAD)
- Posición de carga de fibra: 0 mm — introducir la fibra cardada
- Inicio de contacto con fibra: 30 mm — el rodillo superior toca la fibra
- Posición máxima de regulación: 36 mm — correspondiente al desplazamiento máximo del tornillo, para una carga máxima de diseño de 30 kgf.
- Carrera útil de trabajo: 6 mm (de 30 mm a 36 mm) — equivalente a 2 vueltas del tornillo

El sistema realiza la regulación mediante el desplazamiento vertical del rodillo superior, controlado por la posición del motor paso a paso. Debido a que la fuerza ejercida sobre la fibra depende de variables como su rigidez, grado de compactación y de las deformaciones propias del sistema mecánico, no es posible establecer una relación directa entre el desplazamiento del tornillo y la fuerza aplicada únicamente mediante análisis teórico. La calibración de la fuerza efectiva deberá realizarse experimentalmente durante la etapa de implementación mediante instrumentos adecuados, como una celda de carga o un dinamómetro.

Tabla 33

Niveles teóricos de desplazamiento vertical del sistema automatizado

Nivel	N° Vueltas del tornillo	Posición Tornillo(mm)	Compresión fibra	Función
0	—	0 mm	0 mm	Carga de fibra
1	10	30 mm	0 mm	Contacto inicial
2	10.5	31.5 mm	1.5 mm	Presión baja
3	11	33 mm	3 mm	Presión media
4	11.5	34.5 mm	4.5 mm	Presión alta
5	12	36 mm	6 mm	Presión máxima

Nota. Estos valores corresponden a niveles teóricos de desplazamiento vertical y sirven como referencia para la programación inicial del sistema de regulación de posición. Elaboración Propia.

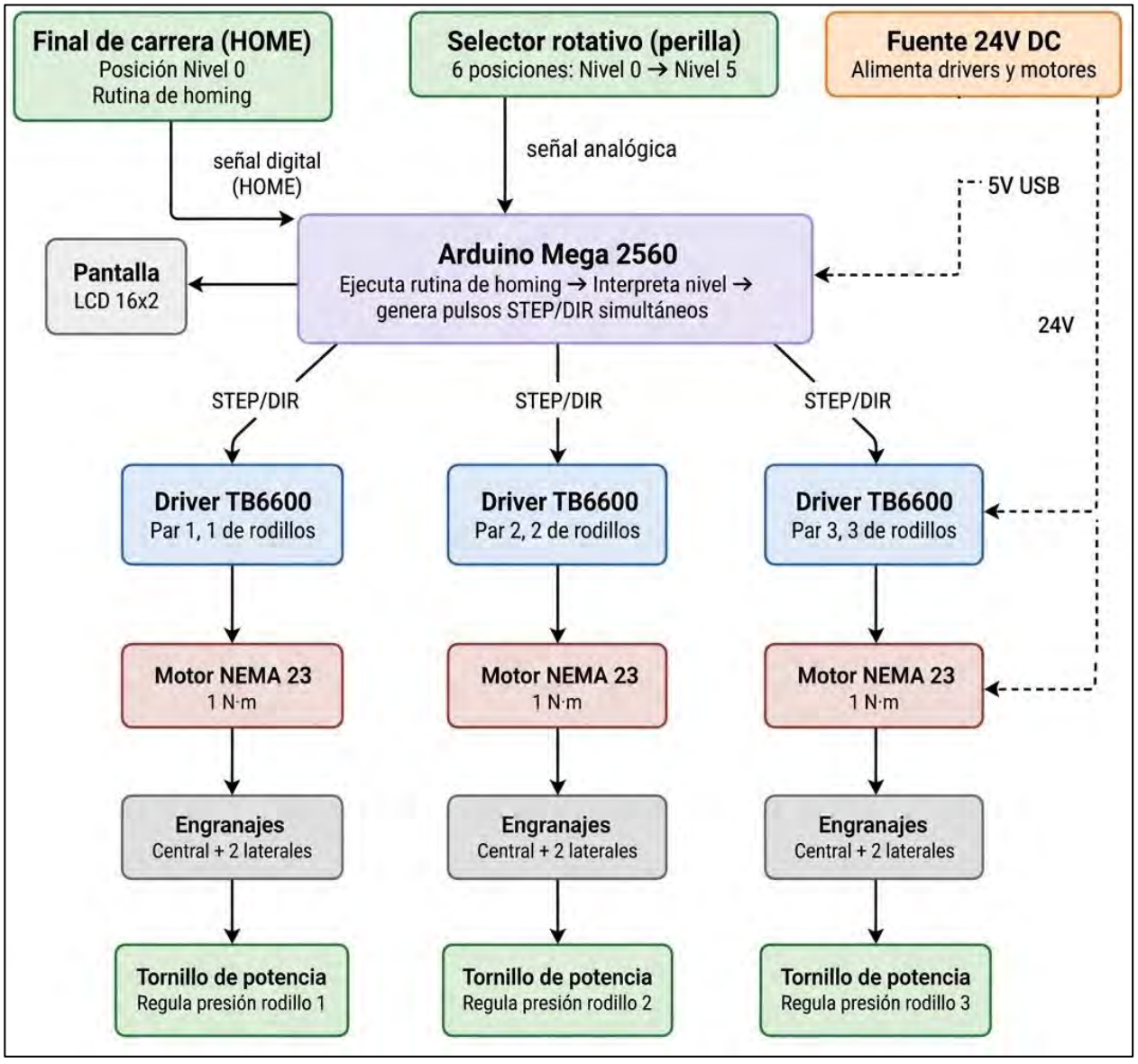
4.7.4. Arquitectura del Sistema de Control

La arquitectura del sistema de control define la organización de los componentes electrónicos y mecánicos que conforman el sistema de regulación de posición de los rodillos. Al energizar el equipo, el controlador ejecuta una rutina automática de referenciación (homing)

mediante un sensor de final de carrera, estableciendo la posición inicial del mecanismo. Posteriormente, el operador selecciona un nivel de posición mediante un selector rotativo, el controlador interpreta dicha señal y la convierte en pulsos de movimiento que se transmiten simultáneamente a los tres motores paso a paso, los cuales accionan el mecanismo de engranajes y tornillos de potencia para ejercer la presión correspondiente sobre los rodillos.

Figura 45

Arquitectura del sistema de control de posición de rodillos de presión



Nota. Diagrama del sistema de control. Elaboración propia.

El flujo de señal sigue la siguiente secuencia lógica:

1) **Sensor de final de carrera:** Al energizar el sistema, el Arduino ejecuta una rutina de homing desplazando el mecanismo hasta accionar el sensor de final de carrera ubicado en la posición de referencia (Nivel 0). Una vez detectado el contacto, el controlador establece dicha posición como origen para el conteo de pasos.

Figura 46

Especificaciones del Microinterruptor de final de carrera mecánico (microswitch)

	**MicroSwitch:** KW11-3Z
	Micro interruptor: 250VAC, 5A.
	Tipo de actuador: Brazo de palanca con rodillo
	Tamaño total: 20x6.5x 3.5mm (largo x ancho x alto).
	Material: Plástico, Metal
	Tamaño del brazo de palanca:16mm

Nota. Elaboración propia a partir de las especificaciones del fabricante (TeslaElectronics, 2026).

2) **Selector rotativo (perilla):** El operador gira la perilla a una de las 6 posiciones, generando una señal analógica proporcional al nivel seleccionado.

3) **Arduino Mega 2560:** Una vez concluida la rutina de homing, el microcontrolador lee la señal analógica, la convierte al número de pasos correspondiente según la tabla de niveles, y genera pulsos STEP/DIR simultáneos hacia los tres drivers.

Figura 47

Especificaciones técnicas del Arduino Mega 2560

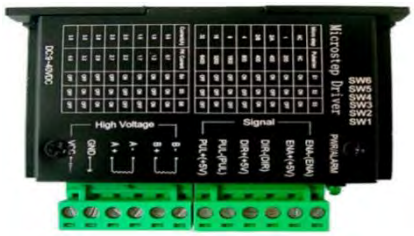
	**Arduino:** Mega 2560
	Conector USB: Tipo B
	Voltaje de operación: 5V DC
	Dimensiones: 108*53*13 mm
	Posee: 54 entradas/salidas digitales
	Corriente entrada/salida por pin: 40mA
	Entradas analógicas: 16 (ADC 10-bit)

Nota. Elaboración propia a partir de las especificaciones del fabricante (NaylamMecatronics, 2024).

4) **Drivers TB6600:** Cada driver amplifica la señal de control de 5V a 24V y la corriente necesaria para accionar el motor.

Tabla 34

Especificaciones técnicas del driver TB6600

	**Driver:** TB6600
	Voltaje de alimentación: 9V — 42V DC
	Voltaje de señal (lógica): 3.3 — 24V DC
	Señales de Control: STEP+ / DIR+
	Dimensiones: 96*56*33 mm
	Cantidad Requerida: 03 Unidades

Nota. Elaboración propia a partir de las especificaciones del fabricante (Electromanía, 2024).

5) **Motores paso a paso NEMA 23:** Cada motor gira exactamente el número de pasos comandado.

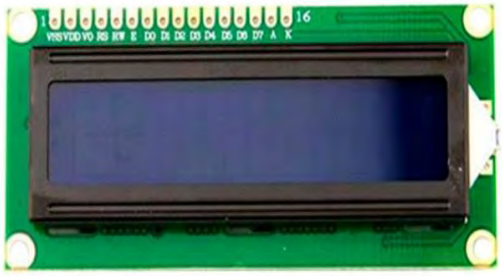
6) **Sistema de engranajes:** El giro del motor se transmite al engranaje central, que acciona simultáneamente los dos engranajes laterales unidos a los tornillos de potencia.

7) **Tornillos de potencia:** El giro de los tornillos produce el desplazamiento axial del rodillo superior, ejerciendo la presión definida para el nivel seleccionado. El autobloqueo del tornillo mantiene la presión sin necesidad de energía continua.

8) **Pantalla LCD:** Muestra el nivel seleccionado y los parámetros de operación.

Figura 48

Especificaciones técnicas de la Pantalla LCD

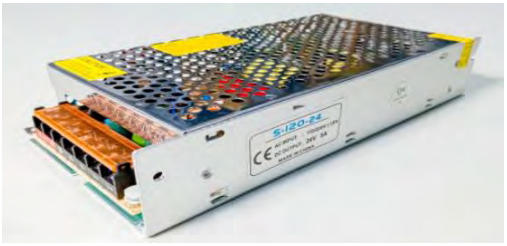
	**Pantalla** LCD 1602 alfanumérica
	Voltaje de operación: 5V DC
	Formato de visualización: 2 filas y 16 columnas
	Dimensiones: 80*36*1.6 mm
	Tamaño de Fuente: 5×8 píxeles
	Personalización de Caracteres

Nota. Elaboración propia a partir de las especificaciones del fabricante (Electromanía, 2024).

9) **Fuente de Alimentación:** Alimenta eléctricamente los drivers y motores.

Figura 49

Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación

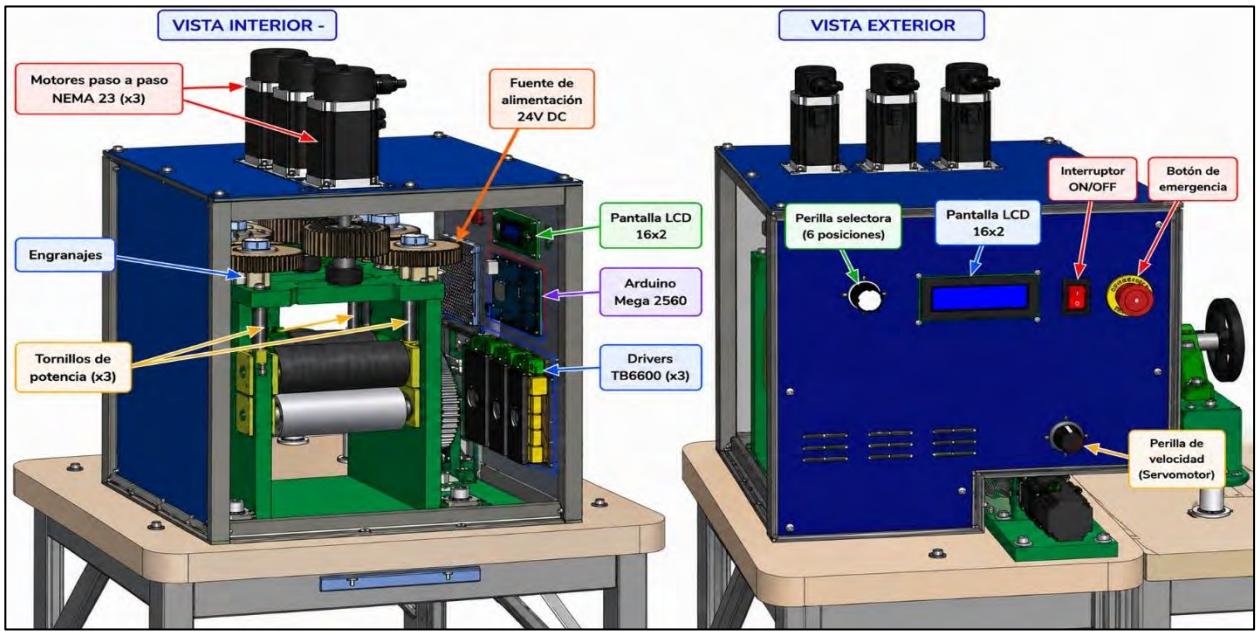


Denominación: MEAN WELL RSP-320-24
Voltaje de entrada: 110/220 V
Voltaje de salida: 24V DC
Amperaje: 5A
Potencia: 321,6 W
Dimensiones: 215*115*30 mm

Nota. Elaboración propia a partir de las especificaciones del fabricante (TEMelectrónic,2026).

Figura 50

Conjunto del sistema de regulación de posición de rodillos de presión.



Nota. Identificación de los componentes mecánicos y electrónicos del sistema de regulación automatizada de presión. Elaboración Propia.

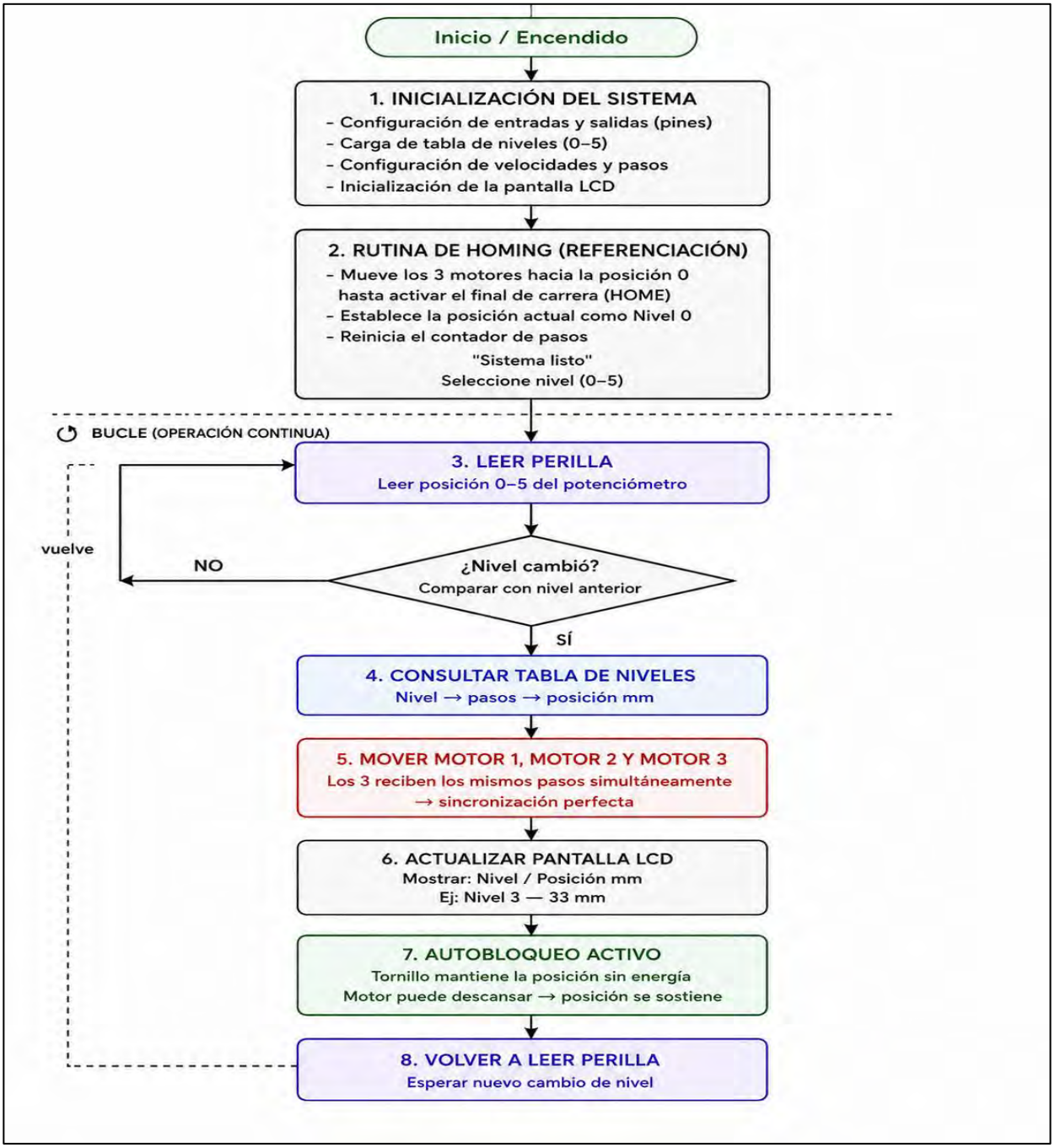
4.7.5. Diagrama de Flujo del Programa

El diagrama de flujo describe la lógica de funcionamiento del programa implementado en el Arduino Mega 2560. El algoritmo se divide en dos etapas principales: una etapa de arranque, en la cual el sistema ejecuta una rutina de referenciación automática (homing) para establecer la

posición inicial del mecanismo, y una etapa de operación, correspondiente al bucle principal donde el controlador monitorea continuamente el nivel seleccionado por el operador y posiciona los rodillos mediante el conteo de pasos de los motores paso a paso.

Figura 51

Diagrama de flujo del programa de control de posición de rodillos de presión



Nota. Diagrama de flujo del algoritmo de control. Elaboración propia

4.7.5.1. Etapa de arranque (inicialización)

Al encender el sistema, el programa ejecuta tres pasos de forma secuencial antes de habilitar la operación:

Tabla 35

Pasos de la etapa de arranque

PASO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
0	**Inicialización del Sistema**	Se configuran los pines de entrada y salida del Arduino Mega 2560, se carga la tabla interna que relaciona cada nivel de regulación con el número de pasos y la posición correspondiente del tornillo de potencia.
1	**Rutina de Homing**	El Arduino desplaza simultáneamente los tres motores paso a paso en dirección al Nivel 0 hasta detectar la activación del sensor de final de carrera. Una vez alcanzada la posición de referencia, el controlador establece dicha posición como origen del sistema (Home).
2	**Mostrar mensaje inicial en LCD**	Finalizada la rutina homing, la pantalla LCD muestra un mensaje de disponibilidad del sistema, indicando al operador que puede seleccionar el nivel de regulación deseado mediante la perilla.

Nota. Elaboración propia.

4.7.5.2. Etapa de operación (Bucle principal)

Una vez completada la inicialización, el sistema ingresa a un ciclo continuo de monitoreo en el cual lee permanentemente la posición del selector rotativo.

Tabla 36

Pasos de la etapa de operación

PASO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
3	Leer perilla	Una vez completada la rutina de homing el Arduino lee el valor analógico del selector rotativo y lo convierte a un número entero de nivel entre 0 y 5.
	Decisión: ¿Nivel cambió?	Se compara el nivel leído con el nivel anterior. Si son iguales, el sistema no ejecuta ninguna acción y vuelve al paso 4. Si son distintos, continúa al paso 5. Esta lógica evita movimientos innecesarios del motor.

4	Consultar tabla de niveles	El programa busca en su tabla interna el número de pasos correspondiente al nuevo nivel. Esta tabla relaciona: nivel → pasos del motor → posición del tornillo (mm).
5	Mover Motor 1, 2 y 3	Los tres motores paso a paso reciben simultáneamente los pulsos STEP/DIR correspondientes al nuevo nivel seleccionado. Cada motor ejecuta el desplazamiento requerido hasta alcanzar la posición indicada
6	Actualizar pantalla LCD	La pantalla muestra el nivel activo, la posición del tornillo en mm.
7	Autobloqueo activo	El tornillo de potencia mantiene la presión gracias a su condición de autobloqueo (Øs > θ), sin necesidad de mantener energizados los motores.. El sistema vuelve al paso 4 a esperar un nuevo cambio de nivel.
8	Volver a leer la perilla	El sistema vuelve al paso 4 a esperar un nuevo cambio de nivel.

Nota. Elaboración propia.

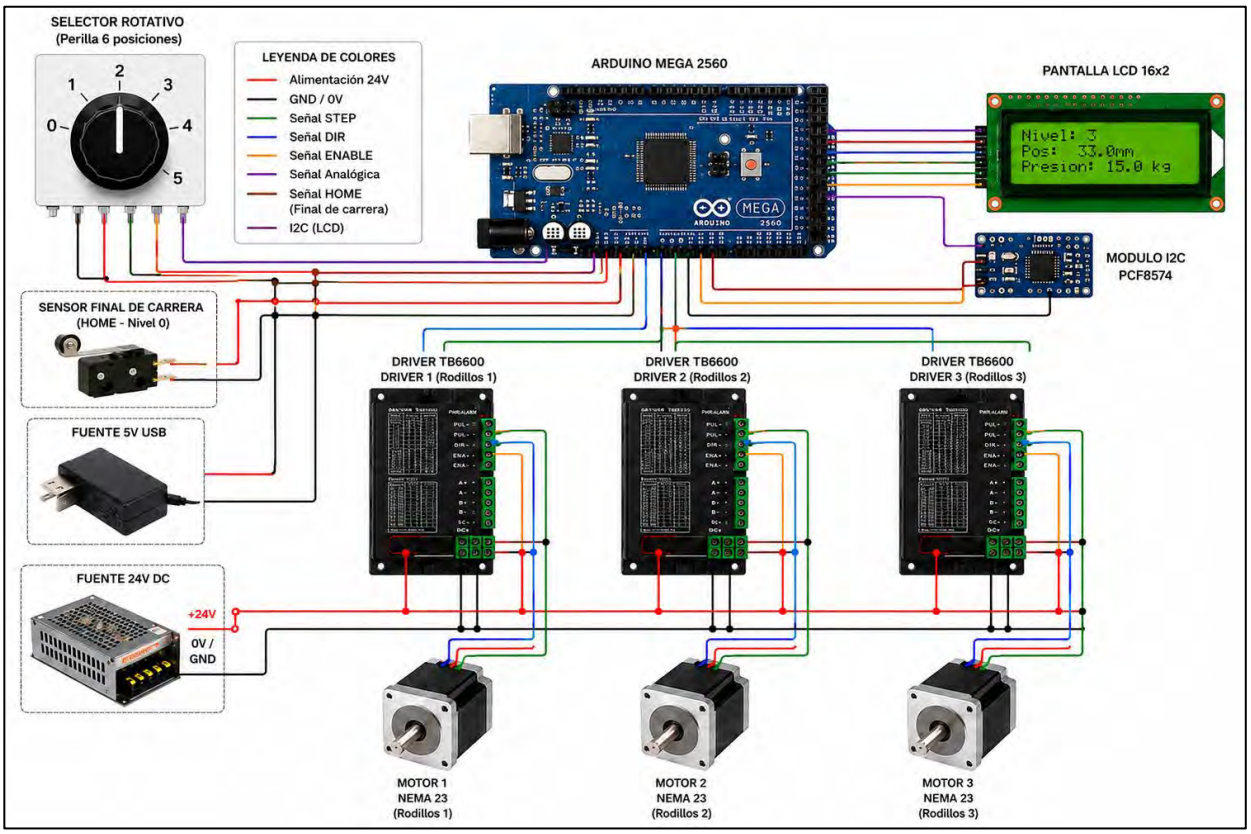
Al encender el equipo, la rutina de homing garantiza que el sistema establezca automáticamente la posición de referencia (Nivel 0). A partir de esta referencia, el controlador ejecuta el posicionamiento mediante conteo de pasos, manteniendo la simplicidad del algoritmo y aprovechando el autobloqueo mecánico de los tornillos de potencia para conservar la posición alcanzada sin necesidad de sensores de fuerza ni estrategias de control en lazo cerrado.

4.7.6. Diagrama de conexiones físicas

Con la finalidad de visualizar la interconexión de los componentes electrónicos del sistema de regulación de posición de los rodillos, se elaboró el diagrama esquemático de conexiones. En dicho esquema se representan las conexiones entre el controlador Arduino Mega 2560, el selector rotativo de niveles, el sensor de final de carrera (HOME), los drivers TB6600, los motores paso a paso NEMA 23, la pantalla LCD y la fuente de alimentación del sistema.

Figura 52

Diagrama esquemático de conexiones del sistema de regulación de posición de rodillos de presión



Nota. Elaboración propia.

4.7.7. Código de programación

Para la implementación del sistema de regulación de posición de rodillos de presión se desarrolló un programa en el entorno Arduino IDE, utilizando el lenguaje de programación C++ y las librerías necesarias para el control de motores paso a paso, lectura de entradas analógicas y visualización de información en pantalla LCD.

El algoritmo implementado sigue la secuencia descrita en el diagrama de flujo presentado anteriormente. El código fuente completo desarrollado para el sistema se presenta en el Anexo 07.

4.8. Cálculo de Torque y Potencia del Motor para los Rodillos de Estiraje

El motor del tren de estiraje debe vencer las siguientes fuerzas resistentes durante la operación:

$$F_{Total} = F_e + F_{rod}$$

F_e: $Fuerza\ de\ estiraje$
F_{rod}: $Fricción\ en\ rodamientos$

Fuerza de estiraje (F_e)

Debido a la ausencia de resultados experimentales específicos sobre la fuerza de estiraje de una mecha de fibra de alpaca bajo las condiciones de operación del presente diseño, se adopta como referencia una carga experimental de 124 cN reportada para una cinta peinada de alpaca Suri de características similares, correspondiente a un alargamiento aproximado del 5%. (Marsal, 2015)

Este valor constituye únicamente una referencia para el dimensionamiento preliminar del accionamiento y deberá ser validado experimentalmente en trabajos futuros.

Como el mecanismo puede procesar simultáneamente hasta seis mechas, la fuerza equivalente de estiraje resulta:

$$F_e = 6 * 1.24N = 7.44N$$

Fuerza de Fricción en rodamientos (F_{rod})

El torque de fricción de los rodamientos se determinó mediante la calculadora técnica de SKF para el rodamiento 61801-2RS1, considerando una carga radial de 246 N (ver selección de rodamientos), carga axial nula, velocidad de 236 rpm y temperatura de operación de 15 °C. (SKF, 2026)

El cálculo reportó un torque de fricción (T_f) de:

$T_f = 14.7N.mm \approx 0.0147N.mm$ (Por cada rodamiento)

Dado que el sistema de estiraje está soportado por **12 rodamientos** (dos por cada uno de los 6 rodillos), el torque total de fricción es:

$$T_{fr} = 12 \cdot 0.0147N.m = 0.1764N.m$$

La fuerza de fricción en rodamientos:

$$F_{rod} = \frac{T_{fr}}{r_{eje}} = \frac{0.1764}{0.012} = 14.7N$$

La presión entre rodillos fue considerada al calcular las cargas radiales que actúan sobre los rodamientos. Dichas cargas se emplearon como datos de entrada en la calculadora técnica de SKF, la cual determina el torque de fricción del rodamiento considerando ese nivel de carga. Por ello, el efecto de la presión ya está incorporado en el torque obtenido

Fuerza total que debe vencer el motor

$$F_{Total} = F_e + F_{rod}$$

$$F_{Total} = 7.44N + 14.7N = 22.14N$$

Torque resistente total

$$\boldsymbol{T}_{Total} = F_{Total} \cdot r$$

$$T_{Total} = 22.14N \cdot 0.020 = 0.44N.m$$

Torque requerido en el motor

Velocidad del motor:

$$w_{motor} = 1000rpm$$

Velocidad del rodillo alimentador:

$$w_5 = 236.82\ rpm$$

Relación de transmisión / reducción:

$$i = \frac{w_{motor}}{w_5} = \frac{1000}{236.82} = 4.22$$

Eficiencia de tren de 6 pares de engranajes rectos. (RoyMech, 2026)

$$n_{total} = (n_{par})^{n} = 0.98^{6} = 0.8858 \approx 88.6\%$$

Torque referido al motor:

$$T_{motor} = \frac{T_{Total}}{n_{total} * i} = \frac{0.44}{0.8858 * 4.22} \rightarrow 0.12N.m$$

Potencia requerida en el motor

$$w_{motor} = \frac{1000rev}{min}\left(\frac{1min}{60s}\right)\left(\frac{2\pi}{1rev}\right) = 104.7rad/s$$

$$P = T_{motor} * w_{motor}$$

$$P = 0.12N.m * 104.7rad/s \rightarrow P = 12.6\,W$$

Debido a que el mecanismo trabaja con una carga moderada, sin impactos significativos y con funcionamiento continuo, se adoptó un factor de servicio de 1.41, de acuerdo con los criterios de selección de accionamientos recomendados por AGMA. (Machinery, 2025)

$$\boxed{P_T = 12.6 * 1.41 \approx 17.7\,W}$$

4.8.1. Selección del Motor para el Sistema de Estiraje

Tabla 37

Parámetros clave para escoger el motor

Requisito	Valor Calculado	Margen Recomendado
Torque continuo	0.12 N.m	≥0.30 N.m
Velocidad	1000 RPM	1500-3000 RPM
Potencia	17.7W	≥40 W

Nota. Elaboración propia.

Se selecciona un motor de corriente continua sin escobillas (BLDC), modelo DB57-24-75-30S, de 24 VDC, 75 W de potencia y 3000 RPM de velocidad nominal, con un torque nominal de 0.24 N.m, superior al torque requerido por el sistema. El motor se emplea en conjunto con un controlador BLDC compatible (Ver Anexo N°5).

El controlador permite regular de manera continua la velocidad de giro del motor mediante una señal de referencia, empleando para ello un potenciómetro de 10 kΩ (PC16SV-10IP12-103A2020-TA) dispuesto en el panel de control. La posición del potenciómetro permite establecer diferentes niveles de velocidad dentro del rango de operación del motor; sin embargo, la correspondencia exacta entre la posición del potenciómetro y la velocidad de giro en RPM deberá determinarse mediante una calibración experimental. De esta manera, el operario puede ajustar la velocidad de giro del motor de acuerdo con la capacidad de producción requerida. Para la alimentación del conjunto se emplea una fuente de corriente continua compatible con sus características eléctricas.

4.9. Diseño de Ejes de los Rodillos

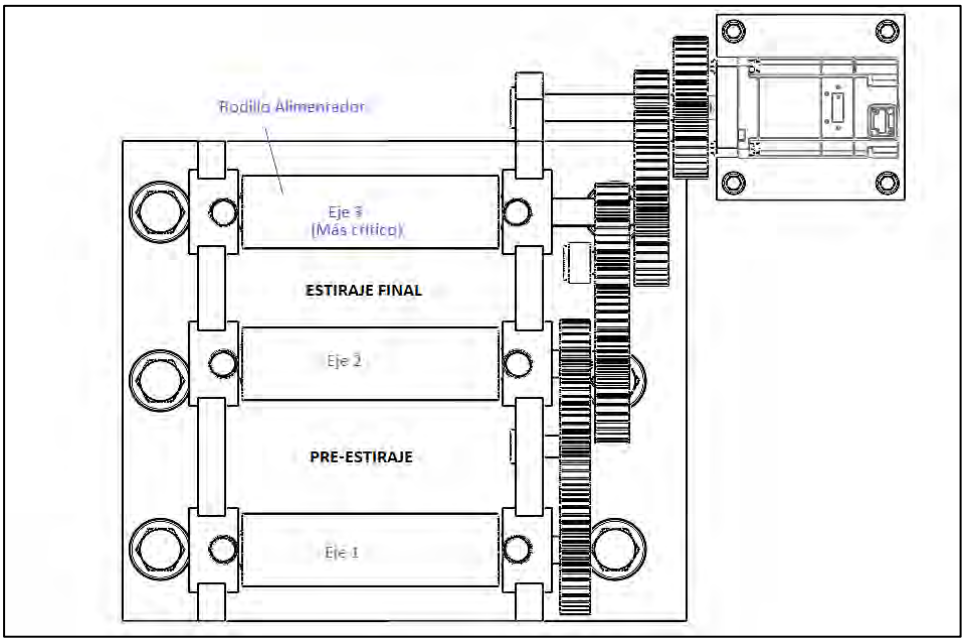
El sistema de estiraje está compuesto por tres ejes principales correspondientes a las etapas de pre-estiraje, estiraje y alimentación. Cada eje soporta cargas combinadas de flexión y torsión debido a la acción de los rodillos de presión, las reacciones en los apoyos y la transmisión de potencia mediante engranajes acoplados.

Con el objetivo de optimizar el proceso de diseño estructural, se identificó el eje sometido a la condición más crítica de operación.

- Mayores RPM generan mayores esfuerzos dinámicos
- Torque y fuerzas de engranajes
- Mayor longitud = mayores momentos flectores.

Figura 53

Ejes del Sistema de estiraje



Nota. Vista de planta. Elaboración propia

Una vez determinado el diámetro mínimo requerido para esta condición crítica, se establece que los demás ejes del sistema, al estar sometidos a solicitaciones de menor magnitud, quedan estructuralmente verificados al emplear el mismo diámetro nominal. Esto con el objetivo de estandarización de componentes.

- **Fuerza equivalente** ejercida sobre los rodillos de estiraje:

$$F_e = 30kg * \frac{9.8m}{s^2} = 294N$$

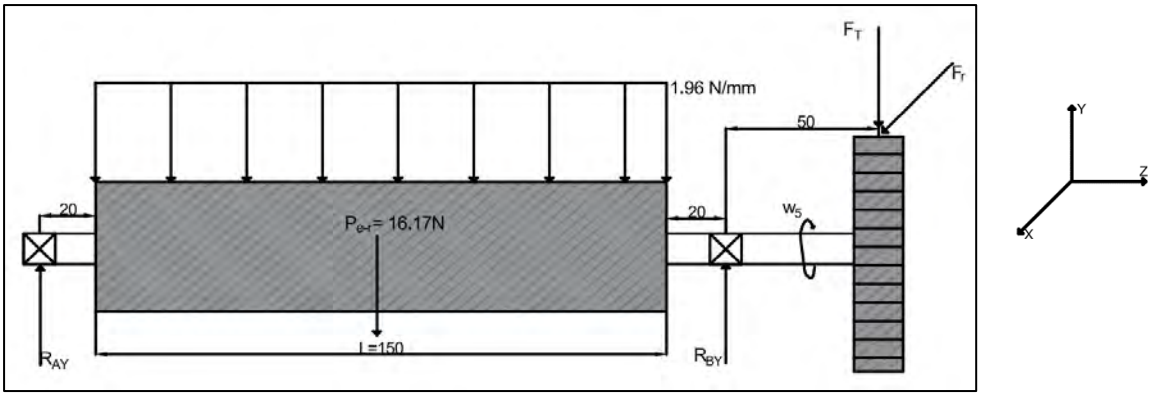
- **Fuerza distribuida** a lo largo del rodillo

$$F_e = F_d * (150mm) \rightarrow F_d = 1.96N/mm$$

- **Peso propio del conjunto eje–rodillo:** obtenido mediante las propiedades de masa de SolidWorks, considerando material AISI 1020. Se obtuvo una masa de **1.65 kg**, equivalente a una carga gravitacional de P_{e-r}= **16.17 N**, la cual fue incluida en el análisis de cargas del eje.

Figura 54

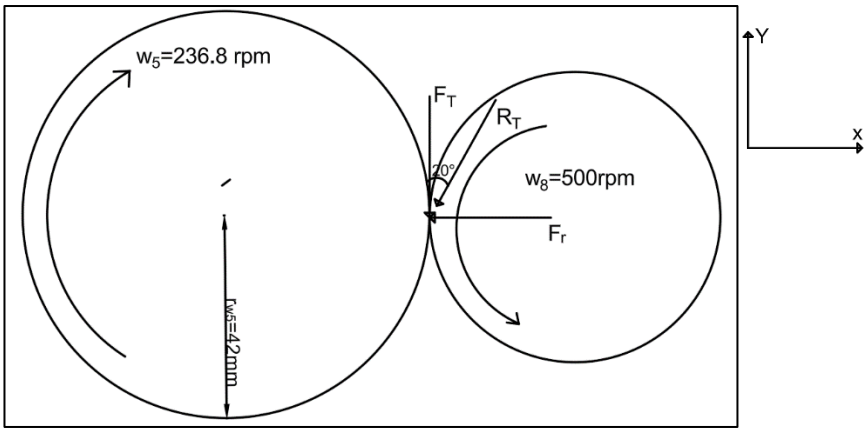
D.C.L eje N°3



Nota. Eje N°3, más crítico. Elaboración propia

Figura 55

Vista lateral de engranaje acoplado al eje N°3



Nota. Elaboración propia.

Carga transmitida (F_T)

$$\boxed{F_T = \frac{60000 * P_{ot}}{\pi * d_E * w}} \text{ (Shigley, 2019)}$$

Donde

- $F_T = Carga\ Tangencial\ transmitida\ (kN)$
- $P_{ot} = Potencia = 0.075kW$
- $d_E = diametro\ del\ engranaje\ 8 = 40mm$
- $w_8 = velocidad = 500rpm$

Resolviendo:

$$F_T = \frac{60000 * 0.075kW}{\pi * 40mm * 500rpm}$$

$$F_T = 0.072kN = 72N$$

Carga Resultante

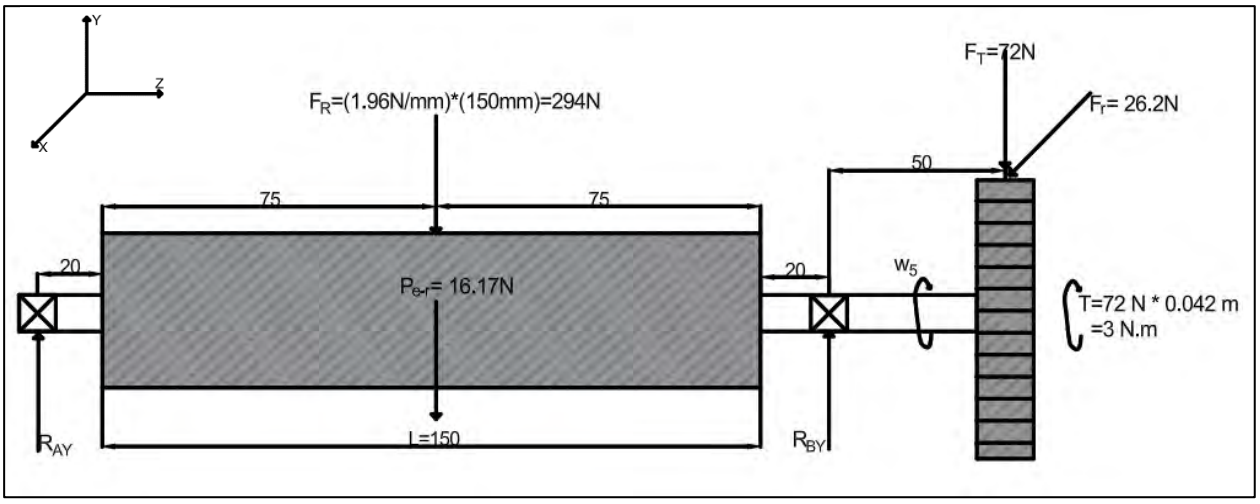
$$F_T = R_T \cos(20º) \rightarrow R_T = 76.63N$$

Carga Radial Transmitida

$$F_r = R_T \operatorname{sen}(20º) \rightarrow F_r = 26.2N$$

Figura 56

D.C.L Resultante eje N°3, Plano (y-z)



Nota. Elaboración Propia

Plano (y-z)

$$\sum M_A = 0 \quad ; \quad -294N * (95mm) - 16.17N * (95mm) + R_{BY} * (190mm) - 72N * (240mm) = 0$$

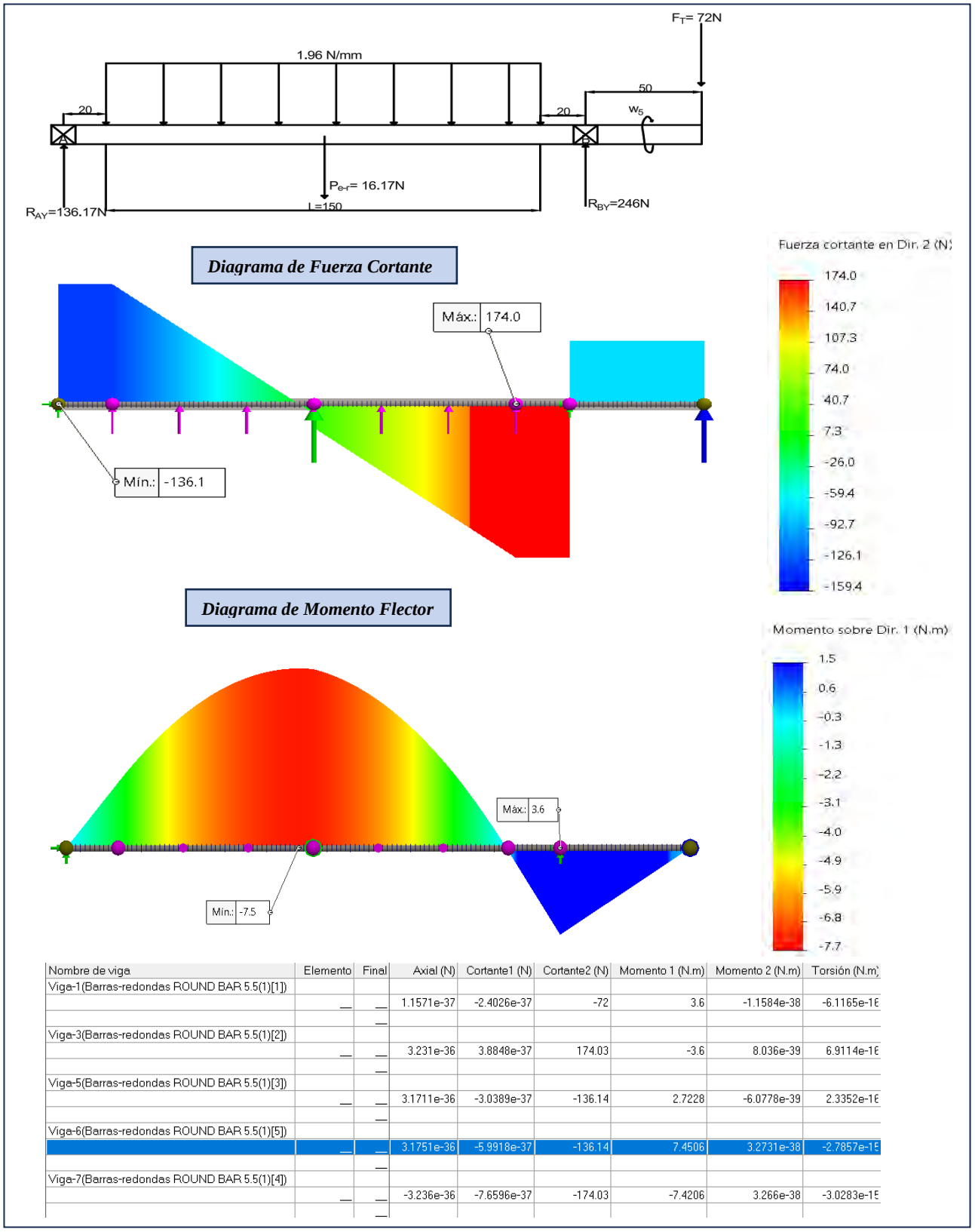
$$R_{BY} = 246N$$

$$\sum F_Y = 0 \quad ; \quad 294N + 72N + 16.17N = 246N + R_{AY}$$

$$R_{AY} = 136.17N$$

Figura 57

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del eje N°3 (Plano y-z)



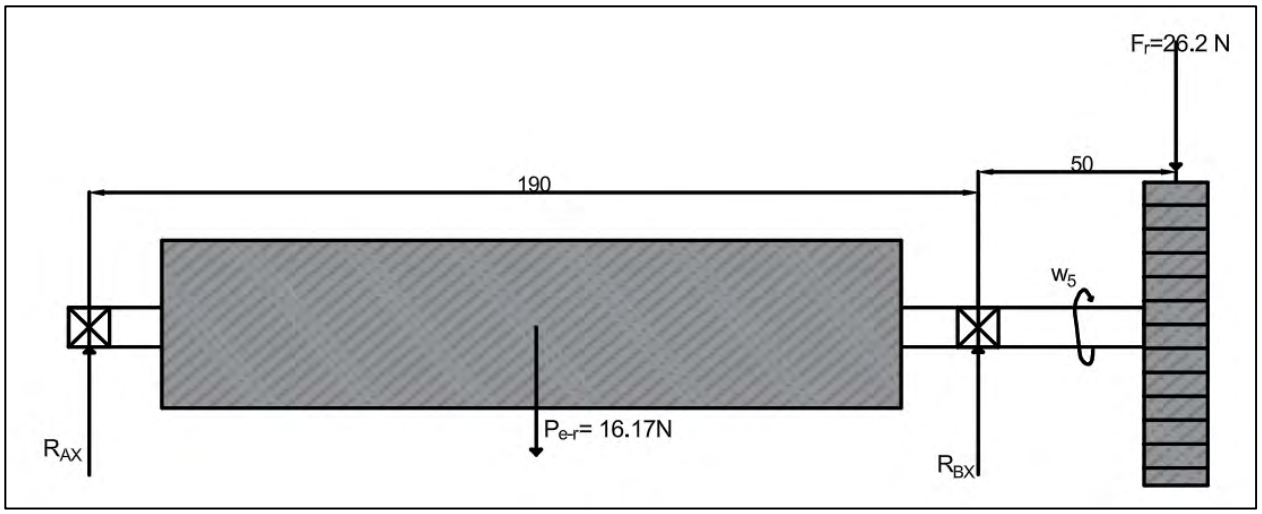
Nombre de viga	Elemento	Final	Axial (N)	Cortante1 (N)	Cortante2 (N)	Momento 1 (N.m)	Momento 2 (N.m)	Torsión (N.m)
Viga-1(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[1])								
	__	__	1.1571e-37	-2.4026e-37	-72	3.6	-1.1584e-38	-6.1165e-16
		__						
Viga-3(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[2])								
	__	__	3.231e-36	3.8848e-37	174.03	-3.6	8.036e-39	6.9114e-16
		__						
Viga-5(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[3])								
	__	__	3.1711e-36	-3.0389e-37	-136.14	2.7228	-6.0778e-39	2.3352e-16
		__						
Viga-6(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[5])								
	__	__	3.1751e-36	-5.9918e-37	-136.14	7.4506	3.2731e-38	-2.7857e-15
		__						
Viga-7(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[4])								
	__	__	-3.236e-36	-7.6596e-37	-174.03	-7.4206	3.266e-38	-3.0283e-15
		__						

Nota. Resultados obtenidos mediante SolidWorks Simulation.

Análisis en el plano x-z

Figura 58

D.C.L Resultante eje N°3, Plano (x-z)



Nota. Elaboración Propia

$$\sum M_A = 0 \quad ; -26.2N * (240mm) - 16.17N * (95mm) + R_{Bx} * (190mm) = 0$$

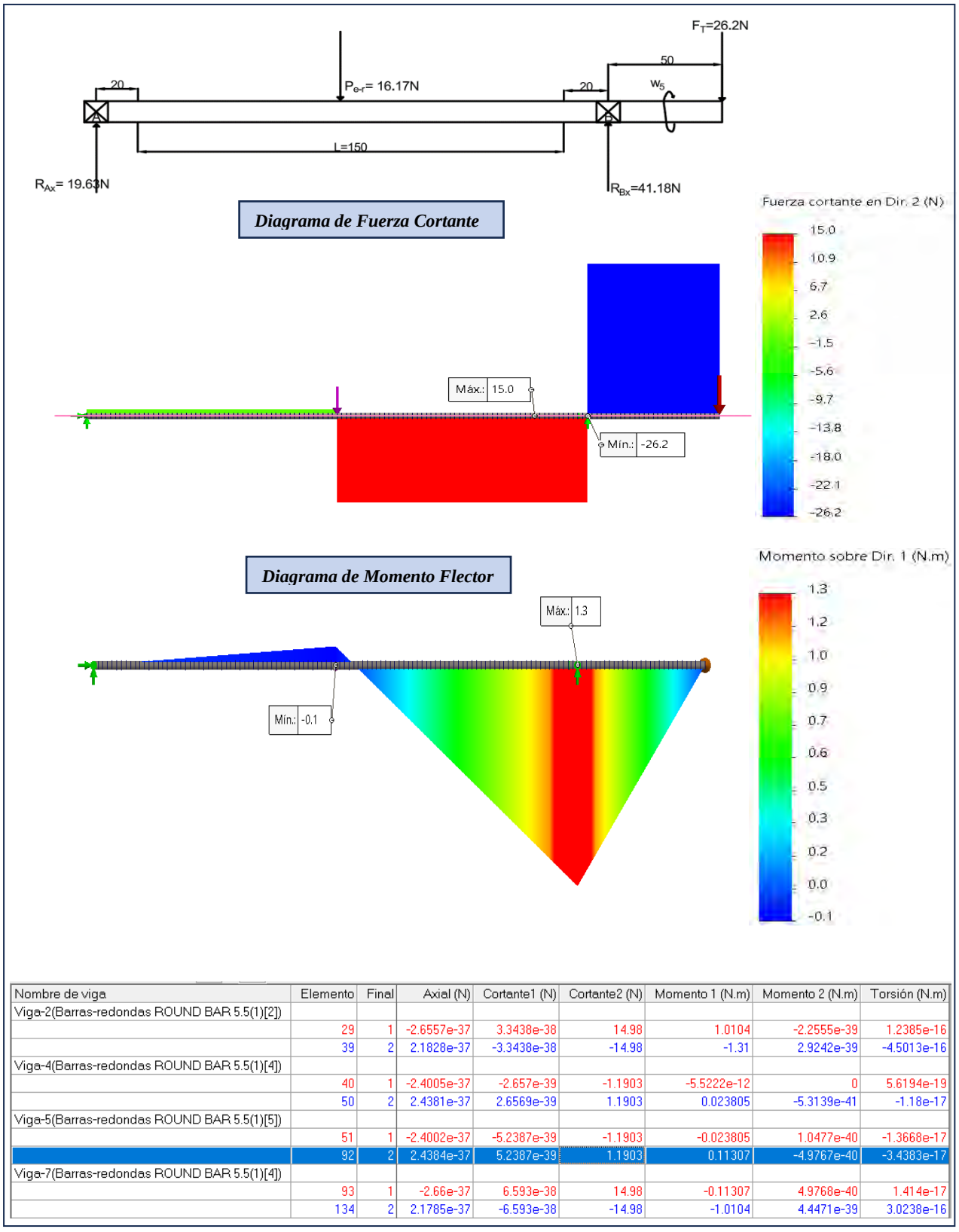
$$R_{Bx} = 41.18N$$

$$\sum F_y = 0 \quad ; \quad R_{Ax} + 22.74N = 26.2N + 16.17N$$

$$R_{Ax} = 19.63N$$

Figura 59

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del eje N°3 (Plano x-z)



Nombre de viga	Elemento	Final	Axial (N)	Cortante1 (N)	Cortante2 (N)	Momento 1 (N.m)	Momento 2 (N.m)	Torsión (N.m)
Viga-2(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[2])								
	29	1	-2.6557e-37	3.3438e-38	14.98	1.0104	-2.2555e-39	1.2385e-16
	39	2	2.1828e-37	-3.3438e-38	-14.98	-1.31	2.9242e-39	-4.5013e-16
Viga-4(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[4])								
	40	1	-2.4005e-37	-2.657e-39	-1.1903	-5.5222e-12	0	5.6194e-19
	50	2	2.4381e-37	2.6569e-39	1.1903	0.023805	-5.3139e-41	-1.18e-17
Viga-5(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[5])								
	51	1	-2.4002e-37	-5.2387e-39	-1.1903	-0.023805	1.0477e-40	-1.3668e-17
	92	2	2.4384e-37	5.2387e-39	1.1903	0.11307	-4.9767e-40	-3.4383e-17
Viga-7(Barras-redondas ROUND BAR 5.5(1)[4])								
	93	1	-2.66e-37	6.593e-38	14.98	-0.11307	4.9768e-40	1.414e-17
	134	2	2.1785e-37	-6.593e-38	-14.98	-1.0104	4.4471e-39	3.0238e-16

Nota. Resultados obtenidos mediante SolidWorks Simulation. Elaboración propia.

Calculamos Momento resultante en el punto critico

$$M_R = \sqrt{(7.5N.m)^2 + (0.1N.m)^2}$$

$$\boxed{M_R = 7.5N.m}$$

Como el diseño se basa en la teoría del esfuerzo cortante máximo, se aplica la ecuación 11-2 (Hibbeler, 2017, pág. 567)

$$r = \left(\frac{2}{\pi * \tau_{perm}} \sqrt{M_R^2 + T^2}\right)^{1/3}$$

Donde:

- $r = menor\ radio\ permisible, (m)$
- $M_R = Momento\ Resultante = 7.5N.m$
- $T = Par\ de\ torsión = 3N.m$
- $\tau_{perm} = Esfuerzo\ cortante\ permisible$
- $S_y = Esfuerzo\ de\ fluencia\ Acero\ AISI\ 1045 = 355.12MPa$ (Bolaños, 2018)

Para determinar el esfuerzo cortante permisible del eje se empleó la teoría del esfuerzo cortante máximo (Tresca), debido a que el acero AISI 1045 presenta un comportamiento dúctil. Según este criterio, la fluencia del material ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo alcanza la mitad del límite de fluencia. (Shigley, 2019, pág. 223).

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2}$$

Para fines de diseño, se incorporó un factor de seguridad de $(n = 2)$, obteniéndose el esfuerzo cortante permisible utilizado en el dimensionamiento del eje.

$$\tau_{perm} = \frac{S_y}{2n} = \frac{355.12\ MPa}{2(2)} \rightarrow \tau_{perm} = 88.78MPa$$

Resolviendo

$$r = \left(\frac{2}{\pi * 88.78 * 10^6} \sqrt{(7.5N.m)^2 + (3N.m)^2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$r = 0.00.387m$$

Así el menor diámetro permisible es

$$d = 2 * (0.00387m) = 0.00774m$$

$$d \approx 8mm$$

El diámetro mínimo calculado del eje fue de 8 mm. Sin embargo, considerando criterios de rigidez estructural y disponibilidad comercial de rodamientos SKF, se seleccionó un diámetro normalizado de 12 mm.

$$\boxed{\boldsymbol{d = 12mm}}$$

4.9.1. Cálculo del factor de seguridad por esfuerzo cortante en el eje

Para validar la integridad estructural del eje del mecanismo, se ha determinado el Factor de Seguridad (n) bajo el criterio de esfuerzo cortante máximo.

El esfuerzo cortante máximo en el eje se determinó mediante la siguiente ecuación 1-7 (Hibbeler, 2017, pág. 32):

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Donde:

- $\tau : Esfuerzo\ Cortante\ (Pa)$
- $V : Fuerza\ Cortante\ interna\ (N)$
- $A : Área\ de\ la\ sección\ transversal\ del\ eje\ (m^2)$

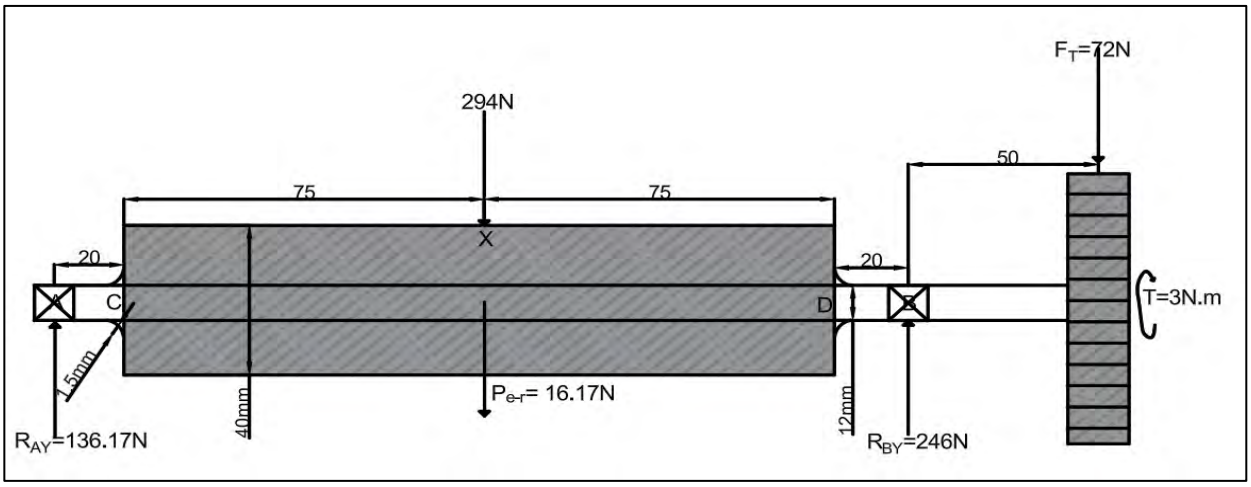
Para la verificación del diseño, se consideró el esfuerzo cortante permisible del material seleccionado, correspondiente al acero AISI 1045. En base a ello, el factor de seguridad se determinó mediante la siguiente relación:

$$n = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{max}}$$

- $\tau_{perm} : Esfuerzo\ cortante\ permisible\ del\ material = 88.78MPa$
- $\tau_{max} : Esfuerzo\ cortante\ máximo\ actuante\ (MPa)$

Figura 60

Cargas aplicadas sobre el eje



Nota. Elaboración propia

Determinamos el área seccionada en los puntos A, B y X

$$A_X = A_A = A_B = \pi r^2 = \pi * (6 * 10^{-3}m)^2 = 11.3 * 10^{-5}m^2$$

Calculemos el esfuerzo cortante en cada punto

$$\tau_A = \frac{V_A}{A_A} = \frac{138.6N}{11.3 * 10^{-5}m^2} = 1226548.4Pa \cong 1.2MPa$$

$$\tau_X = \frac{V_X}{A_X} = \frac{294N + 16.17N}{11.3 * 10^{-5}m^2} = 2744867.2Pa \cong 2.7MPa$$

$$\tau_B = \frac{V_B}{A_X} = \frac{187.3N}{11.3 * 10^{-5}m^2} = 1657522.1 \cong 1.7MPa$$

Factor de seguridad

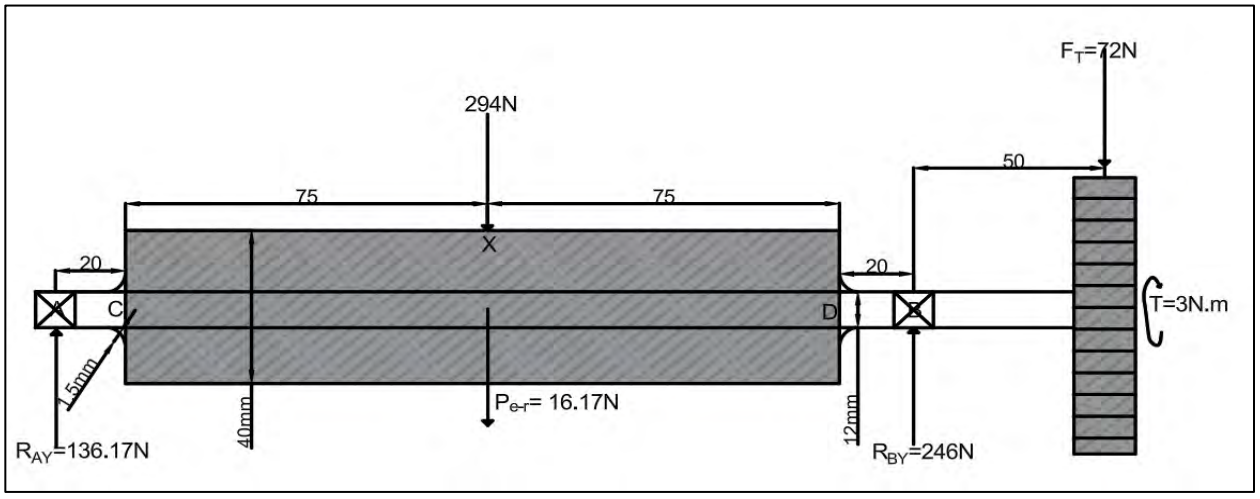
$$n = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{max}} = \frac{88.78MPa}{2.7MPa} = 32.8$$

El factor de seguridad confirma que el diámetro seleccionado trabaja dentro de condiciones seguras para las cargas de operación consideradas.

4.10. Análisis de Fatiga

Figura 61

D.C.L del Eje N°3



Nota. Elaboración Propia

Se realiza el análisis de fatiga en la sección crítica del eje, ubicada en el punto C, donde ocurre el cambio de sección de 40 mm a 12 mm de diámetro (Figura 57). Debido a que el eje gira de manera continua, cada fibra superficial del material experimenta un ciclo de esfuerzos de tracción-compresión por cada revolución, mientras que el par torsor transmitido permanece constante. Por esta razón, el análisis se desarrolla bajo un estado de flexión alternante combinado con torsión constante, empleando el criterio de fatiga de Goodman, de acuerdo con la metodología descrita en Shigley (Budynas & Nisbett, 2011, 10.ª ed., cap. 6 y 7).

Tabla 38

Datos de Entrada

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro mayor (rodillo)	D	40 mm
Diámetro menor (eje)	d	12 mm
Radio de entalle	r	1.5 mm
Momento flector en el punto crítico	M_C	2.72 N·m

Par torsor transmitido (constante)	T	3 N·m
Material	—	AISI 1045
Resistencia última a la tracción	S_{ut}	570 MPa (Shigley, 2019)Tabla A-20
Resistencia a la fluencia	S_y	355 MPa (Bolaños, 2018)
Acabado superficial	—	Maquinado / torneado
Confiabilidad	—	90 %

Nota. Barra laminada en caliente. Elaboración Propia.

4.10.1. Resistencia a la fatiga corregida (Se)

El límite de resistencia a la fatiga se estima a partir de la resistencia última del material:

$$S'_e = 0.5(S_{ut}) \quad (6\text{-}8)$$

$$S'_e = 0.5\ (570) = 285MPa$$

Este valor se corrige mediante los factores de Marin, que consideran las condiciones reales de operación de la pieza:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (6\text{-}18)$$

a) **Factor de acabado superficial (k_a)** (maquinado/torneado)

$a = 4.51,\ b = -0.265$ (Apéndice Nº6, Tabla 6-2)

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

$$k_a = 4.51 \cdot 570^{-0.265} = 0.839$$

b) **Factor de tamaño (k_b)** (eje de d = 12 mm, 2.79 mm ≤ d ≤ 51 mm):

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} \quad (6\text{-}20)$$

$$k_b = 1.24 \cdot (12)^{-0.107} = 0.95$$

c) **Factor de carga ($k_c = 1$)** (se emplea von Mises para combinar flexión y torsión, por lo que este factor no se aplica de forma independiente).

d) **Factor de temperatura ($k_d = 1$)** (operación a temperatura ambiente).

e) **Factor de confiabilidad ($k_e = 0.897$)** (conf. 90 %, Apéndice Nº5, Tabla 6-5)

Reemplazando en la ecuación (6-18):

$$\boxed{S_e = (0.839) \cdot (0.95) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (285) = 203.8MPa}$$

4.10.2. Factores de concentración del esfuerzo (K_f, K_{fs})

En el punto C se produce un cambio de sección que genera concentración de esfuerzos. Las relaciones geométricas son:

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{12} = 3.33 \qquad ; \qquad \frac{r}{d} = \frac{1.5}{12} = 0.125$$

Con estas relaciones se obtienen los factores teóricos de concentración de esfuerzos en flexión (K_t) y en torsión (K_{ts}), leídos de los gráficos de Peterson reproducidos en el Apéndice 6 de la presente tesis:

$k_t = 1.68$ (Apéndice 6, Fig. A-15-9)

$k_{ts} = 1.42$ (Apéndice 6, Fig. A-15-8)

La sensibilidad a la muesca del material, para r = 1.5 mm y S_{ut} = 570 MPa, se obtiene de gráficos.

$q = 0.74$ *(Sometido a Flexión)* (Apéndice 6, Fig. 6-20)

$q_c = 0.78$ *(Sometido a Torsión)* (Apéndice 6, Fig. 6-21)

Los factores de concentración de esfuerzos en fatiga se calculan como:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \tag{6-32}$$

$$k_f = 1 + 0.74(1.68 - 1) = 1.5$$

$$k_{fs} = 1 + q_c(k_{ts} - 1) \tag{6-32}$$

$$k_{fs} = 1 + 0.78(1.42 - 1) = 1.33$$

4.10.3. Esfuerzos en el punto C

Debido a la rotación continua del eje, el esfuerzo de flexión es completamente alternante ($M_a = M_C$, $Mm = 0$), mientras que el par torsor es constante ($T = T_m$, $T_a = 0$). Los esfuerzos nominales se calculan según (Shigley, 2019), cap. 7.

$$\sigma_a = k_f \left(\frac{32(M_a)}{\pi \cdot d^3}\right) \tag{7-3}$$

$$\sigma_a = 1.5\left(\frac{32(2720N.mm)}{\pi \cdot (12mm)^3}\right) = \mathbf{24MPa}$$

$$\sigma_m = k_f\left(\frac{32(M_m)}{\pi \cdot d^3}\right) = 0 \quad (7\text{-}3)$$

$$\tau_m = k_{fs}\left(\frac{16(T_m)}{\pi \cdot d^3}\right) \quad (7\text{-}4)$$

$$\tau_m = 1.33\left(\frac{16 \cdot (3000N.mm)}{\pi \cdot (12mm)^3}\right) = \mathbf{11.76MPa}$$

$$\tau_a = k_{fs}\left(\frac{16(T_m)}{\pi \cdot d^3}\right) = 0 \quad (7\text{-}4)$$

Mediante el criterio de energía de distorsión (von Mises), se obtienen los esfuerzos equivalentes alternante y medio:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad (7\text{-}5)$$

$$\sigma'_a = \mathbf{24MPa}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad (7\text{-}6)$$

$$\sigma'_m = (3 \cdot 11.76^2)^{1/2} = \mathbf{20.4MPa}$$

4.10.4. Factor de seguridad por el criterio de Goodman

El criterio de Goodman modificado relaciona los esfuerzos equivalentes alternante y medio con la resistencia a la fatiga corregida (S_e) y la resistencia última (S_{ut}):

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (6\text{-}46)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{24MPa}{203.8MPa} + \frac{20.4MPa}{570MPa}$$

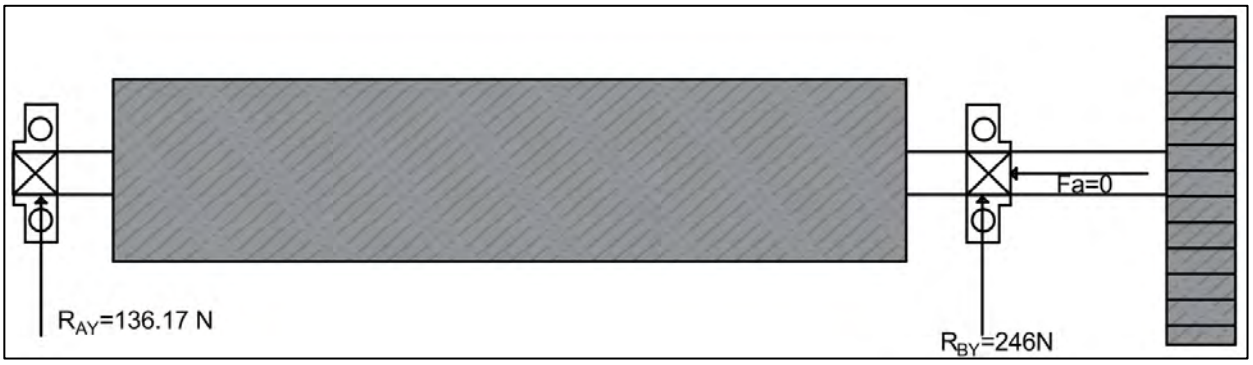
$$n = 6.5$$

El factor de seguridad obtenido mediante el criterio de Goodman en el punto crítico C es **n = 6.5**, valor considerablemente superior a la unidad. Esto indica que el eje diseñado posee una resistencia adecuada frente a la falla por fatiga en la sección de cambio de diámetro

4.11. Cálculo de Rodamientos.

Figura 62

Cargas en los rodamientos



Nota. Elaboración propia.

El eje se encuentra sometido a cargas radiales debido a la transmisión por engranajes rectos y la presión entre rodillos. No se identifican elementos que generen empuje axial significativo, por lo que se considera $F_a = 0$ para la selección del rodamiento.

Para nuestro caso tenemos los siguientes datos:

- $F_r = Carga\ radial, (kg) = \frac{246N}{\frac{9.8N}{m^2}} = 25.1kg$
- $F_a = Carga\ axial, (kg) = 0$
- $w = 236\ rpm$
- $L_h = Duración\ nominal = 15000h$ (***Ver Apéndice* 01**)

Cálculo de relación F_a/F_r

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{25.1} = 0$$

Coeficientes X e Y, si

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

Según tabla asumimos $X = 1\,; Y = 0$ (**Ver Apéndice 02**) entonces determinamos la carga equivalente:

$$P_e = X * F_r + Y * F_a$$

$$P_e = (1 * 25.1) + 0$$

$$P_e = 25.1kg$$

La duración expresada en millones de revoluciones es:

$$L = 60 * 10^{-6} * w * L_h$$

$$L = 60 * 10^{-6} * 236rpm * 15000h$$

$$L = 212.4$$

Seguridad de cargas: $\frac{C}{P} = L^{1/p}$, para rodamientos de bolas: $p = 3$, luego:

$$\frac{C}{P} = 212.4^{1/3} = 5.96$$

Capacidad de base dinámica requerida:

$$C = 5.96 * P = 5.96 * 25.1kg = 149.6kg \approx 1.47kN$$

Escogeremos el rodamiento de acuerdo a catálogo (Ver Anexo N°03)

Con la capacidad de base dinámica hallado: $C = 1.47kN < 1.74kN$

$\boxed{ROD\ N°\ 61801 - 2RS1}$ *Rígido de bolas, tapado en ambos lados*

4.12. Cálculos chavetas

Datos

- $P_{ot} = Potencia\ transmitida = 75W \approx 0.1HP$
- $w = 236rpm$
- $D = Diametro\ del\ eje = 12mm = 0.47pulg$
- $Material\ Chaveta = AISI\ 1020 \rightarrow S_y = 294.8MPa = 42757\ psi\ (límite\ de\ fluencia)$ (EUROPER, s. f.)
- $n = 8$
- $Torque\ transmitido\ = 3\ N.m\ = 26.55\ lb - pulg$ (Eje 3 crítico) (Obtenido de análisis de transmisión, pág. 124)

De la tabla se obtiene que para un eje de 12 mm de diámetro corresponde: **(Ver apéndice 03)**

$$\left[b = \frac{1}{8} \quad ; \quad t = \frac{1}{8}\right]\ Chaveta\ cuadrada$$

Calculamos longitud por cizalladura

$$\tau = \frac{0.5 * S_y}{n} = \frac{0.5 * 42757psi}{8} = 2672.3psi \ \ ; Tensión\ admisible\ de\ corte$$

$$L = \frac{2 * T}{\tau * b * D} = \frac{2 * 25.55lb - pulg}{2672.3psi * \left(\frac{1}{8}\right) * 0.47pulg} = 0.32pulg \cong \mathbf{8.27mm}$$

Calculamos longitud por compresión

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{42757}{8} = 5344.6psi$$

$$L = \frac{4 * T}{\sigma * t * D} = \frac{4 * 26.55lb - pulg}{5344.6 * \left(\frac{1}{8}\right) * 0.47} = 0.34pulg \cong \mathbf{8.6mm}$$

La longitud mínima teórica de la chaveta corresponde a 8.6 mm, determinada por la condición de compresión. Considerando la estandarización de dimensiones, se adopta una longitud de 10 mm.

∴ La longitud de la chaveta será:

$$Chaveta = \frac{1}{8}pulg * \frac{1}{8}pulg * 10mm$$

$$\boxed{\boldsymbol{Chaveta \approx 4mm * 4mm * 10mm}}$$

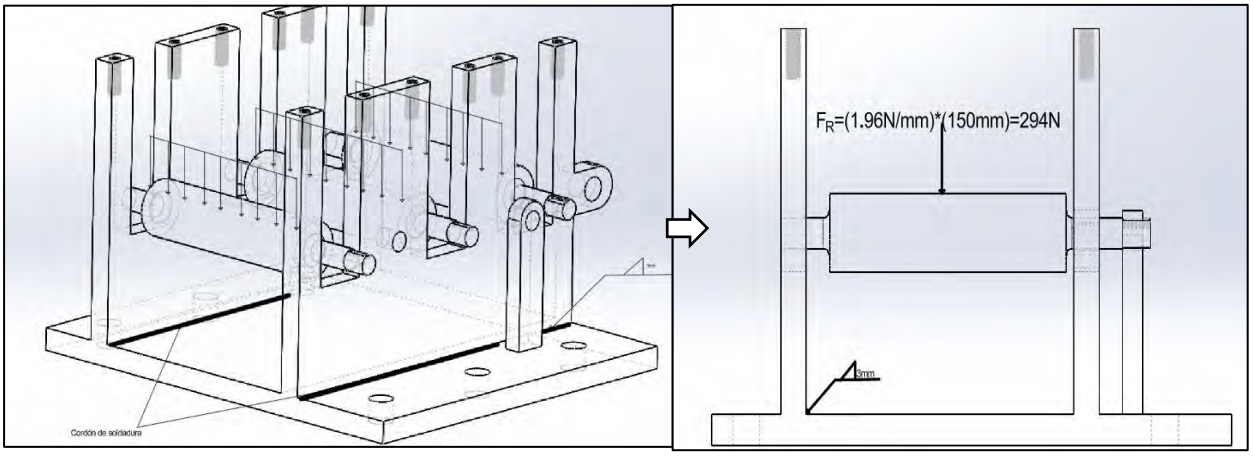
4.13. Cálculo de soldadura del Bastidor

La estructura está conformada por placas de acero estructural unidas mediante soldadura, las cuales sirven como soporte para los ejes, rodillos y sistema de transmisión por engranajes.

Para el dimensionamiento de las uniones soldadas de la estructura de soporte se considera la condición de carga más crítica que puede presentarse durante la operación del sistema. En este caso, la carga dominante corresponde a la carga distribuida aplicada sobre los rodillos.

Figura 63

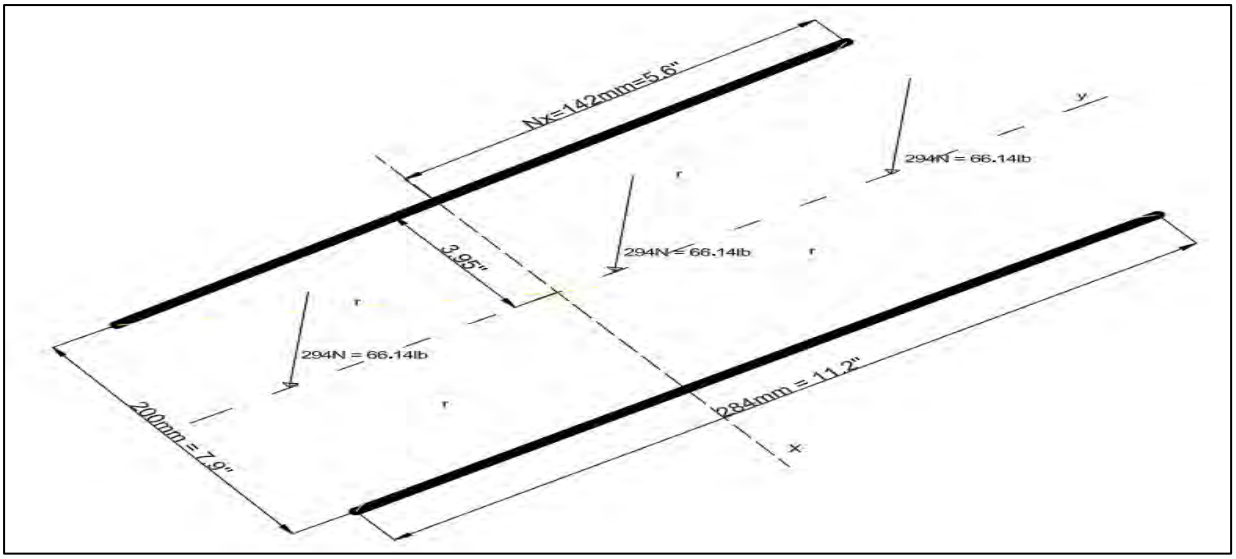
Cordón de Soldadura y fuerzas ejercidas sobre la estructura



Nota. Fuerza equivalente igual a 294 N. Elaboración Propia.

Figura 64

Longitud y sección de cordón de soldadura



Nota. 294 $N = 66.14lb$. Elaboración Propia

$$N_x = \frac{d}{2} = \frac{11.2}{2} = 5.6"$$

$$r = \sqrt{(b/2)^2 + (N_x)^2}$$

$$r = \sqrt{3.95^2 + 5.6^2} = 6.85''$$

Según la tabla: **(Ver Apéndice 04)**

$$Z_w = \frac{d^2}{3} = \frac{11.2^2}{3} = 41.8$$

$$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6} = \frac{11.2(3(7.9)^2 + 11.2^2)}{6} = 583.65$$

Corte puro

$$\tau' = \frac{P}{0.707 * h * l} = \frac{3 * 66.14}{0.707 * 0.12 * 11.2} = 212.16\ psi$$

Torsión pura

$$\tau'' = 0$$

Flexión pura

$$\tau''' = \frac{M}{0.707 * h * Z_w} = \frac{3 * 66.14 * 3.95}{0.707 * 0.12 * 41.8} = 221\ psi$$

Esfuerzo resultante

$$\tau_R = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2 + (\tau''')^2} = \sqrt{212.16^2 + 0^2 + 221^2} = 306.36\ psi$$

Tabla 39

Esfuerzo permisible por el código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60\text{-}0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$ [cite: t]	

Nota. Tabla 9-4, Tomado de (Shigley, 2019, pág. 460)

Tabla 40

Propiedades mínimas del material de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota. Tabla 9-3, Tomado de (Shigley, 2019, pág. 459)

$$\tau_{perm} = 0.3\ x\ S_u = 0.3\ x\ (62000psi) = 18600\ psi$$

$$\boldsymbol{\tau_R = 306.36psi < \tau_{perm} = 18600psi}$$

Por lo tanto, la unión soldada cumple con el esfuerzo permisible para el metal de aporte.

Conclusión

Se usará Electrodo **E60XX** y soldadura filete de 3mm de cateto

4.14. Análisis Estructural mediante Elementos Finitos (FEA)

Con el fin de verificar el comportamiento estructural del sistema diseñado, se realizaron simulaciones mediante el módulo de análisis (SolidWorks Simulation). Estas simulaciones permitieron evaluar los esfuerzos generados, las deformaciones máximas y el factor de seguridad de las estructuras que componen el mecanismo.

Propiedades de los Materiales

Tabla 41

Límite elástico de los Materiales escogidos

Componente	Material	Límite elástico (MPa)
Bastidor	ASTM A36	250 MPa
Caja de Control	ASTM A36	250MPa
Mesa de soporte	ASTM A36 Madera Tornillo	250 MPa 14.98 Mpa (Marcellini, 2018)

Nota. Elaboración Propia.

Tabla 42

Cuadro comparativo de Maderas

Madera	Densidad (g/cm^3)	Modulo de Elasticidad en Flexión (kg/cm^2)	Comprensión Paralela (kg/cm^2)	Contracción volumétrica
Tornillo	0.45	108000	222	12%
Copaiba	0.61	112000	268	10.7%
Cachimbo	0.59	131000	342	12.1%

Nota. Elaboración Propia a partir de (Madexo, 2025)

La madera tornillo fue seleccionada como material para la mesa de soporte debido a que ofrece una adecuada relación entre resistencia mecánica, peso y facilidad de fabricación. Asimismo, su menor densidad contribuye a reducir el peso total de la máquina, facilitando su manipulación y transporte, sin comprometer la rigidez ni la estabilidad del conjunto.

4.14.1. Simulación de la estructura del mecanismo (Bastidor)

La primera simulación se realizó sobre la estructura que soporta los rodillos y los engranajes, y demás componentes del sistema de estiraje. La carga más significativa corresponde a la fuerza ejercida sobre los rodillos por el material procesado, la cual fue estimada como una carga equivalente de 294 **N** aplicada de forma puntual en cada uno de los tres pares de rodillos.

4.14.1.1. Condiciones de Frontera

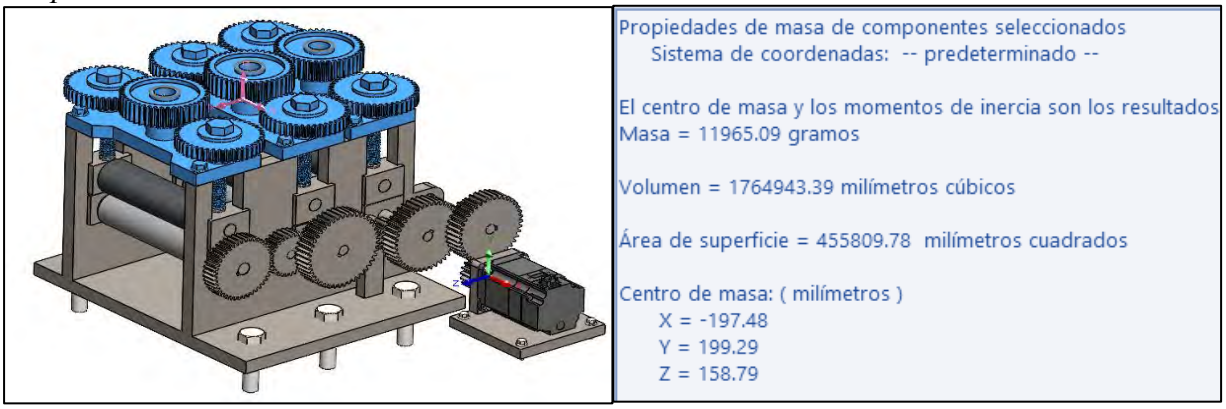
a) Cargas aplicadas

- **Peso del mecanismo de Presión**

Se consideró el peso total del sistema de regulación montado sobre el bastidor (color verde), el cual incluye engranajes manuales, manivelas, rodillos de presión y demás componentes asociados.

Figura 65

Propiedades de masa del Mecanismo de Presión



Nota. Masa del mecanismo = 12 kg. Elaboración Propia

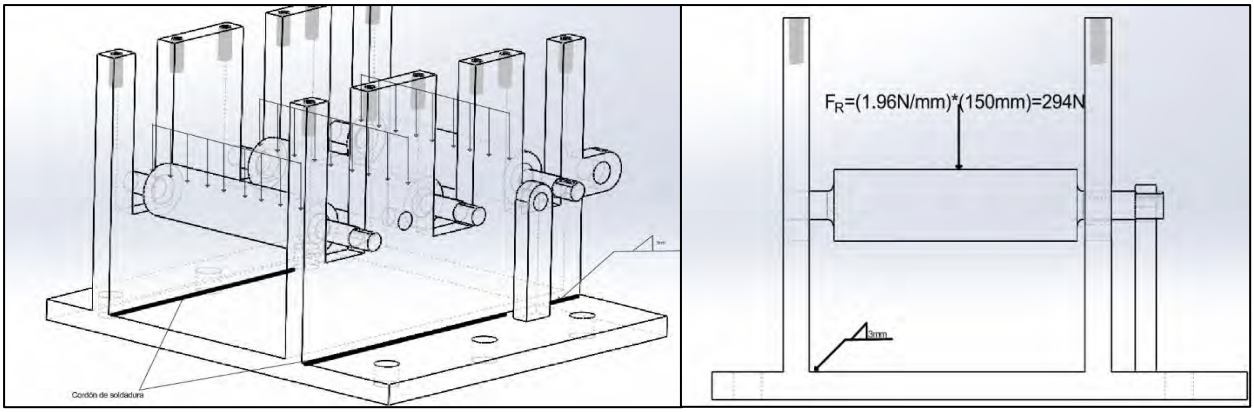
$$Carga\ aplicada = \left(\frac{Masa\ total}{3}\right) * 9.81 = \frac{12kg}{3} * 9.81 = \mathbf{39.24N}$$

- **Carga Transmitida por la presión de rodillos**

Se modeló como una carga resultante puntual generada por la presión de contacto entre los rodillos durante el proceso de alimentación de la fibra. Esta representa una de las condiciones más críticas del sistema.

Figura 66

Carga por la presión entre rodillos



Nota. Carga puntual 294N. Elaboración Propia

$$Carga\ \ puntual\ presión\ rodillos = 1.96N/mm * 150mm = 294N$$

$$Peso\ del\ mismo\ Rodillo = 16.17N$$

$$Carga\ Resultante\ Total = \mathbf{310.17N}$$

- **Cargas del tren de engranajes**

Se consideró el peso total del tren engranajes montados en los ejes dividido entre 3, representado mediante cargas verticales aproximadas de 13.4 N.

Figura 67

Propiedades de masa del tren de engranajes



Nota. Masa total = 4.1 kg. Elaboración Propia.

$$Peso\ del\ tren\ de\ engranajes = \left(\frac{Masa}{3}\right) * 9.81 = \frac{4.1kg}{3} * 9.81 = \mathbf{13.4N}$$

$$Carga\ Transmitida\ entre\ engranajes = \mathbf{31N}\ (Ver\ cálculo\ de\ ejes)$$

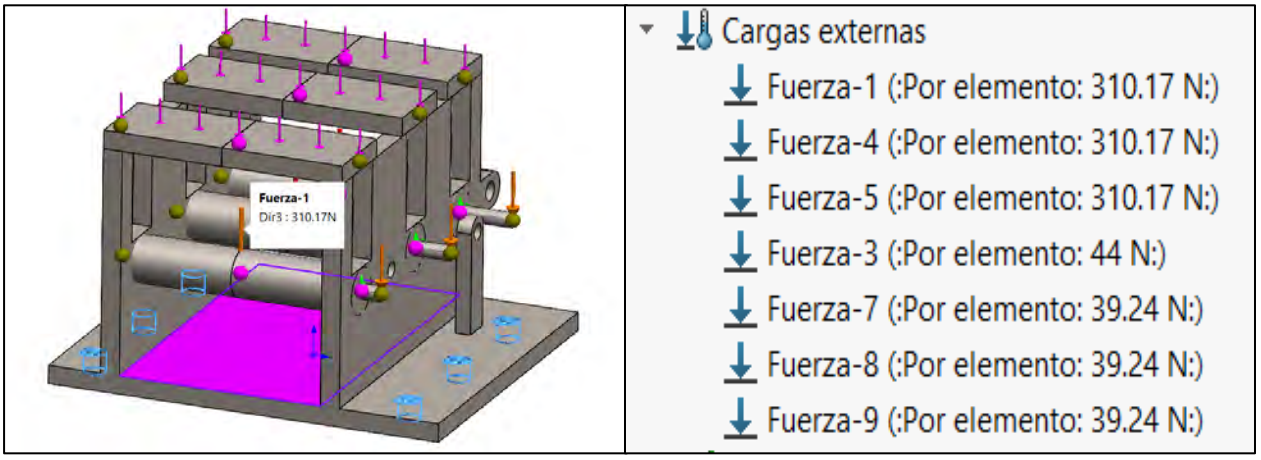
$$Carga\ aplicada = \mathbf{44.4N}$$

b) Restricciones (Apoyos)

Se establecieron restricciones tipo fijo en los puntos de anclaje tipo pernos

Figura 68

Cargas y Restricciones aplicadas sobre el mecanismo

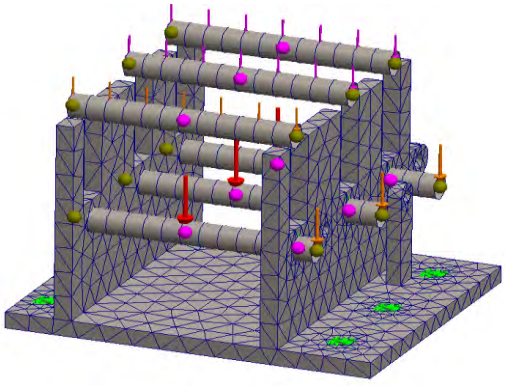


Nota. Elaboración Propia.

c) Mallado

Tabla 43

Parámetros y características principales de la malla



Tipo de Malla: Malla Mixta
Mallado utilizado: Malla basada en curvatura
Tamaño máximo de elemento: 25.0791 mm
Tamaño mínimo de elemento: 8.3596 mm
Calidad de malla: Elementos cuadráticos de alto orden
Número de nodos: 8323
Número de elementos: 4122

Nota. Elaboración Propia a partir de SolidWorks Simulation

4.14.1.2. Resultados de la simulación

A partir de estas condiciones, se obtuvo la distribución de esfuerzos equivalentes de Von Mises y la deformación total.

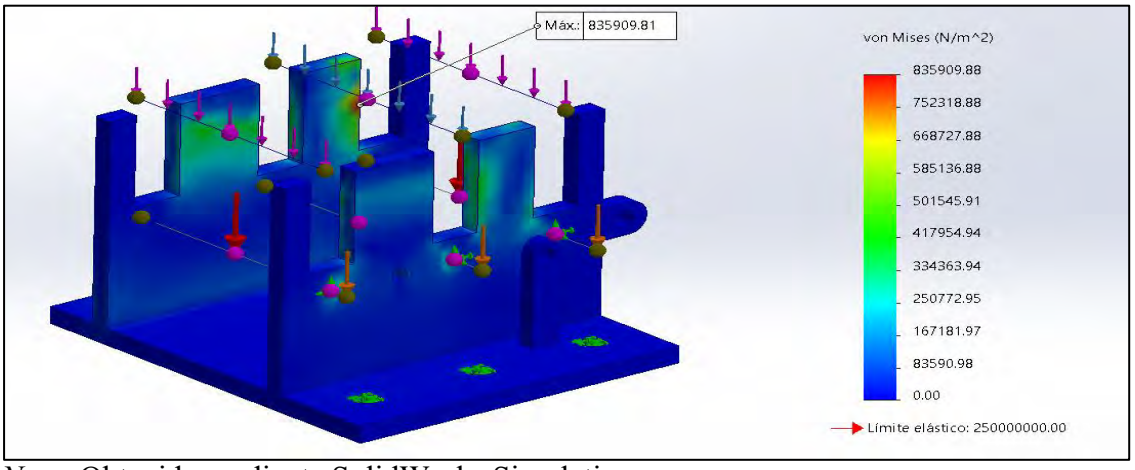
d) Esfuerzos

El máximo esfuerzo obtenido en el bastidor es:

$$\sigma = 835909.81N/m = \boxed{\boldsymbol{\sigma_{max} = 0.84MPa}}$$

Figura 69

Distribución de Esfuerzos de Von Mises



Nota. Obtenido mediante SolidWorks Simulation.

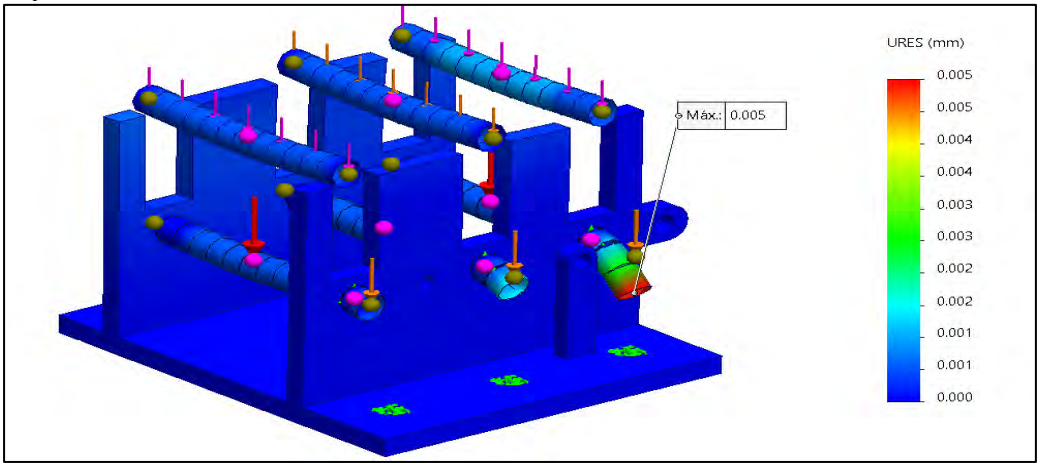
e) Deformación

La deformación máxima se encuentra en el eje del rodillo Nº5 y tiene un valor de:

$$\boxed{\boldsymbol{e = 0.005mm}}$$

Figura 70

Deformación máxima obtenida



Nota. Obtenido mediante SolidWorks Simulation.

f) Factor de Seguridad

$$\boldsymbol{n} = \frac{\sigma_y(ASTM\ A36)}{\sigma_{max}} = \frac{250MPa}{0.84MPa} = 301$$

El elevado factor de seguridad obtenido no representa una desventaja en el diseño, dado que la estructura emplea planchas de acero comerciales, sin impacto significativo en el costo de fabricación. Por el contrario, esta base estructural garantiza una mayor rigidez y estabilidad para el sistema.

4.14.2. Simulación de la Caja de Control

Se consideraron únicamente las cargas correspondientes al peso propio de los tres motores paso a paso instalados en la estructura. Los demás componentes electrónicos, presentan masas significativamente menores.

4.14.2.1. Condiciones de Frontera

a) Cargas Aplicadas

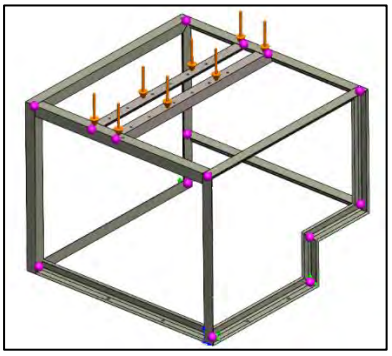
Según el catálogo del fabricante, cada motor paso a paso posee una masa aproximada de 1 kg, considerándose una masa total de 3 kg, modelada como una carga distribuida uniforme de **98.1** N/m sobre una longitud de 0.3 m en la zona de soporte.

b) Restricciones (Apoyos)

Se definieron como apoyos fijos en los puntos de fijación de la caja de control, representando la unión empernada con la estructura principal del sistema.

Figura 71

Cargas y fijaciones aplicadas sobre la caja de control

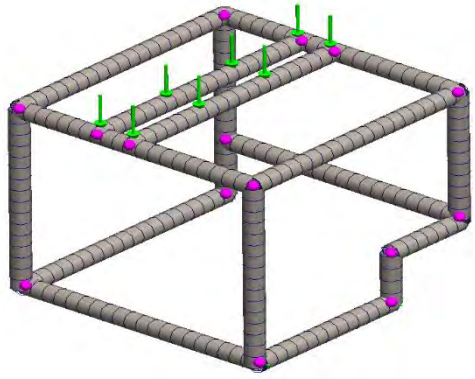


Nota. Carga distribuida = 98.1N/m. Elaboración Propia.

c) Mallado

Tabla 44

Parámetros y características principales de la malla

	**Tipo de Malla:** Malla Mixta
	Mallado utilizado: Malla basada en curvatura
	Tamaño máximo de elemento: 47.7563 mm
	Tamaño mínimo de elemento: 2.4874 mm
	Calidad de malla: Elementos cuadráticos de alto orden
	Número de nodos: 287
	Número de elementos: 277

Nota. Elaboración Propia a partir de SolidWorks Simulation

4.14.2.2. Resultado de la Simulación

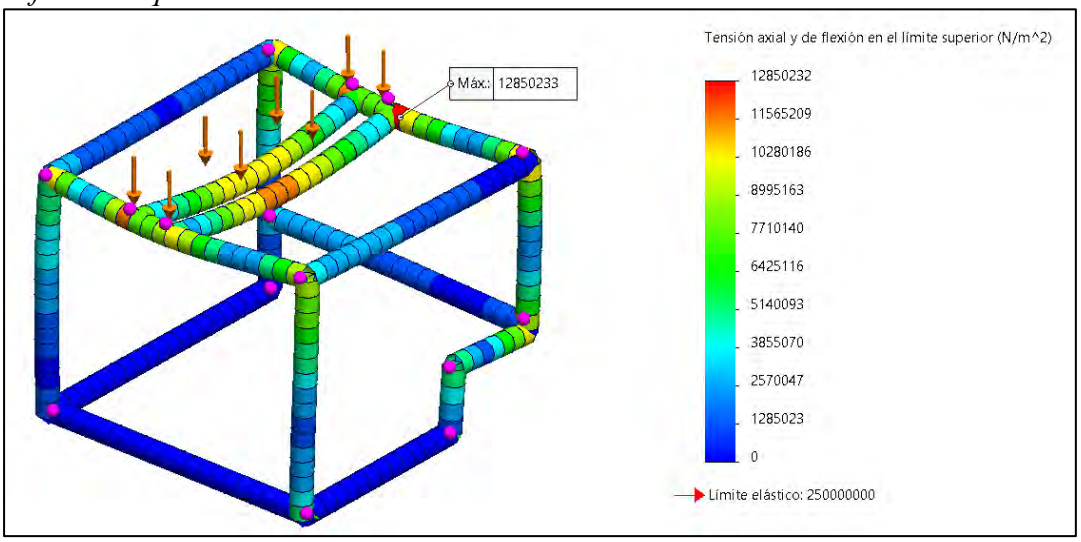
d) Esfuerzos

El máximo esfuerzo obtenido en la estructura es:

$$\sigma = 12850233 N/m^2 = \boxed{\boldsymbol{\sigma_{max} = 12.85 MPa}}$$

Figura 72

Esfuerzos equivalentes de Von Mises



Nota. Obtenido de SolidWorks simulation

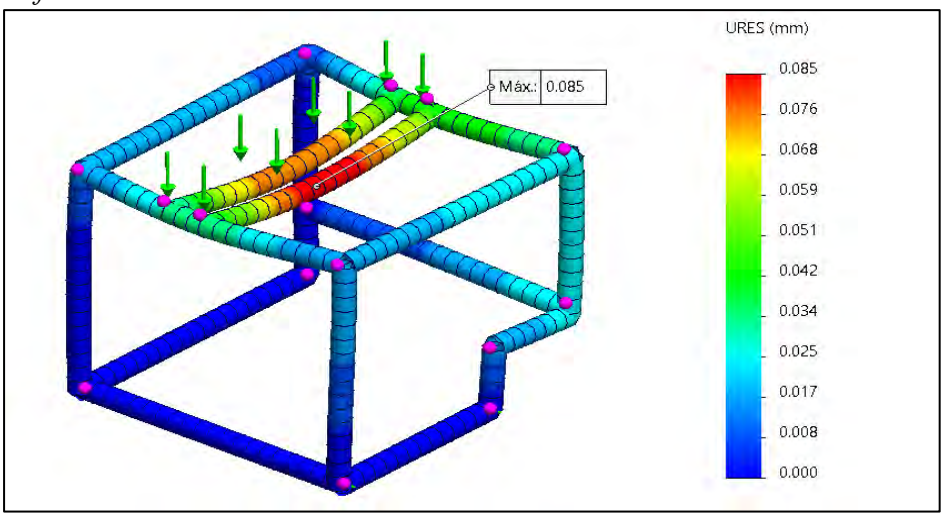
e) Deformación

La deformación máxima se encuentra en la parte central de la mesa y tiene un valor de:

$$\boldsymbol{e = 0.085mm}$$

Figura 73

Deformación máxima obtenida



Nota. Desplazamiento máx. $e = 0.085mm$. Obtenido mediante SolidWorks Simulation.

f) Factor de Seguridad

El factor de seguridad obtenido (F.S = 19) confirma que la caja de control puede resistir adecuadamente las cargas de los motores paso a paso.

$$\boldsymbol{n} = \frac{\sigma_y(ASTM\ A36)}{\sigma_{max}} = \frac{250MPa}{12.85MPa} = 19$$

4.14.3. Simulación de la mesa soporte

La mesa de soporte es la estructura encargada de soportar el mecanismo de alimentación de fibra y la caja de control.

4.14.3.1. Condiciones de Frontera

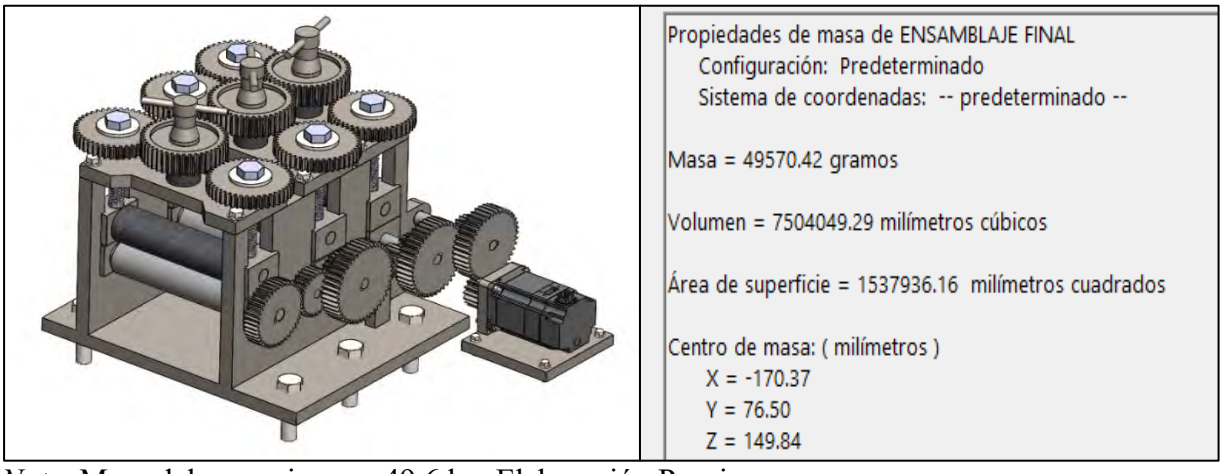
a) Cargas aplicadas

Mecanismo de alimentación de fibra:

- Masa: 49.6 kg
- Peso: 486.58 N

Figura 74

Propiedades de masa del mecanismo completo



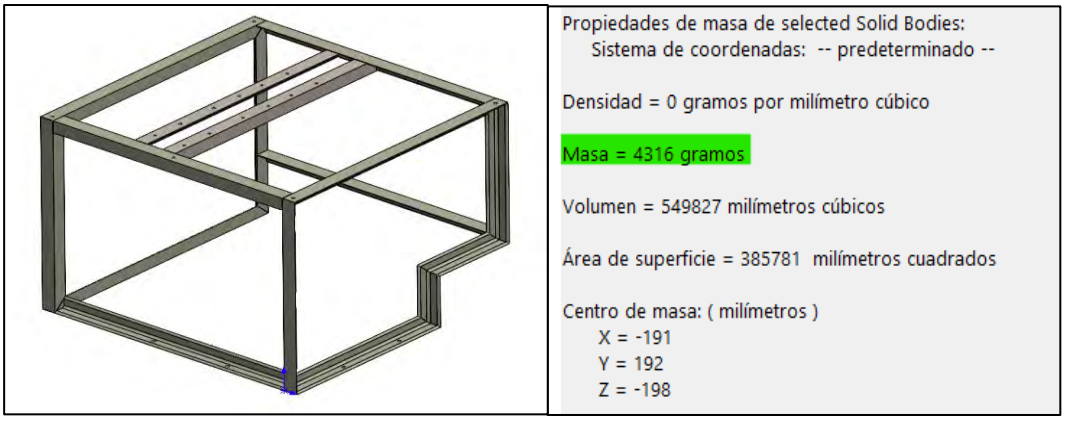
Nota. Masa del mecanismo = 49.6 kg. Elaboración Propia.

Caja de Control

- Masa: 4.3 kg
- Peso: 42.14 N

Figura 75

Propiedades de masa de la estructura de la caja de control



Nota. Masa = 4.3 kg. Elaboración Propia.

Motores paso a paso

- 3und. x 1 kg
- Masa total: 3 kg
- Peso: 29.4 N

Carga Total Aplicada:

$$F_{Total} = F_{mecanismo} + F_{caja} + F_{Servo} = 558.2\ N$$

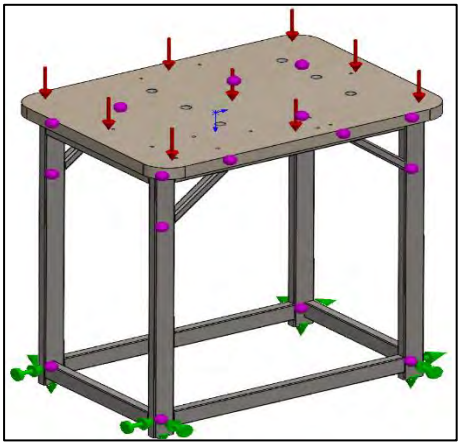
Finalmente, las cargas obtenidas fueron sumadas para determinar la carga total actuante sobre la mesa de soporte, la cual fue aplicada de manera distribuida sobre la superficie de la mesa.

b) Restricciones (Apoyos)

Se aplicaron restricciones fijas en la base de la mesa

Figura 76

Cargas y fijaciones aplicadas sobre la mesa de soporte

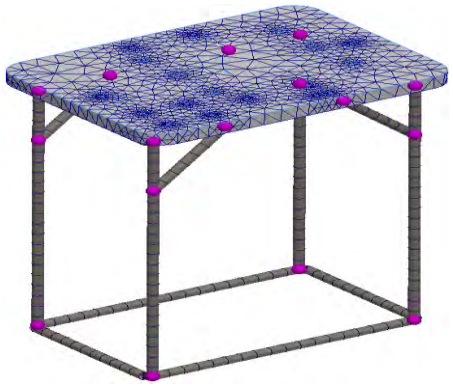


Nota. Carga total aplicada $558.2\ N$. Elaboración Propia.

c) Mallado

Tabla 45

Parámetros y características principales de la malla

	**Tipo de Malla:** Malla Mixta
	Mallado utilizado: Malla basada en curvatura
	Tamaño máximo de elemento: 73.3954 mm
	Tamaño mínimo de elemento: 3.66977 mm
	Calidad de malla: Elementos cuadráticos de alto orden
	Número de nodos: 41514
	Número de elementos: 26059

Nota. Elaboración Propia a partir de SolidWorks Simulation.

4.14.3.2. Resultados de la simulación

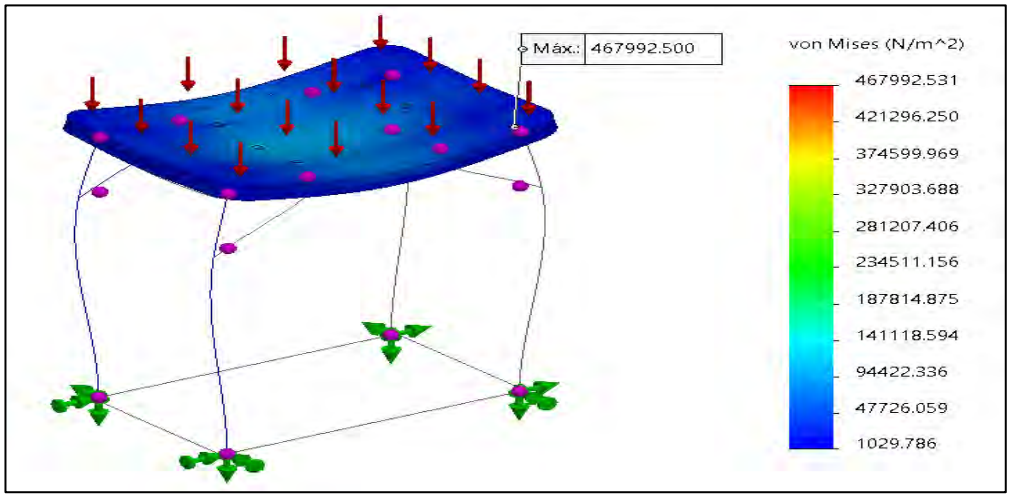
d) Esfuerzos

El máximo esfuerzo obtenido en la estructura es:

$$\sigma = 467992.5 N/m^2 = \boxed{\boldsymbol{\sigma_{max} = 0.47 MPa}}$$

Figura 77

Esfuerzos equivalentes de Von Mises



Nota. Obtenido de SolidWorks simulation.

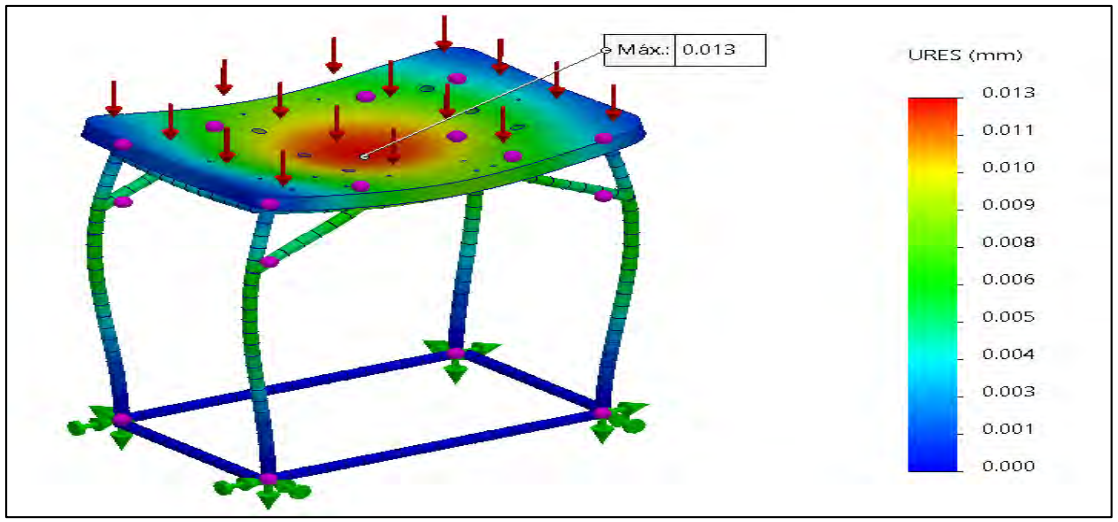
e) Deformación

La deformación máxima se encuentra en la parte central de la mesa y tiene un valor de:

$$\boxed{e = 0.013mm}$$

Figura 78

Deformación máxima obtenida



Nota. Desplazamiento máx. $e = 0.013mm$. Obtenido mediante SolidWorks Simulation.

f) Factor de Seguridad

$$\boldsymbol{n} = \frac{\sigma_y(Madera)}{\sigma_{max}} = \frac{14.98MPa}{\square}(\text{Marcellini, 2018})0.47MPa = 32$$

El factor de seguridad obtenido (n = 32) confirma que la mesa de soporte puede resistir adecuadamente las cargas de operación.

4.15. Validación analítica de resultados

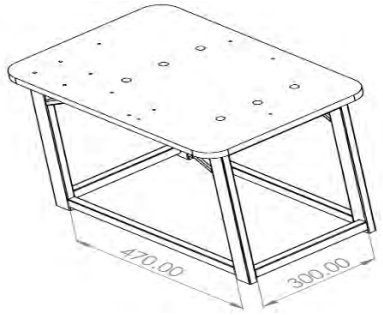
Con el objetivo de verificar la confiabilidad de los resultados obtenidos mediante el análisis por elementos finitos (SolidWorks Simulation), se desarrolló un modelo analítico simplificado de la mesa de soporte. Este procedimiento permite comparar los esfuerzos calculados teóricamente con los simulados, brindando respaldo a la metodología numérica empleada.

4.15.1. Modelo analítico propuesto

Para el análisis analítico, la placa de madera se simplificó como una **viga simplemente apoyada** con carga distribuida uniforme, bajo las siguientes condiciones.

Tabla 46

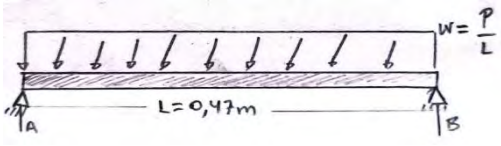
Datos de entrada para el modelo analítico propuesto

	**Espesor Madera (h):** 30mm
	Carga total aplicada(P): 558.2N
	Material Tablero: Madera Tornillo
	Esfuerzo de Fluencia (σ_y): 14.98MPa
	Área efectiva de Apoyo (A_{efe}): 0.47mx0.3m=0.141m²
	Módulo de elasticidad(E):108TN/cm²=10594MPa (Madexo, 2025)

Nota. Elaboración Propia

1) Carga distribuida lineal efectiva (w):

Luz de apoyo (L): se toma la distancia entre los puntos que sostienen el tablero, L = 470 mm, por ser la dirección en la que se genera el momento flector máximo.



$$w = \frac{P}{L} = \frac{558.2N}{0.47m} = 1187.7N/m$$

2) Momento flector máximo

Para una viga simplemente apoyada con carga uniformemente distribuida:

$$M_{max} = \frac{w \cdot L^2}{8}$$ (Apéndice N°5)

$$M_{max} = \frac{1187.7 \cdot (0.47)^2}{8} = 32.8N.m$$

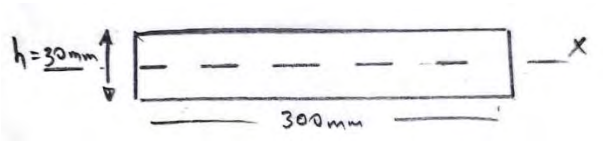
3) Momento de Inercia

Para una sección rectangular

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I = \frac{0.3 \cdot 0.03^3}{12} = 6.75x10^{-7}m^4$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{30mm}{2} = 0.015m$$



4) Esfuerzo de Flexión máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I}$$ (Hibbeler Ec. 6-12)

$$\sigma_{max} = \frac{32.8N.m \cdot (0.015m)}{6.75x10^{-7}m^4} = 728888.89 \approx \mathbf{0.73}\boldsymbol{MPa}$$

5) Deflexión máxima

Para la misma condición de viga y carga, la deflexión máxima al centro es:

$$\delta_{max} = \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$ (Apéndice N°5)

$$\delta_{max} = \frac{5 \cdot (1187.7N/m) \cdot (0.47m)^4}{384 \cdot 10594 * 10^6 Pa \cdot 6.75x10^{-7}m^4} = 0.000105m \approx \mathbf{0.105}\boldsymbol{mm}$$

6) Factor de seguridad

$$n = \frac{\sigma_y(Madera)}{\sigma_{max}} = \frac{14.98MPa}{0.73MPa} = \mathbf{20.5}$$

4.15.2. Comparación de resultados

Tabla 47

Comparación de resultados entre FEA y modelo analítico.

Parámetro	SolidWorks Simulation	Método Analítico	Diferencia (%)
Esfuerzo máximo (MPa)	0.47	0.73	55.3%
Deformación máxima (mm)	0.013	0.105	707.7%
Factor de seguridad	32	20.5	35.9%

Nota. Elaboración propia

Las diferencias porcentuales obtenidas, especialmente en la deformación máxima, se explican por las simplificaciones adoptadas en el modelo analítico, frente al modelo de elementos finitos, el cual permite una representación más detallada del comportamiento estructural. No obstante, ambas deformaciones son del orden de centésimas de milímetro, por lo que se consideran deformaciones aceptables dentro del rango elástico del material. De manera similar, el esfuerzo máximo obtenido analíticamente (0.73 MPa) se mantiene muy por debajo del esfuerzo de fluencia de la madera tornillo (14.98 MPa), confirmando que la mesa de soporte opera con amplio margen de seguridad bajo ambos enfoques.

La validación analítica desarrollada se limita a la mesa de soporte, estructura seleccionada por presentar una geometría regular que permite su discretización como viga simplemente apoyada. Las estructuras del bastidor y de la caja de control no fueron sometidas a una verificación analítica independiente, debido a que presentan geometrías compuestas (cortes y ranuras), lo cual dificulta una discretización analítica. Dichas estructuras fueron evaluadas únicamente mediante el modelo de elementos finitos (SolidWorks Simulation).

Verificación simplificada del soporte del motor BLDC

Con el fin de verificar de manera preliminar la capacidad resistente del soporte del motor, se estimó la fuerza equivalente transmitida por el torque nominal del motor. Considerando el torque nominal del servomotor de 0.185 N·m y una distancia de $35mm \approx 0.035m$(Plano L-9) entre el eje del motor y la placa soporte, la fuerza equivalente se determinó mediante:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{0.185}{0.035} = 5.3N$$

Adicionalmente, considerando el peso del motor de 1 kg, se obtiene una carga gravitacional de 9.8 N, resultando una carga total aproximada de 15.1 N aplicada sobre el soporte.

Dado que el soporte fue construido mediante placas de acero ASTM A36 de 12.7 mm de espesor, unidas mediante soldadura de filete continua de 3 mm, esta carga resulta prácticamente despreciable frente a la capacidad resistente del soporte, por lo que no se consideró necesario realizar un análisis por elementos finitos o simulaciones adicionales para verificar su comportamiento estructural.

CAPÍTULO V

5. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL MECANISMO

5.1. Costos para la fabricación del mecanismo

Tabla 48

Costo de materiales

HOJA DE PRESUPUESTO					
"DISEÑO DE UN MECANISMO PARA EL SUMINISTRO CONTINUO DE FIBRA DE ALPACA EN UNA MÁQUINA HILADORA DEL CITE TEXTIL CAMÉLIDOS CUSCO"					
Ítem	**Cantidad**	**Descripción**	**Unidad**	**Precio Unit. (S/.)**	**Total (S/.)**
		Estructura de Soporte de Mecanismo			
1	1	TR 40x20x2 Acero ASTM A36 x 6m	Und.	60	60
2	1	TC 20x20x2 Acero ASTM A36 x 6m	Und.	56	56
3	1	L 20x20x3 Acero ASTM A36 x 6m	Und.	91	91
4	1	Tablero de Madera (Madera Tornillo)	Serv.	200	200
5	1	Barra redonda lisa ASTM SAE 1045 Ø40mm x 1.5m	Und.	325	325
6	1	Barra redonda lisa ASTM SAE 1045 Ø15mm x 1.5m	Und.	39.76	39.76
7	1	Plancha de acero ASTM A36 e = 2mm	Und.	165	165
		Bastidor Estructural			
8	1	Plancha e=12.7mm (p4)	Serv.	550	550
9	1	Plancha e=16mm (p3)	Serv.		
10	1	Plancha e=16mm (p2)	Serv.		
11	1	Plancha e=16mm (p1)	Serv.		
12	1	Plancha e=12.7mm (p6)	Serv.		
13	1	Plancha e=12.7mm (p7)	Serv.		
14	1	Tapa Desmontable 1 e=16mm	Serv.		
15	2	Tapa Desmontable 2 e=16mm	Serv.		
		Sistema de Transmisión			
16	1	Kit motor BLDC DB57-24-75-30S + controlador	Und.	200	200
17	1	Potenciómetro 10kΩ, Mod. PC16SV-10IP12-103A2020-TA	Und.	20	20
18	2	Engranaje Wm - W8	Serv.	105	210
19	1	Engranaje W7	Serv.	210	210
20	1	Engranaje W5	Serv.	220.5	220.5

21	2	Engranaje W9 - W10	Serv.	78.75	157.5
22	1	Engranaje W3	Serv.	236.25	236.25
23	2	Engranaje W11 - W12	Serv.	147	294
24	1	Engranaje W1	Serv.	220.5	220.5
25	1	Eje 1	Serv.	43	43
26	1	Eje 2	Serv.	35	35
27	1	Eje 3	Serv.	35	35
28	3	Engranaje de accionamiento manual	Serv.	301	903
29	6	Engranajes Laterales	Serv.	225.75	1354.5
30	6	Bujes	Serv.	60	360
31	12	Rodamiento de bolas N° 61801-2RS1	Und.	42.35	508.2
32	9	Chavetas 4x4x10	Und.	5.93	53.37
33	12	Anillo de Retención	Caja	12.9	154.8
		Sistema de Estiraje			
34	1	Rodillo 5 salida	Serv.	85	85
35	1	Rodillo 3 Intermedio	Serv.	85	85
36	1	Rodillo 1 Preestiraje	Serv.	65	65
37	3	Rodillo de Presión 2, 4 y 6	Serv.	50	150
38	6	Soporte tipo Chumacera	Serv.	85	510
39	6	Chumacera deslizante	Serv.	85	510
40	6	Resorte Ø1 mm, Øm=12.7 mm, L=25 mm	Und.	5.33	31.98
41	1	Caucho EPDM	Rollo	70	70
		Elementos de Control			
42	1	Arduino Mega 2560	Und.	98	98
43	3	Motor 57HE76-1.8NM Nema 23 paso a paso	Und.	120	360
44	3	Driver TB6600 para Motores Paso a Paso	Und.	45	135
45	1	Pantalla LCD 1602	Und.	12	12
46	1	Fte. de Alimentación Mean Well RSP-320-24	Und.	187	187
47	1	Interruptor de Parada MicroSwitch KW11-3Z	Und.	10	10
48	1	Adaptador de corriente 5V Tipo A TCLI120502	Und.	14	14
49	1	Rotary Switch Selector 1P6T	Und.	30	30
		Elementos de Unión			

50	8	Arandela plana M5	Und.	0.3	2.4
51	4	Tuerca hexagonal M5	Und.	3.9	15.6
52	4	Perno hexagonal M5 x 50	Und.	0.5	2
53	4	Tuerca hexagonal M4	Und.	2.9	11.6
54	4	Perno hexagonal M4 x 20	Und.	0.3	1.2
55	16	Arandela plana M5	Und.	2.9	46.4
56	8	Perno hexagonal M5 x 50	Und.	0.5	4
57	8	Tuerca hexagonal M5	Und.	3.9	31.2
58	12	Arandela plana M16	Und.	0.8	9.6
59	6	Perno hexagonal M16 x 70	Und.	13.7	82.2
60	6	Tuerca hexagonal M16	Und.	3.7	22.2
61	1	Abrazadera omega 16mm	Und.	16	16
62	12	Perno hexagonal M8 x 34 + Arandela	Und.	11	132
63	6	Tuerca hexagonal M16	Und.	3.7	22.2
64	6	Perno hexagonal M16 x 100	Und.	11.25	67.5
65	12	Arandela plana M16	Und.	0.8	9.6
66	15	Tornillos de Acero Inoxidable con Tuerca M3(Control)	Und.	1.5	22.5
67	35	Tornillo Allen bajo perfil M5*45 (Control)	Und.	0.45	15.75
68	35	Tuerca hexagonal M5 (Control)	Und.	0.2	7
69	1	Electrodo Revestido AWS E6011 1	kg	35	35
		Guía hilo			
68	1	Guía hilo Cónico, Impresión 3D	Und.	45	45
		Pintura y accesorios			
69	2	Lija grano 80–120 (para desbaste)	Und.	2.5	5
70	2	Lija grano 180–220 (acabado)	Und.	2.5	5
71	1	Trapo o waype 250g	Und.	8	8
72	1	thinner o desengrasante 3 litros	Und.	23	23
73	1	Brocha 2"	Und.	10	10
74	1	Anticorrosivo alquídico 1 litro	Und.	25	25
75	1	Pintura epóxica	Und.	55.9	55.9
76	1	Juego de Brocas	Und.	50	50
77	1	Juego de machos (M8 y M16)	Und.	100	100

Nota. Elaboración propia.

Tabla 49

Costo de Fabricación

Costos de Fabricación y Ensamblaje					
Ítem	**Cantidad**	**Descripción**	**Unidad**	**Precio Unit. (S/.)**	**Total (S/.)**
1	2	Armado y ensamblaje estructural	día	150	300
2	1	Servicio de soldadura	día	150	150
3	3	Fuente de energía y alquiler de máquina de soldar	día	70	210
4	20	Servicio de Ploteo de planos	Hoja	1.5	30
5	2	Instalación de Sistema Eléctrico y Control	día	200	400
6	1	Servicio de pintura	día	100	100
7	5	Transporte	día	20	100
8	1	Alquiler de Taladro manual	día	30	30

Nota. Elaboración propia

Tabla 50

Resumen de Presupuesto

Resumen del Presupuesto	**Subtotal (S/)**
|Costo total de materiales	9,938.21
Costo total de fabricación	1,320.0
Costo Subtotal del Proyecto	11,258.21
Factor de 10% ante contingencias	1,125.8
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	12,384

Nota. Elaboración propia.

Los costos han sido determinados a partir de cotizaciones y referencias de catálogos, por lo que deben considerarse como valores aproximados.

Con la finalidad de considerar variaciones en los precios de materiales, mano de obra y posibles imprevistos durante la fabricación, se ha incluido un factor de seguridad del 10% sobre el costo subtotal del proyecto.

En consecuencia, el costo total obtenido representa un valor referencial para la construcción del mecanismo propuesto.

5.2. Indicadores de rentabilidad

Con el objetivo de evaluar la viabilidad económica del proyecto, se emplean indicadores financieros analizan la rentabilidad de la inversión realizada. Estos indicadores facilitan la toma de decisiones al considerar el valor del dinero en el tiempo.

El Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) constituyen los principales indicadores empleados en el presente estudio.

Tabla 51

Indicadores de Rentabilidad utilizados

Indicador	Sigla	Significado
Valor Actual Neto	VAN	Este indicador muestra la diferencia existente entre los ingresos y los egresos de un proyecto, los cuales son actualizados a valor presente aplicando una tasa de descuento. Su cálculo permite establecer si la inversión resulta generadora de valor económico.
Tasa Interna de Retorno	TIR	Representa la rentabilidad real que produce el proyecto. Técnicamente, se define como la tasa de interés necesaria para que el valor actual neto sea exactamente nulo.

Nota. Tomado de (BMF, 2020).

Expresión Matemática del VAN

$$VAN = -I_O + \sum_{t=1}^{n} \frac{F_t}{(1+i)^t}$$

Expresión Matemática del TIR

$$0 = -I_O + \sum_{t=1}^{n} \frac{F_t}{(1+TIR)^t}$$

Donde:

- $I_O = Inversió\ inicial\ (Costo\ total\ del\ prototipo)$
- $F_t = Flujo\ de\ caja\ neto\ en\ el\ periodo\ t\ (ahorro\ y\ beneficios)$
- $i = Tasa\ de\ descuento\ o\ costo\ de\ oportunidad\ del\ capital\ (COK)$
- $n = Vida\ útil\ del\ proyecto$

Tabla 52

Interpretación de los indicadores

VAN	TIR
• VAN > 0 → Proyecto rentable • VAN = 0 → Punto de equilibrio • VAN < 0 → Proyecto no rentable	• TIR > tasa de descuento → Proyecto rentable • TIR = tasa de descuento → Indiferente • TIR < tasa de descuento → No rentable

Nota. Tomado de (BMF, 2020).

5.3. Flujo de caja

Dado que el objetivo principal del diseño es automatizar la alimentación continua y reducir la intervención manual del operario, el beneficio económico se evaluó principalmente a partir del ahorro de mano de obra derivado del tiempo operativo liberado.

Asimismo, debido a que el mecanismo aún no ha sido construido, no es posible determinar experimentalmente el porcentaje de tiempo liberado por el operario. Por ello, se plantearon tres escenarios de evaluación económica: conservador, probable y optimista, representando distintos niveles de aprovechamiento del tiempo de intervención manual reducido por el mecanismo.

Tabla 53

Planteamiento y Datos de entrada

Concepto	Valor	Justificación
Inversión inicial	S/ 12,384	Costo real de diseño + fabricación
Sueldo mensual del operario	S/ 1800	Remuneración considerada

Sueldo anual del operario	S/21600	1 800 × 12 meses
Mantenimiento anual	S/ 400	Lubricación, ajustes y repuestos
Energía eléctrica anual	S/ 300	Consumo del Sistema
Vida útil	5 años	
Tasa de descuento	10%	

Nota. Elaboración propia.

Tabla 54

Escenarios considerados para la evaluación económica

Escenario	Tiempo de intervención manual liberado	Justificación
Conservador	20 %	Reducción parcial de la intervención manual.
Probable	25 %	Reducción moderada durante la operación normal.
Optimista	30 %	Funcionamiento estable con menor necesidad de intervención.

Nota. Elaboración propia.

5.3.1. Cálculo del Ahorro Económico Anual

Se estimó considerando el porcentaje de tiempo operativo liberado por el mecanismo respecto al costo anual de mano de obra.

Flujo Neto Anual = (Salario anual × % tiempo liberado) - (Mantenimiento + Energía)

a) Escenario conservador (20%)

$$Ahorro\ anual = 21600\ x\ 20\% = S/\ 4320$$
$$Flujo\ neto\ anual = 4320 - 700 = S/\ 3620$$

b) Escenario probable (25%)

$$Ahorro\ anual = 21600\ x\ 25\% = S/\ 5400$$
$$Flujo\ neto\ anual = 5400 - 700 = S/\ 4700$$

c) Escenario optimista (30%)

$$Ahorro\ anual = 21600\ x\ 30\% = S/\ 6480$$
$$Flujo\ neto\ anual = 6480 - 700 = S/\ 5780$$

Tabla 55

Flujo de Caja para 5 Años

Año	Escenario Conservador Flujo Neto (S/)	Escenario Probable Flujo Neto (S/)	Escenario Optimista Flujo Neto (S/)
0	-12,384	-12,384	-12,384
1	3,620	4,700	5,780
2	3,620	4,700	5,780
3	3,620	4,700	5,780
4	3,620	4,700	5,780
5	3,620	4,700	5,780

Nota. Elaboración propia.

5.3.2. Evaluación económica para los 3 Escenarios

a) Escenario Conservador

El Valor Actual Neto:

$$VAN = -12{,}384 + \frac{3620}{(1+0.1)^1} + \frac{3620}{(1+0.1)^2} + \frac{3620}{(1+0.1)^3} + \frac{3620}{(1+0.1)^4} + \frac{3620}{(1+0.1)^5}$$
$$VAN = \text{S}/1338.7$$

La tasa interna de retorno (TIR) determinado es:

$$0 = -12384 + \frac{3620}{(1+TIR)^1} + \frac{3620}{(1+TIR)^2} + \frac{3620}{(1+TIR)^3} + \frac{3620}{(1+TIR)^4} + \frac{3620}{(1+TIR)^5}$$
$$TIR = 14.15\%$$

Periodo de recuperación

$$t = \frac{Inversión}{Flujo\ Neto\ anual} = \frac{12{,}384}{3620} = 3.42\ años \approx 3\ años\ y\ 5\ meses$$

b) Escenario Probable

El Valor Actual Neto:

$$VAN = -12{,}384 + \frac{4700}{(1+0.1)^1} + \frac{4700}{(1+0.1)^2} + \frac{4700}{(1+0.1)^3} + \frac{4700}{(1+0.1)^4} + \frac{4700}{(1+0.1)^5}$$

$$VAN = \text{S/ } 5432.7$$

La tasa interna de retorno (TIR) determinado es:

$$0 = -12384 + \frac{4700}{(1+TIR)^1} + \frac{4700}{(1+TIR)^2} + \frac{4700}{(1+TIR)^3} + \frac{4700}{(1+TIR)^4} + \frac{4700}{(1+TIR)^5}$$

$$TIR = 26\%$$

Periodo de recuperación

$$t = \frac{Inversión}{Flujo\ Neto\ anual} = \frac{12{,}384}{4700} = 2.63\ años \approx 2\ años\ y\ 8\ meses$$

c) Escenario Optimista

El Valor Actual Neto:

$$VAN = -12384 + \frac{5780}{(1+0.1)^1} + \frac{5780}{(1+0.1)^2} + \frac{5780}{(1+0.1)^3} + \frac{5780}{(1+0.1)^4} + \frac{5780}{(1+0.1)^5}$$

$$VAN = \text{S/ } 9526.7$$

La tasa interna de retorno (TIR) determinado es:

$$0 = -12384 + \frac{5780}{(1+TIR)^1} + \frac{5780}{(1+TIR)^2} + \frac{5780}{(1+TIR)^3} + \frac{5780}{(1+TIR)^4} + \frac{5780}{(1+TIR)^5}$$

$$TIR = 37\%$$

Periodo de recuperación

$$t = \frac{Inversión}{Flujo\ Neto\ anual} = \frac{12384}{5780} = 2.14\ años \approx 2\ años\ y\ 2\ meses$$

Tabla 56

Indicadores económicos del proyecto

Indicador	Conservador	Probable	Optimista
Flujo neto anual (S/)	3 620	4 700	5 780
VAN (S/)	1338.7	5432.7	9526.7
TIR	14.15 %	26 %	37 %
Recuperación	3 años, 5 meses	2 años, 8 meses	2 años, 2 meses

Nota. Los valores de VAN, TIR corresponden a los porcentajes de ahorro adoptados (20 %, 25 % y 30 %) y muestran la sensibilidad del proyecto frente a distintos escenarios. Elaboración propia.

El análisis evidencia que el mecanismo diseñado mantiene su viabilidad económica en los tres escenarios evaluados. La rentabilidad mejora conforme aumenta el aprovechamiento del tiempo operativo liberado, considerado como ahorro potencial de mano de obra, sin reducción salarial y sin necesidad de asumir incrementos de producción que aún no han sido validados experimentalmente.

CONCLUSIONES

1) Se diseñó un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco, el cual incorpora un sistema de rodillos de estiraje con transmisión por engranajes y un sistema de regulación de la posición de los rodillos de presión mediante motores paso a paso, que permite ajustar la compresión sobre la fibra en seis niveles predefinidos. El diseño alcanzado constituye una propuesta orientada a reducir la alimentación manual continua y a mejorar el proceso productivo; no obstante, su efectividad en términos de flujo uniforme y reducción de intervención manual deberá ser verificada mediante pruebas experimentales en futuras etapas del proyecto.

2) Se analizaron los requerimientos del sistema aplicando las fases de la norma VDI 2221, lo cual permitió establecer los criterios fundamentales para el desarrollo del diseño conceptual. A partir de una matriz morfológica, se generaron y evaluaron cuatro alternativas, seleccionando la Solución 2 (S2) por presentar el mejor equilibrio entre los criterios técnicos y económicos, con un valor técnico de $Xi = 0.87$ y un valor económico de $Yi = 0.62$, siendo estos los más cercanos a la solución ideal para el desarrollo del proyecto.

3) Se dimensionaron los componentes del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, considerando una capacidad productiva nominal de diseño de 16 kg/día. El diseño comprende tres pares de rodillos, conformados por tres rodillos inferiores motrices y tres rodillos superiores de posición regulable, un tren de diez engranajes rectos, un motor BLDC de 75 W como elemento motriz y un sistema de regulación de la posición de los rodillos superiores mediante tornillos de potencia accionados por tres motores paso a paso NEMA 23, controlados por un Arduino Mega 2560, con seis niveles programables de posicionamiento. Asimismo, se establecieron las relaciones de transmisión del mecanismo, permitiendo mantener la

sincronización entre los tres pares de rodillos y regular la capacidad de alimentación mediante la variación de la velocidad del motor BLDC.

4) Se verificó el comportamiento del mecanismo mediante simulación en SolidWorks, considerando el análisis cinemático y el análisis estructural de los componentes principales del sistema. El estudio de movimiento permitió comprobar una alta concordancia entre las velocidades angulares de los rodillos de estiraje obtenidas mediante simulación y los valores teóricos, para la condición de diseño de 16 kg/día. Asimismo, el análisis estructural realizado sobre el bastidor, la mesa de soporte y la caja de control mostró esfuerzos máximos muy por debajo del límite de fluencia del material y deformaciones mínimas, lo que indica un comportamiento estructural satisfactorio para las condiciones de carga y restricciones consideradas. En conjunto, los análisis realizados respaldan el comportamiento cinemático y estructural del diseño propuesto, quedando la validación funcional con fibra de alpaca como trabajo futuro.

5) Se estimó una inversión inicial de S/ 12,384 para el diseño y fabricación del mecanismo de suministro continuo de fibra de alpaca. Dado que el mecanismo aún no ha sido construido, el beneficio económico se estimó a partir del ahorro de mano de obra, planteando tres escenarios de aprovechamiento del tiempo operativo liberado: conservador (20 %), probable (25 %) y optimista (30 %). Los resultados obtenidos muestran que el proyecto es viable en los tres escenarios, con valores de VAN de S/ 1,338.7, S/ 5,432.7 y S/ 9,526.7, y TIR de 14.15 %, 26 % y 37 %, respectivamente. Asimismo, los períodos de recuperación de la inversión son de 3 años y 5 meses, 2 años y 8 meses, y 2 años y 2 meses para cada escenario. En consecuencia, el análisis demuestra que la rentabilidad del proyecto mejora conforme aumenta el aprovechamiento del tiempo operativo liberado, evidenciando la viabilidad económica del diseño propuesto bajo los escenarios planteados.

RECOMENDACIONES

1) Se recomienda la construcción de un prototipo físico del mecanismo para su validación en campo, lo cual permitirá identificar posibles mejoras en el diseño y ajustes necesarios antes de su implementación definitiva.

2) Se recomienda incorporar sensores de fuerza o celdas de carga en los rodillos de presión para monitorear experimentalmente la compresión ejercida sobre la fibra durante la operación. Esta información permitiría desarrollar estrategias de control más precisas y optimizar el proceso de suministro de fibra.

3) Se recomienda evaluar la integración del mecanismo diseñado con la etapa de cardado, a fin de automatizar el suministro de fibra hacia la máquina hiladora y desarrollar un sistema continuo que optimice el flujo productivo.

4) Se recomienda evaluar la factibilidad de adaptar el mecanismo diseñado para suministrar fibra simultáneamente a más de una máquina hiladora, mediante el desarrollo de un sistema de distribución de fibra, con el propósito de incrementar la capacidad productiva y optimizar el aprovechamiento del mecanismo.

5) Se recomienda, para futuras implementaciones, evaluar el uso de un servomotor en el tren de transmisión, que permita correlacionar de manera exacta la posición del potenciómetro con las RPM reales del motor, estableciendo así una relación precisa entre la velocidad de giro y la capacidad de producción, lo cual constituiría una mejora significativa frente al control aproximado implementado en el presente proyecto

6) Se recomienda capacitar a los operadores mediante talleres sobre el uso correcto, mantenimiento y seguridad del mecanismo, a fin de asegurar su adecuada operación y prolongar su vida útil.

BIBLIOGRAFÍA

(INEI), I. N. (Diciembre de 2012). *IV CENSO NACIONAL AGROPECUARIO 2012.* Obtenido de https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/Est/Lib1057/libro.pdf

(MINAGRI), M. D. (Septiembre de 2019). *Potencial productivo y comercial de la Alpaca.* Obtenido de https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/423423/potencial_productivo_comercial_de_la_alpaca.pdf

Ashford. (2024). *DeAntaño*. Obtenido de Deantaño: https://deantano.cl/

Binbin, Y. (2016). *China Patente nº CN105839212A.*

BMF. (2020). *Master of business Engineering* . Obtenido de https://bmfschool.com/2025/04/03/van-y-tir-evaluacion-financiera-de-proyectos-de-negocios/

Bolaños, F. (13 de Abril de 2018). *Evaluación del comportamiento mecánico de un acero AISI 1045 sometido a tratamientos térmicos*. Obtenido de https://www.redalyc.org/journal/707/70757668013/html/

Castro, S. S. (2023). PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICOS DE LA FIBRA DE ALPACA UTILIZADA EN LA TRASFORMACIÓN ARTESANAL. En *PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICOS DE LA FIBRA DE ALPACA UTILIZADA EN LA TRASFORMACIÓN ARTESANAL* (pág. 14). Riobamba.

Controls, A. M. (30 de Mayo de 2025). *Advanced Motion Controls*. Obtenido de https://www.a-m-c.com/es/servomotor/

Corporación, E. (2021). *Emacin Corporación*. Obtenido de https://www.emacin.com.pe/productos-cauchos-caucho-epdm.php

Cotton, A. (s.f.). *Australian Cotton*. Obtenido de https://australiancotton.com.au/assets/downloads/Understanding_Yarn_Counts_-_SPANISH.pdf

Electromanía. (2023). *Electromanía, Driver.* Obtenido de https://www.electromania.pe/producto/driver-tb6600-para-motores-paso-a-paso/

ElLVIRA, M. &. (2004). *Importancia de las mediciones en la comercializacion e industrialización de la lana.* Perú.

EUROPER. (s.f.). *Ficha técnica ACERO SAE 1020*. Obtenido de https://europer.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHAS-TECNICA-ACERO-SAE-1020.pdf

Fer, D. (s.f.). *Funcionamiento del Manuar Textil.* Obtenido de https://es.scribd.com/document/358939968/Manuar

Flores Guzman, L. A. (2023). *Estudio de las propiedades físicas y mecánicas de las maderas comercializadas en la Ciudad de Juliaca según la Norma e.010 con fines de uso estructurales 2022.* Obtenido de https://repositorio.uancv.edu.pe/items/ff310299-a121-45f4-a26e-4fb4c8f37afe

GALAN I LLONGUERAS, J. (1998). *Madrid, España Patente nº WO1998039504.*

Gordon & Hsieh. (2006). Obtenido de https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/roller-drafting

Heliyon. (21 de abril de 2022). *Parámetros del proceso de hilado.* Obtenido de https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC9061640/table/tbl1/

Hibbeler, R. C. (2017). *Mecánica de materiales.* Ciudad de Mexico: Pearsons.

Hilario Poma, J. A. (12 de 03 de 2016). *Hiladora automática de fibra de lana de alpaca.* Obtenido de https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/6596

IncaTops. (2025). *IncaTops*. Obtenido de https://www.incatops.com/stockservice/producto/fast-track-suri-1-16/

Industrial, O. (2025). *Otero Industrial*. Obtenido de Otero Industrial

Infobae. (21 de Mayo de 2024). *Infobae Noticias*. Obtenido de https://www.infobae.com/tecno/2024/05/22/glosario-de-tecnologia-que-significa-investigacion-tecnologica/

Isabel, L. (Junio de 2020). *Calidad de la fibra de alpacas Huacaya y Suri del plantel dereproductores de Ocongate, Cusco, Perú.* Obtenido de http://www.scielo.org.pe/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1609-91172020000200023#B11

Jonathan. (2016). *Hilado.* Obtenido de Hilado Cap VII: https://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/735/11/04%20IT%20094%20CAPITULO%20VII%20HILADO.pdf

Juan J. Hori A. (1981). *Diseño de Elementos de Máquinas.* Lima.

K. Przybył, R. J. (2013). *Numerical Investigations Application for Assessment of the Influence of the Spinning Zone Geometry of a Ring Spinning Machine on the Dynamics of Yarn in the Manufacturing Process.* Obtenido de https://www.semanticscholar.org/paper/Numerical-Investigations-Application-for-Assessment-Przyby%C5%82-Ja%C5%84czyk/c602b41cbdaceae7b8ee821e658fcb9291956df0#cited-papers

Klein, W. (2014). *El manual Rieter de hilado.* Wintherthur: Rieter Machine Works Ltd.

LUIS FERNANDO, J. R. (2000). RECONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UN MANUAR PARA LA PLANTA ACADÉMICA TEXTIL. UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.

Machinery, Z. T. (2025). *TANHON.* Obtenido de https://tanhon.com/es/how-to-calculate-gearbox-service-factor-and-formula/#content

Madexo. (2025). *Madera Peruana para el Mundo.* Obtenido de https://madexo.pe/madera-tornillo/

Marcellini, B. (2018). *Universidad Nacional Hermilio Valdizan de Huanuco.* Obtenido de https://repositorio.unheval.edu.pe/item/564ece56-a800-40cf-ba88-e634a0cdcd01

Marsal. (2015). *Universidad Politécnica de Cataluña.* Obtenido de https://upcommons.upc.edu/server/api/core/bitstreams/a25ad8cc-2ade-4180-a5b9-2b22ee78f757/content#1#1

Meza Alexander, S. A. (Julio de 2022). *Optimización de una máquina hiladora de fibra de alpaca para la comunidad de Caguanapamba.* Obtenido de https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/23484

Núria. (10 de Noviembre de 2021). *EL PROCESO DE LA LANA:Un trabajo artesanal*. Obtenido de https://chicbarcelona.es/procesos-de-la-lana/

Ortuño Guamán, C. (Octubre de 2003). *Estudio de línea de producción OPEN END para el mejoramiento de la calidad del hilo y la automatización de la máquina hiladora de la serie BD200RCE.* Obtenido de https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/11655

PAREDES, M. (23 de Junio de 2023). *Caracterización fenotípica y molecular de poblacionesde alpacas.* Obtenido de https://helvia.uco.es/xmlui/bitstream/handle/10396/8967/2013000000662.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Pujol, J. G. (2001). *España Patente nº WO2002061188A1.*

RoyMech. (2026). Obtenido de https://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html

RoyMech. (2026). *Enciclopedia de Ingeniería.* Obtenido de https://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm

Samaniego, G. (28 de Agosto de 2022). *Mi acesor de tesis*. Obtenido de https://miasesordetesis.com/enfoque-tipo-diseno-metodo-de-investigacion/

SCHACHT. (2024). *Ladybug Spinning Wheel*. Obtenido de Ladybug Spinning Wheel: https://schachtspindle.com/products/ladybug-spinning-wheel

Shigley, R. B.-K. (2019). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.* Ciudad de México: McGraw-Hill.

SIGELEC. (2022). *SIGELEC, Pantalla HMI.* Obtenido de https://www.sigelec.com.pe/-pantalla-hmi-avanzada-4-3---tft-lcd-24vdc--flash-rom-256mb--ram-512mb--com1--com2--01-puerto-ethernet--ip65-nema4x---delta-/p

SKF. (2026). Obtenido de https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/bearing-friction-power-loss-and-starting-torque

Tecnotex. (2024). *Hiladora Semi Industrial*. Obtenido de Hiladora Semi Industrial: https://tecnotex.pe/index.php/product/hiladora-semi-industrial/

TodoMaker. (2023). *TodoMaker, Arduino.* Obtenido de https://todomaker.com/blog/como-empezar-con-arduino/

Vaca-Cardenas, M. L. (26 de Agosto de 2021). *Characterization of the Physical - Mechanical Properties of Alpaca Fiber (Vicugna Pacos) at the Tunshi Experimental Station.* Obtenido de https://kneopen.com/espoch/article/view/9574/

Víctor Bustinza Choque. (27 de Septiembre de 2021). Evolución y desarrollo de las razas de Alpaca: Suri y Huacaya. *Evolución y desarrollo de las razas de Alpaca: Suri y Huacaya*.

Wei Luo, H. Z. (Febrero de 2019). *Effect of different structures of feed system on the static and dynamic characteristics.* Obtenido de https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1687814019828451

Wollo, u. (2022). *Department of Textile.* Obtenido de https://eopcw.com/assets/stores/Yarn%20Manufacturing%20Practical%20I/lecturenote_1746795310Yarn%20mfg%20prac,%201%20study%20mtl%20for%20students.pdf#10#7

Zarnigorkhon Khamrakulova, J. Y. (Junio de 2022). *IMPROVING PRODUCT QUALITY BY IMPROVING THE WORKING BODY OF THE SPINNING MACHINE.* Obtenido de https://www.econferencezone.org/index.php/ecz/article/view/1127/1011

APÉNDICES

Apéndice 01: *Duración Nominal requerida para los rodamientos de diferentes clases de máquinas*

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento L_h
Instrumentos y aparatos de poco uso: Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas . . .	500
Máquinas para servicio corto e intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia: Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, aparatos domésticos	4000–8000
Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia: Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso	8000– 12 000
Máquinas para 8 horas de servicio diario, no totalmente utilizadas: Motores eléctricos estacionarios, engranajes para usos generales	12 000– 20 000

Nota. (Juan J. Hori A, 1981)

Apéndice 02: *Coeficientes X e Y para selección de rodamientos*

RODAMIENTOS DE BOLAS

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{P_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL., R., 160., 60., 62.,				2	0,22
63., 64 $\frac{F_0}{C_0} = 0{,}025$				1,8	0,24
$= 0{,}04$				1,6	0,27
$= 0{,}07$				1,6	0,27
$= 0{,}13$	1	0	0,56	1,4	0,31
$= 0{,}25$				1,2	0,37
$= 0{,}5$				1	0,44

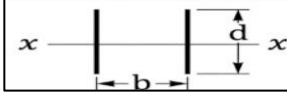
Nota. (Juan J. Hori A, 1981)

Apéndice 03: *Dimensiones de las chavetas Cuadradas y planas*

DIÁMETRO DEL EJE, PULG.	ANCHO, PULG	ALTURA (PULG)	
		CUADRADA	PLANA
1/2 – 9/16	1/8	1/8	3/32
5/8 – 7/8	3/16	3/16	1/8
11/16 – 1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 5/16 – 1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 7/16 – 1 3/4	3/8	3/8	1/4

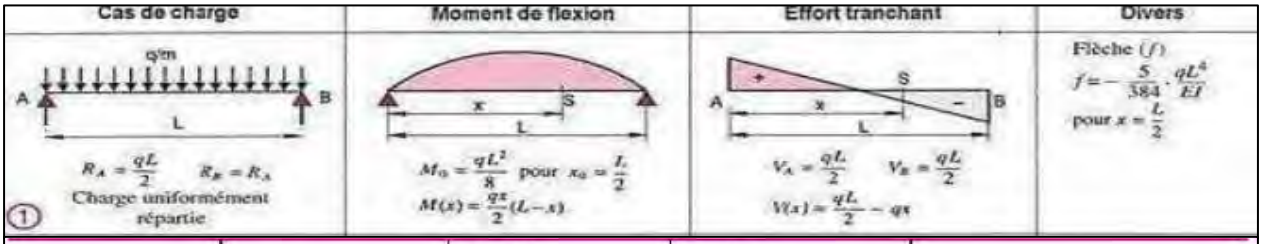
Nota. (Juan J. Hori A, 1981, pág. 208).

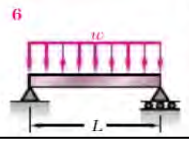
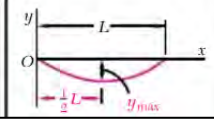
Apéndice 04: *Propiedades del cordón de soldadura tratado como línea*

SECCION	N_x , N_y	FLEXION Z_w respecto x-x	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{6}$	$\frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{3}$	$\frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$

Nota. (Juan J. Hori A, 1981).

Apéndice 05: *T*abla de casos de carga en vigas: momento flector, esfuerzo cortante y deflexión



Viga y carga	Curva elástica	Deflexión máxima	Pendiente en el extremo	Ecuación de la curva elástica
		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm\frac{wL^3}{24EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x)$

Nota. (Hibbeler, 2017)

Apéndice 06: Tablas de referencia para el análisis de fatiga

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

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

Tabla 6-5

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

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

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

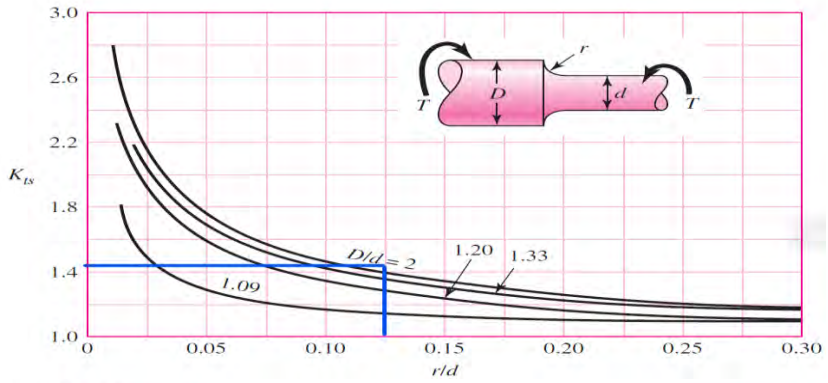


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

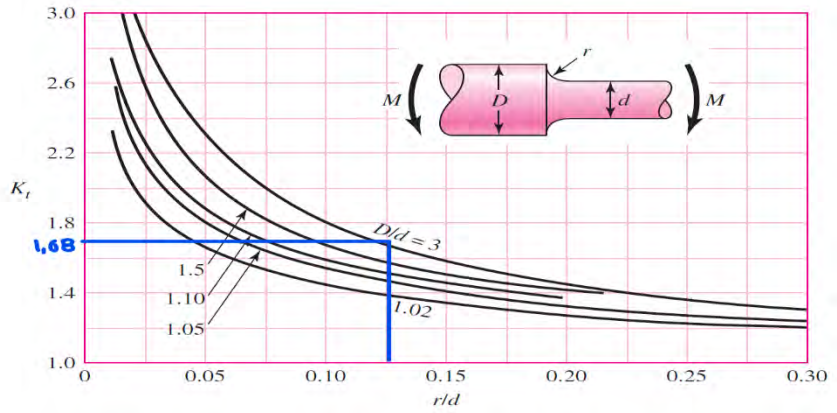


Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). *[De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autori-*

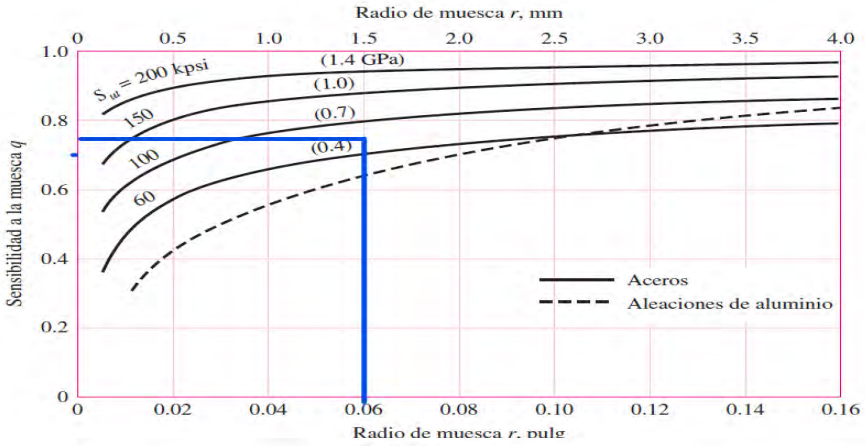
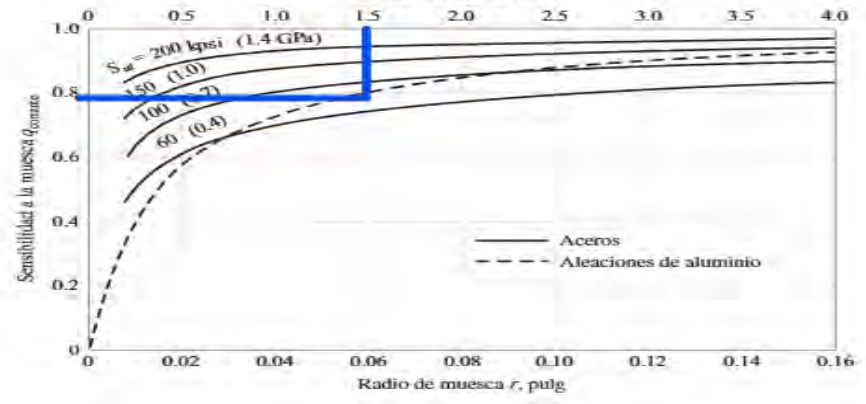


Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de $q_{cortante}$ correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



Nota. (Shigley, 2019)

Apéndice 07: Tablas de referencia para el análisis de esfuerzos de engranajes

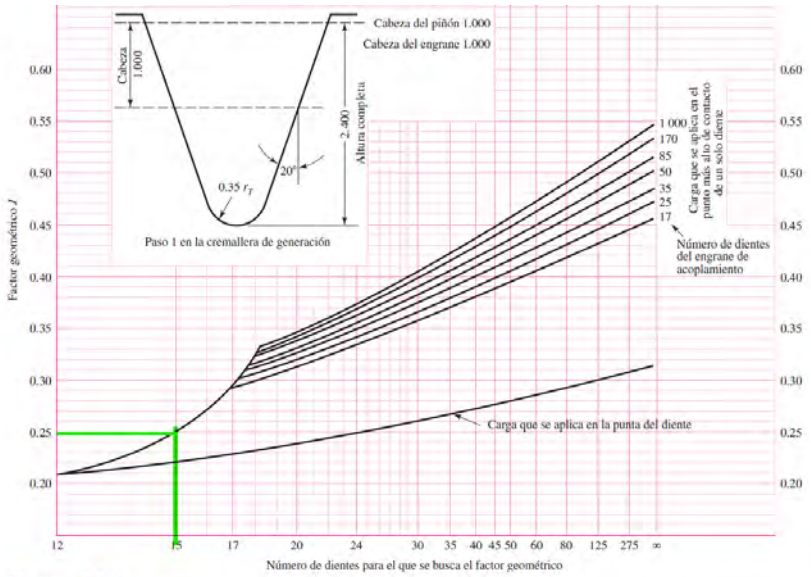


Figura 14-6

Factores geométricos *J* de engranes rectos. *Fuente:* La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

Figura 14-9

Factor dinámico K_v. Las ecuaciones de estas curvas están dadas por la ecuación (14-27) y los puntos finales por la ecuación (14-29). *(ANSI/AGMA 2001-D04, anexo A.)*

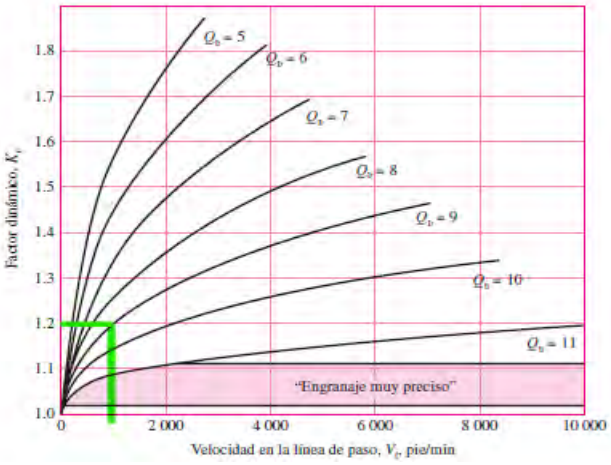


Tabla 14-9

Constantes empíricas *A*, *B* y *C* de la ecuación (14-34), ancho de la cara *F* en pulgadas*

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

*Vea la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

Tabla 14-8

Coeficiente elástico C_p [Z_E], $\sqrt{psi}$ [$\sqrt{MPa}$] *Fuente:* AGMA 218.01.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p, psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_g, lbf/pulg² (MPa)*: Acero 30 × 10⁶ (2 × 10⁵)	Hierro maleable 25 × 10⁶ (1.7 × 10⁵)	Hierro nodular 24 × 10⁶ (1.7 × 10⁵)	Hierro fundido 22 × 10⁶ (1.5 × 10⁵)	Bronce al aluminio 17.5 × 10⁶ (1.2 × 10⁵)	Bronce al estaño 16 × 10⁶ (1.1 × 10⁵)
Acero	30 × 10⁶ (2 × 10⁵)	2 300 [191]	2 180 [181]	2 160 [179]	2 100 [174]	1 950 [162]	1 900 [158]
Hierro maleable	25 × 10⁶ [1.7 × 10⁵]	2 180 [181]	2 090 [174]	2 070 [172]	2 020 [168]	1 900 [158]	1 850 [154]

Nota. (Shigley, 2019)

ANEXOS

ANEXO 01: MATRIZ DE CONSISTENCIA

Problema general	Objetivo General	Hipótesis General	Variables
¿Cómo lograr el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, garantizando un flujo uniforme y reduciendo la intervención manual durante el proceso de hilado?	Diseñar un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, que garantice un flujo uniforme y reduzca la intervención manual durante el proceso de hilado	El diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora del CITE Textil Camélidos Cusco permitirá lograr un flujo uniforme durante el proceso de hilado	**Variable Independiente** • Diseño del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca. **Indicadores:** • Velocidad de rotación de los rodillos (RPM) • Posición de rodillos de presión (mm) • Dimensionamiento del mecanismo (Diámetro, longitud y distancia entre rodillos) (mm).
Problema específico	**Objetivo específico**		
1. ¿Cómo determinar los requerimientos del sistema necesarios para el desarrollo del diseño conceptual de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora?	1. Analizar los requerimientos del sistema para el desarrollo del diseño conceptual de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca en una máquina hiladora, aplicando la norma alemana VDI 2221.		
2. ¿Cuál será el dimensionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca y cuáles serán los elementos de máquina seleccionados?	2. Dimensionar los componentes del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, considerando una capacidad de alimentación regulable de acuerdo con los requerimientos de operación.		**Variable Dependiente** • Suministro continuo de fibra de alpaca (kg/día).
3. ¿Cómo verificar el correcto funcionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca?	3. Simular el funcionamiento del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, utilizando herramientas de diseño asistido por computadora, a fin de verificar su correcto funcionamiento.		
4. ¿Cuáles son los costos asociados al diseño del mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca, considerando materiales y procesos de fabricación?	4. Evaluar la viabilidad económica del mecanismo de suministro continuo de fibra de alpaca, considerando los costos asociados al diseño, materiales y procesos de fabricación, mediante indicadores económicos como el VAN y la TIR.		

Nota. La operacionalización de variables se detalla en la Tabla 1. Elaboración Propia

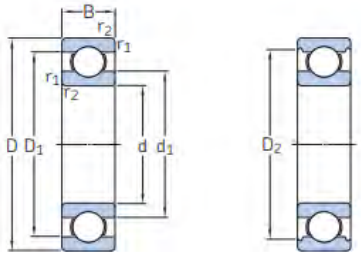
ANEXO 02: PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DE FIBRA DE ALPACA

PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO				
Componente	**Actividad de Mantenimiento**	**Frecuencia**	**Responsable**	**Observaciones**
Rodillos	Limpieza de residuos de fibra	Diaria	Operador	Utilizar paño seco o aire comprimido.
Engranajes	Inspección y lubricación	Mensual	Técnico de mantenimiento	Verificar vibraciones anormales y aplicar grasa de litio.
Rodamientos 61801-2RS1	Verificación de ruido, holguras y giro uniforme.	Trimestral	Técnico de mantenimiento	Al ser sellados (2RS), no requieren lubricación periódica; reemplazar si presentan falla.
Tornillos de potencia del sistema de regulación	Limpieza de roscas y lubricación con grasa para reducir fricción.	Mensual	Técnico de mantenimiento	Comprobar el desplazamiento uniforme del mecanismo de regulación.
Motor BLDC	Verificación de fijaciones, temperatura de operación y funcionamiento.	Mensual	Técnico de mantenimiento	Revisar posibles vibraciones.
Tornillería y uniones estructurales	Verificación de ajuste de pernos y tuercas.	Mensual	Técnico de mantenimiento	Reajustar cuando sea necesario.
Estructura metálica	Inspección visual de deformaciones y corrosión.	Semestral	Técnico de mantenimiento	Limpiar y retocar pintura si se observan zonas corroídas.
Sistema eléctrico (Arduino, drivers, fuente, cableado y pantalla LCD)	Verificación de conexiones eléctricas y limpieza del interior de la caja de control.	Trimestral	Técnico de mantenimiento	Realizar la inspección con el equipo desenergizado.
Caja de control	Limpiar polvo acumulado y verificar ventilación.	Trimestral	Técnico de mantenimiento	Evitar acumulación de fibras en el interior.

Nota. Elaboración Propia

ANEXO 03: CATÁLOGO PARA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d **12 – 15** mm

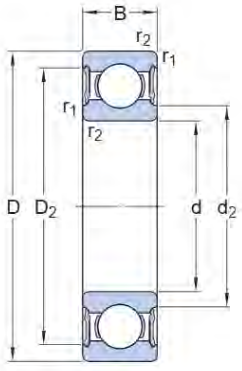




Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite[1]		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado[1]
d	D	B	C	C_0	P_u					
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	–	20 000	0,0063	▸ **61801-2RS1**	–
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	▸ **61801-2Z**	–
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	▸ **61801**	–
	24	6	2,91	1,46	0,062	–	19 000	0,011	▸ **61901-2RS1**	–
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	32 000	0,011	▸ **61901-2Z**	–
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	▸ **61901**	–
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	▸ **6001**	–
	28	8	5,4	2,36	0,1	–	17 000	0,022	▸ **6001-2RSH**	**6001-RSH**
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,021	▸ **6001-2RSL**	**6001-RSL**
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,022	▸ **6001-2Z**	**6001-Z**
	28	12	5,07	2,36	0,1	–	17 000	0,029	**63001-2RS1**	–
	30	8	5,07	2,36	0,1	–	17 000	0,028	**16101-2RS1**	–

Nota. Tomado de Catálogo SKF

ANEXO 04: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RODAMIENTO 61801-2RS1



Dimensiones

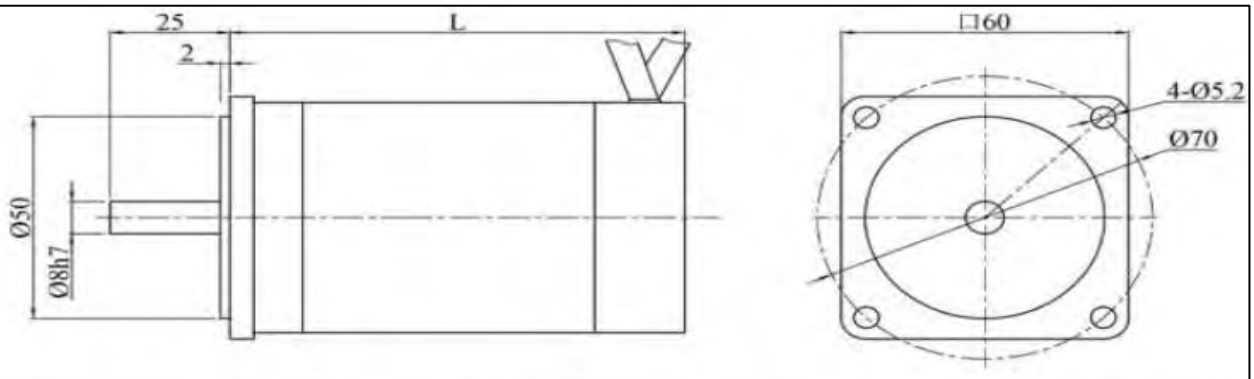
d	12 mm	Diámetro del agujero
$t_{\Delta dmp}$	-0.007 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	21 mm	Diámetro exterior
$t_{\Delta Dmp}$	-0.008 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	5 mm	Ancho
$t_{\Delta Bs}$	-0.12 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d_2	≈ 14.1 mm	Diámetro del rebaje
D_2	≈ 18.95 mm	Diámetro del rebaje
$r_{1,2}$	mín. 0.3 mm	Dimensión del chaflán
	P6	ISO tolerance class for dimensions

Nota. Tomado de Catálogo SKF.

ANEXO 05: FICHA TÉCNICA DEL MOTOR PARA EL TREN DE TRANSMISIÓN







Model	Voltage (V)	Power (W)	No-load speed (rpm)	Rate speed (rpm)	Rate current (A)	Rate Torque (N.m)	Peak Torque (N.m)	No-load current (A)	Length L(mm)
DB57-12-30-30S	12	30	3300	3000	3.13	0.10	0.29	< 0.6	55
DB57-24-30-30S	24	30	3300	3000	1.56	0.10	0.29	< 0.4	55
DB57-36-30-30S	36	30	3300	3000	1.04	0.10	0.29	< 0.3	55
DB57-310-30-30S	310	30	3300	3000	0.12	0.10	0.29	< 0.2	55
DB57-12-50-30S	12	50	3300	3000	5.21	0.16	0.48	< 0.8	75
DB57-24-50-30S	24	50	3300	3000	2.60	0.16	0.48	< 0.4	75
DB57-36-50-30S	36	50	3300	3000	1.74	0.16	0.48	< 0.3	75
DB57-310-50-30S	310	50	3300	3000	0.20	0.16	0.48	< 0.2	75
DB57-12-75-30S	12	75	3300	3000	7.81	0.24	0.72	< 1.0	75
DB57-24-75-30S	24	75	3300	3000	3.91	0.24	0.72	< 0.7	75
DB57-36-75-30S	36	75	3300	3000	2.60	0.24	0.72	< 0.5	75
DB57-48-75-30S	48	75	3300	3000	1.95	0.24	0.72	< 0.4	75
DB57-310-75-30S	310	75	3300	3000	0.30	0.24	0.72	< 0.3	75
DB57-12-100-30S	12	100	3300	3000	10.42	0.32	0.96	< 1.2	95
DB57-24-100-30S	24	100	3300	3000	5. 21	0.32	0.96	< 0.8	95

Nota. Tomado de Catálogo DemoShape.

ANEXO 06: COTIZACIÓN DE FABRICACIÓN DE ENGRANAJES

Runsom Precision Co.,Ltd

Address: Room 102, Building 2, No. 1, Wulian Keyan Second Road, Fenggang Town, 523695 , Dongguan City, China
Website : http://www.runsom.com/
Phone: +86-0755-89585370 Fax: +86-0755-33096758

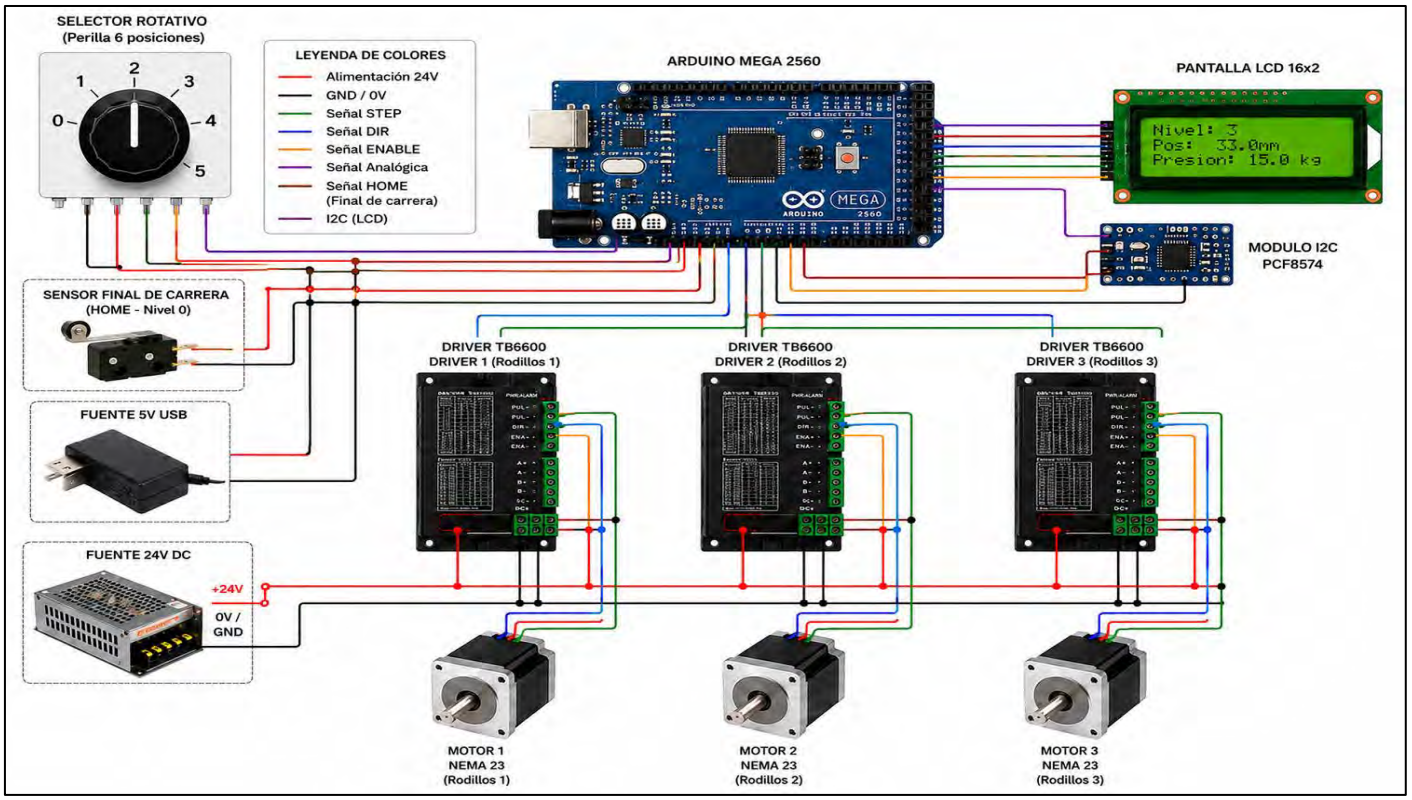
Date:	2026/4/7	**Quote No:**	26040209F
To:	Guido	**Sales:**	Linmio/ M:+86 19173783341
Client:	Guido	**E-mail:**	sales17@runsom.com

Part List:

No	Product Name	Part Number	Material	Surface Treatment	QTY	Unit Price (USD/PC)	Memo
1	Lista de Engranajes	Wm	AISI 1045	None	1	$100.00	
2		W7	AISI 1045	None	1	$100.00	
3		W8	AISI 1045	None	1	$100.00	
4		W5	AISI 1045	None	1	$100.00	
5		W9	AISI 1045	None	1	$100.00	
6		W10	AISI 1045	None	1	$100.00	
7		W3	AISI 1045	None	1	$100.00	
8		W11	AISI 1045	None	1	$100.00	
9		W12	AISI 1045	None	1	$100.00	
10		W1	AISI 1045	None	1	$100.00	
11		en2	AISI 1045	None	3	$50.00	
12		en1	AISI 1045	None	6	$40.00	
Remark							
1.Price Terms: EXW Factory							

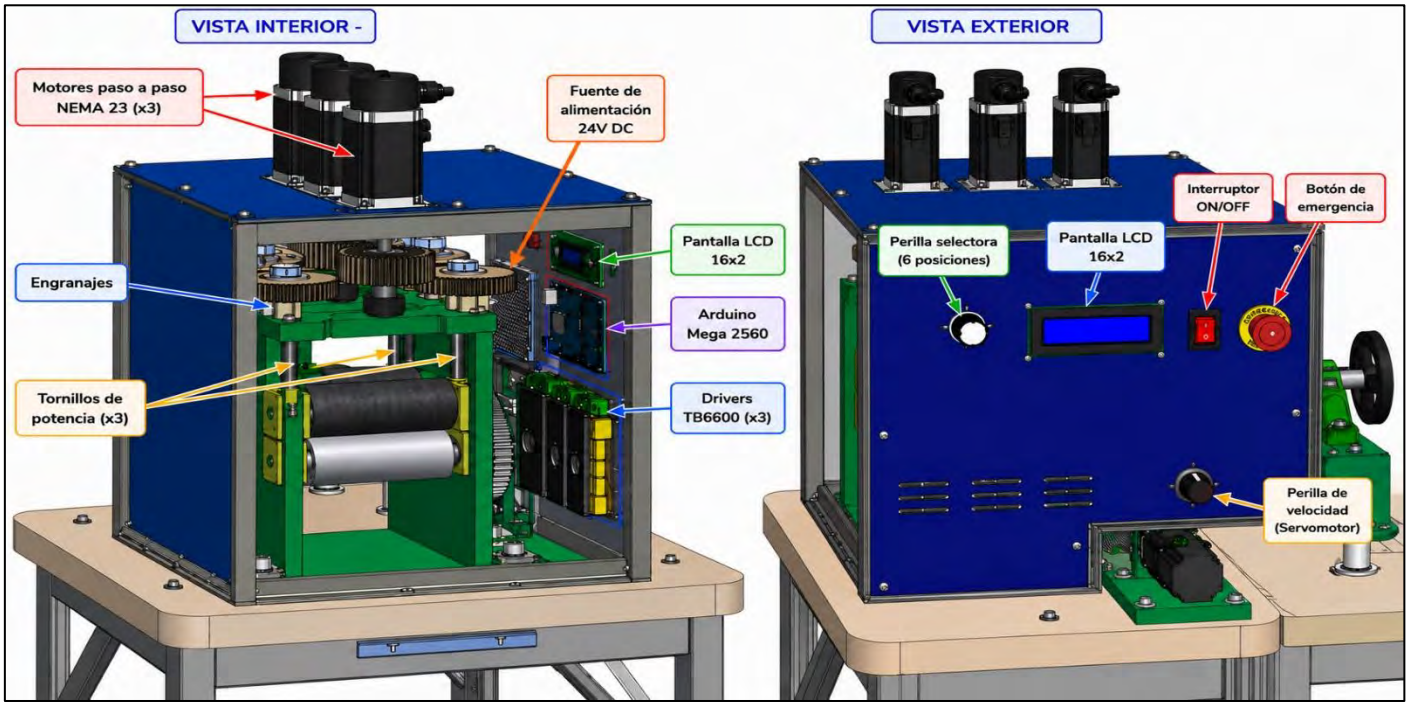
Nota. Cotización realizada por Runsom Precision

ANEXO 07: DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE CONEXIONES DEL SISTEMA DE REGULACIÓN DE POSICIÓN DE RODILLOS DE PRESIÓN



Nota. Elaboración Propia.

ANEXO 08: IDENTIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS Y ELECTRÓNICOS DEL SISTEMA DE REGULACIÓN AUTOMATIZADA DE PRESIÓN



Nota. Elaboración Propia.

ANEXO 09: CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA DE REGULACIÓN DE POSISCIÓN DE RODILLOS

```
//=====================================================================
// SISTEMA DE REGULACIÓN DE POSICIÓN DE RODILLOS
// Diseño de un mecanismo para el suministro continuo de fibra de alpaca
// en una máquina hiladora
// Controlador  : Arduino Mega 2560
// Drivers      : TB6600 (3)
// Motores      : NEMA 23 (3)
// Sensor HOME  : Final de carrera mecánico
// Interfaz     : Selector rotativo + LCD 16x2 I2C
//=====================================================================

#include <AccelStepper.h>
#include <Wire.h>
#include <LiquidCrystal_I2C.h>

//=====================================================================
// DEFINICIÓN DE PINES
//=====================================================================

// Motor 1
#define STEP_M1 2
#define DIR_M1 3

// Motor 2
#define STEP_M2 4
#define DIR_M2 5

// Motor 3
#define STEP_M3 6
#define DIR_M3 7

// Selector rotativo
#define PIN_SELECTOR A0

// Sensor de final de carrera (HOME)
#define PIN_HOME 22

//=====================================================================
// OBJETOS
//=====================================================================

LiquidCrystal_I2C lcd(0x27,16,2);

AccelStepper motor1(AccelStepper::DRIVER, STEP_M1, DIR_M1);
AccelStepper motor2(AccelStepper::DRIVER, STEP_M2, DIR_M2);
AccelStepper motor3(AccelStepper::DRIVER, STEP_M3, DIR_M3);

//=====================================================================
// TABLA DE NIVELES
//=====================================================================

const byte NUM_NIVELES = 6;

const long pasosNivel[NUM_NIVELES] =
{
    0,
    2000,
    2100,
```

```
    2200,
    2300,
    2400
};

const float posicionNivel[NUM_NIVELES] =
{
    0.0,
    30.0,
    31.5,
    33.0,
    34.5,
    36.0
};

//=====================================================================
// VARIABLES
//=====================================================================

int nivelSeleccionado = 0;
int nivelAnterior = -1;

//=====================================================================
// CONFIGURACIÓN
//=====================================================================

void setup()
{
    pinMode(PIN_HOME, INPUT_PULLUP);

    configurarMotores();

    lcd.init();
    lcd.backlight();

    homing();

    lcd.clear();
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("Sistema listo");

    lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("Seleccione 0-5");

    delay(1500);
}

//=====================================================================
// BUCLE PRINCIPAL
//=====================================================================

void loop()
{
    nivelSeleccionado = leerSelector();

    if(nivelSeleccionado != nivelAnterior)
    {
        moverMotores(nivelSeleccionado);

        actualizarLCD(nivelSeleccionado);
```

```
        nivelAnterior = nivelSeleccionado;
    }
}

//=====================================================================
// CONFIGURACIÓN DE MOTORES
//=====================================================================

void configurarMotores()
{
    motor1.setMaxSpeed(400);
    motor1.setAcceleration(200);

    motor2.setMaxSpeed(400);
    motor2.setAcceleration(200);

    motor3.setMaxSpeed(400);
    motor3.setAcceleration(200);
}

//=====================================================================
// RUTINA DE HOMING
//=====================================================================

void homing()
{
    lcd.clear();
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("Buscando HOME");

    // Velocidad reducida durante la referenciación
    motor1.setMaxSpeed(150);
    motor2.setMaxSpeed(150);
    motor3.setMaxSpeed(150);

    motor1.moveTo(-100000);
    motor2.moveTo(-100000);
    motor3.moveTo(-100000);

    while(digitalRead(PIN_HOME) == HIGH)
    {
        motor1.run();
        motor2.run();
        motor3.run();
    }

    motor1.stop();
    motor2.stop();
    motor3.stop();

    motor1.setCurrentPosition(0);
    motor2.setCurrentPosition(0);
    motor3.setCurrentPosition(0);

    // Restaurar velocidad normal
    motor1.setMaxSpeed(400);
    motor2.setMaxSpeed(400);
    motor3.setMaxSpeed(400);
}

//=====================================================================
```

```
// LECTURA DEL SELECTOR ROTATIVO
//=============================================================================

int leerSelector()
{
    int lectura = analogRead(PIN_SELECTOR);

    return map(lectura,0,1023,0,5);
}

//=============================================================================
// POSICIONAMIENTO DE LOS MOTORES
//=============================================================================

void moverMotores(int nivel)
{
    long destino = pasosNivel[nivel];

    motor1.moveTo(destino);
    motor2.moveTo(destino);
    motor3.moveTo(destino);

    while(
        motor1.distanceToGo()!=0 ||
        motor2.distanceToGo()!=0 ||
        motor3.distanceToGo()!=0)
    {
        motor1.run();
        motor2.run();
        motor3.run();
    }
}

//=============================================================================
// ACTUALIZACIÓN DE PANTALLA LCD
//=============================================================================

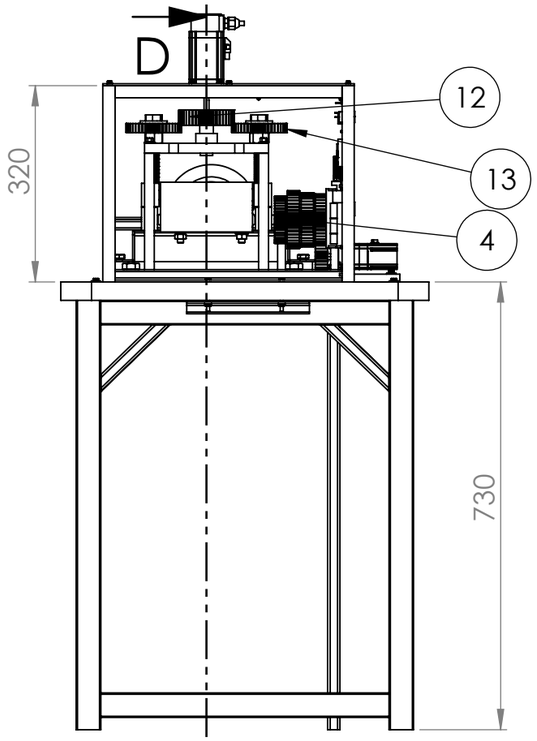
void actualizarLCD(int nivel)
{
    lcd.clear();

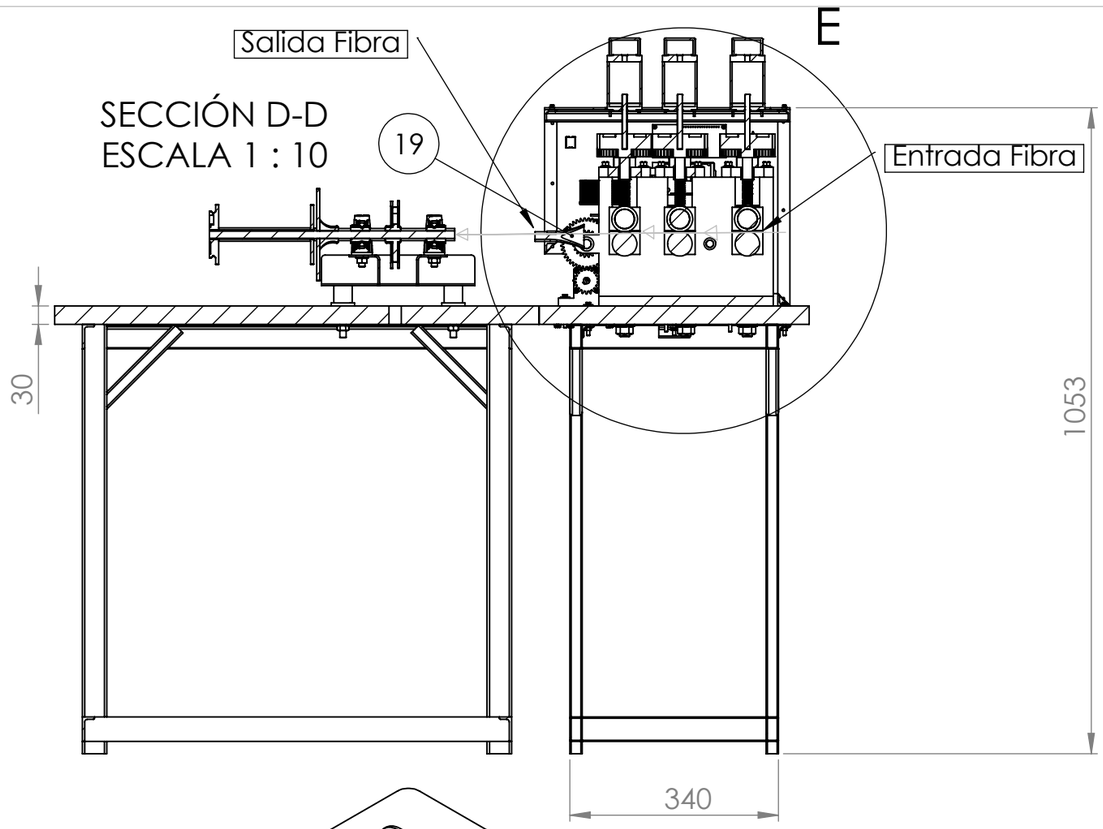
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("Nivel: ");
    lcd.print(nivel);

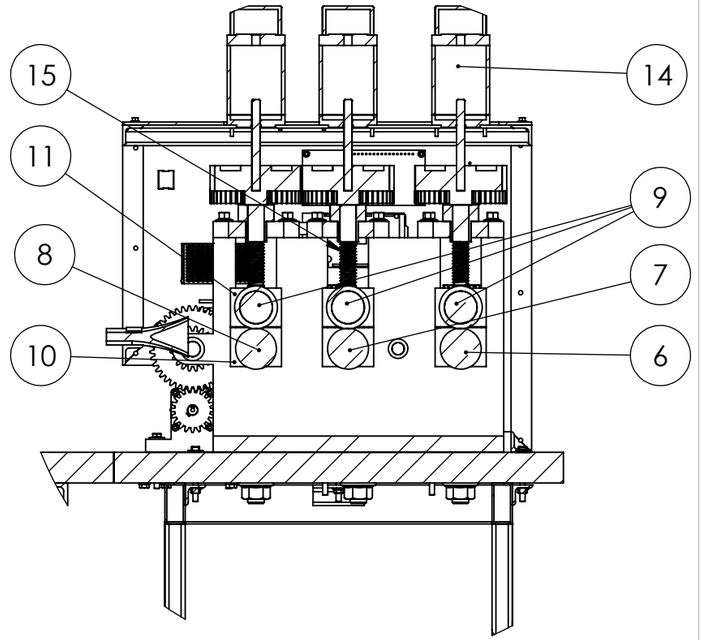
    lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("Pos: ");
    lcd.print(posicionNivel[nivel]);
    lcd.print(" mm");
}

//=============================================================================
// FIN DEL PROGRAMA
//=============================================================================
```

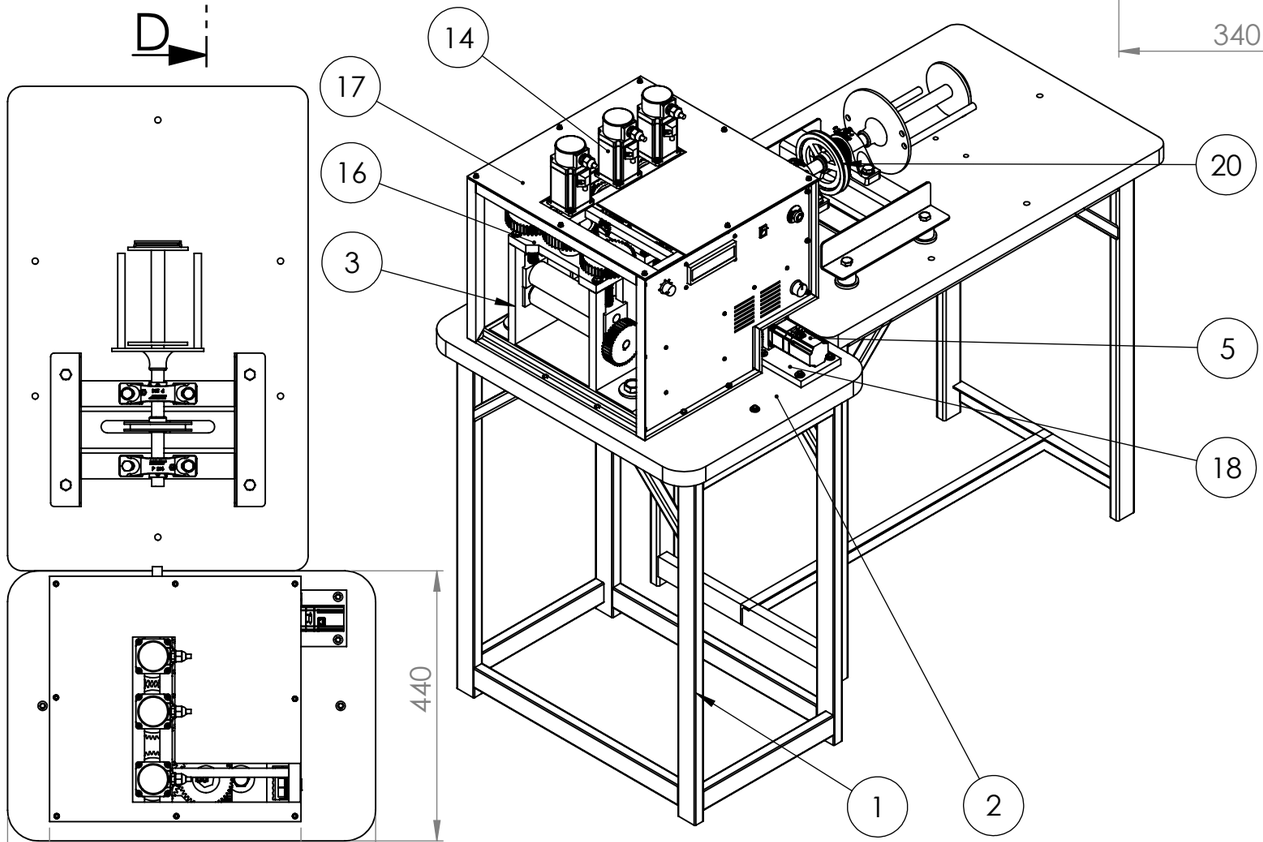
ANEXO 10: PLANOS







DETALLE E
ESCALA 1 : 6



NOTA
La máquina hiladora (20)es un equipo existente y no forma parte del alcance de diseño. Se incluye solo como referencia de integración.

ITEM	CANTIDAD	DENOMINACIÓN / DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIÓN	REF. PLANO
20	1	Máquina Hiladora	Acero ASTM A36	Máquina Existente	-
19	1	Guía hilo	PVC		L-10
18	1	Soporte de Motor	Acero ASTM A36	e=12mm	L-9
17	1	Caja de control	Acero ASTM A36	Lx20x20x2	L-17
16	2	Tapa desmontable 1	Acero ASTM A36	e=16mm	L-15
15	6	Tornillo de Regulación	Acero AISI 1045	M16	Comercial
14	3	Servomotor de Regulación de Presión	Acero AISI 1045	DC NEMA 23, 57HE76-1.8NM	Comercial
13	6	Engranajes Laterales	Acero AISI 1045	Engranajes rectos (m=2)	L-16
12	3	Engranaje Central	Acero AISI 1045	Engranajes rectos (m=2)	L-16
11	6	Chumacera deslizante	Acero ASTM A36	Alojamiento de rodamiento	L-13
10	6	Soporte de rodillo deslizante	Acero ASTM A36	Alojamiento de rodamiento	L-8
9	3	Rodillos de Presión	AISI 1045 recubierto con caucho EPDM	Ø = 40 mm	L-15
8	1	Rodillo de Alimentación	Acero AISI 1045	Ø = 40 mm	L-14
7	1	Rodillo de estiraje	Acero AISI 1045	Ø = 40 mm	L-14
6	1	Rodillo de entrada	Acero AISI 1045	Ø = 40 mm	L-14
5	1	Motor BLDC	-	DB57-24-75-30S(75W, 0.24N.m)	Comercial
4	1	Sistema de transmisión	Acero AISI 1045	Engranajes rectos (m=2)	L-6-7
3	1	Bastidor Estructural	Acero ASTM A36	Espesor 16mm	L-4
2	1	Tablero de Madera Estructural	Madera Tornillo	Espesor 30 mm, Debidamente seco	L-3
1	1	Estructura de soporte de Mecanismo	Acero ASTM A36	TR 40x20x2	L-3

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: PLANO DE CONJUNTO GENERAL

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

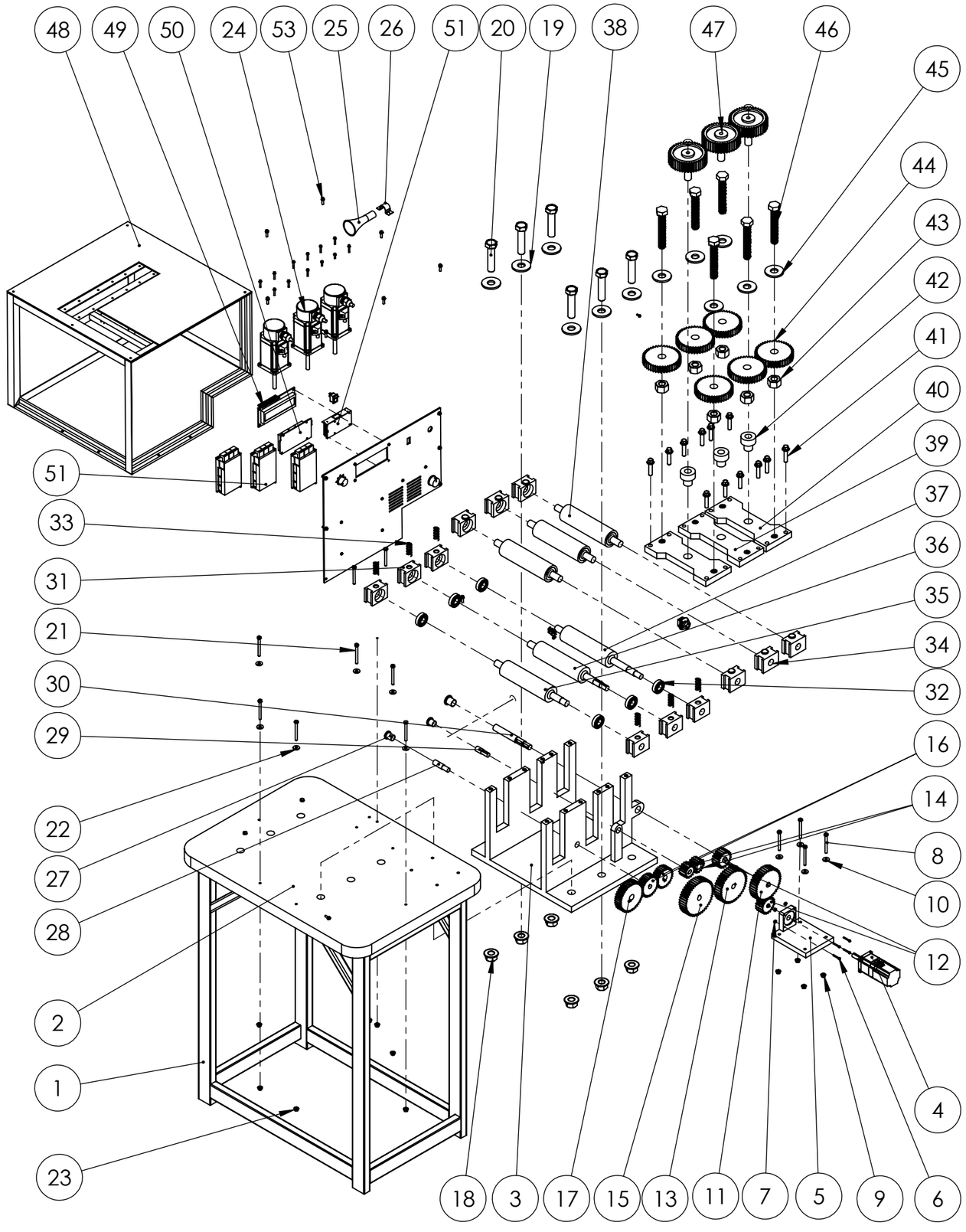
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:10

UNIDAD: mm

FECHA: 25/03/2026

LAMINA: L-1



53	35	Tornillo Allen bajo perfil M5*45 (Control)+Tuercas	Acero grado 8.8	N.A
52	1	Fuente de Alimentación 24V 5A S-120-24	Comercial	N.A
51	3	Driver TB6600 para Motores Paso a Paso	Comercial	N.A
50	1	Arduino Mega 2560	Comercial	N.A
49	1	Pantalla LCD 1602	Comercial	N.A
48	1	Caja de Control	Acero ASTM A36	L-17
47	3	Engranaje Central	Acero AISI 1045	L-16
46	6	Perno hexagonal M16 x 100	Acero grado 8.8	N.A
45	6	Arandela plana M16	Acero al Carbono	N.A
44	6	Engranajes Laterales	Acero AISI 1045	L-16
43	6	Tuerca hexagonal M16	Acero clase 8	N.A
42	3	Buje 2	Bronce SAE 660	L-11
41	12	Perno hexagonal M8 x 34 + Arandela	Acero grado 8.8	N.A
40	2	Tapa desmontable 2	Acero ASTM A36	L-15
39	1	Tapa desmontable 1	Acero ASTM A36	L-15
38	3	Rodillo 2, 4 y 6	Acero AISI 1045	L-15
37	1	Rodillo 5 Salida	Acero AISI 1045	L-14
36	1	Rodillo 3 Intermedio	Acero AISI 1045	L-14
35	1	Rodillo 1 Preestiraje	Acero AISI 1045	L-14
34	6	Soporte de Rodillo Móvil	Acero ASTM A36	L-13
33	6	Resorte Ø1 mm, Øm=12.7 mm, L=25 mm	Acero para resortes	N.A
32	12	Rodamiento de bolas N° 61801-2RS1	Comercial	N.A
31	6	Soporte de Rodillo Fijo	Acero ASTM A36	L-8
30	1	Eje 3	Acero AISI 1045	L-12
29	1	Eje 2	Acero AISI 1045	L-12
28	1	Eje 1	Acero AISI 1045	L-12
27	3	Buje	Bronce SAE 660	L-11
26	1	Abrazadera omega 16mm	Acero al Carbono	N.A
25	1	Guía hilo	PETG	L-10
24	1	Motor 57HE76-1.8NM Nema 23 paso a paso	Comercial	N.A
23	8	Arandela plana M5	Acero al Carbono	N.A
22	8	Perno hexagonal M5 x 50	Acero grado 8.8	N.A
21	8	Tuerca hexagonal M5	Acero clase 8	N.A
20	6	Arandela plana M16	Acero al Carbono	N.A
19	6	Perno hexagonal M16 x 70	Acero grado 8.8	N.A
18	6	Tuerca hexagonal M16	Acero clase 8	N.A
17	1	Engranaje Conducido w1	Acero AISI 1045	L-7
16	2	Engranaje Loco w12 / E. Conductor w11	Acero AISI 1045	L-6
15	1	Engranaje Conducido w3	Acero AISI 1045	L-7
14	2	Engranaje Loco w10 / E. Conductor w9	Acero AISI 1045	L-6
13	1	Engranaje Conducido w5	Acero AISI 1045	L-6
12	2	Engranaje Motriz / E. Conducto w8	Acero AISI 1045	L-6
11	1	Engranaje Conducido w7	Acero AISI 1045	L-6
10	4	Arandela plana M5	Acero al Carbono	N.A
9	4	Tuerca hexagonal M5	Acero clase 8	N.A
8	4	Perno hexagonal M5 x 50	Acero grado 8.8	N.A
7	4	Tuerca hexagonal M4	Acero clase 8	N.A
6	4	Perno hexagonal M4 x 20	Acero grado 8.8	N.A
5	1	Soporte de motor	Acero ASTM A36	L-9
4	1	Motor BLDC DB57-24-75-30S (75W, 0.24N.m)	Comercial	N.A
3	1	Bastidor Estructural	Acero ASTM A36	L-4
2	1	Tablero de Madera Estructural	Madera Tornillo	L-3
1	1	Estructura de soporte de Mecanismo	Acero ASTM A36	L-3
ITEM	**CANTIDAD**	**DESCRIPCIÓN**	**MATERIAL**	**REF. PLANO**

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: PLANO DE ENSAMBLE EXPLOSIONADO

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1: 11

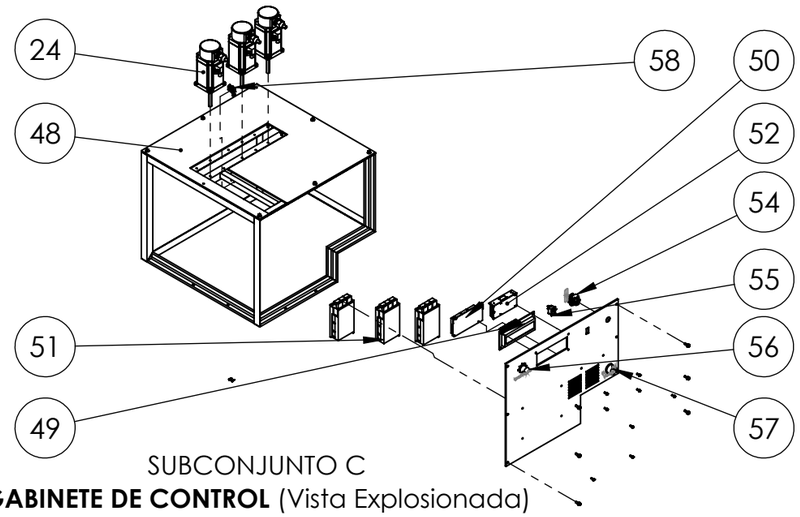
UNIDAD: mm

FECHA: 25/03/2026

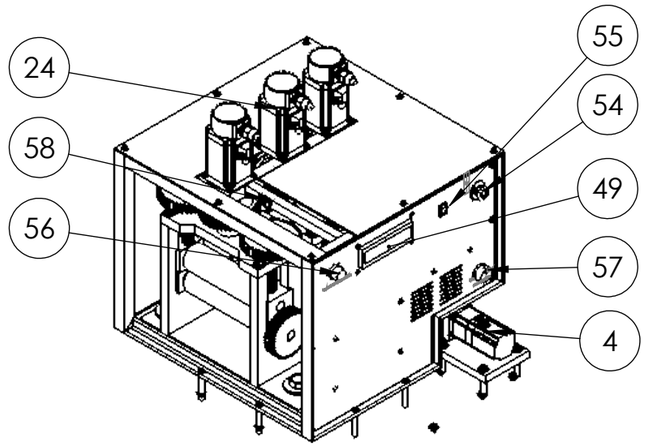
LAMINA: L-2

NOTAS GENERALES

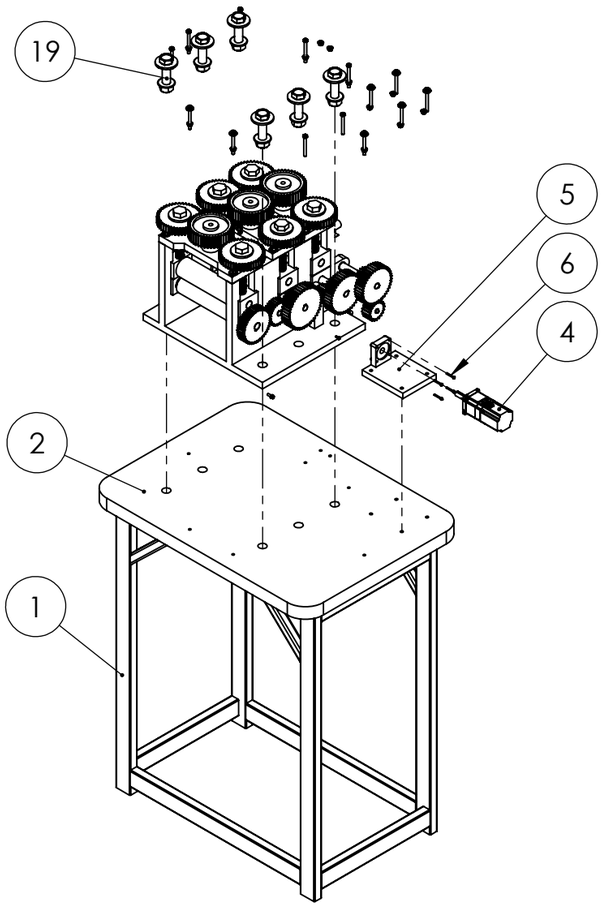
-Los componentes electrónicos deberán fijarse mediante separadores aislantes sobre la placa de montaje.
-El gabinete metálico deberá conectarse al conductor de protección (PE) mediante borne de puesta a tierra.
-El botón de parada de emergencia actuará sobre la alimentación del servomotor del sistema de estiraje.



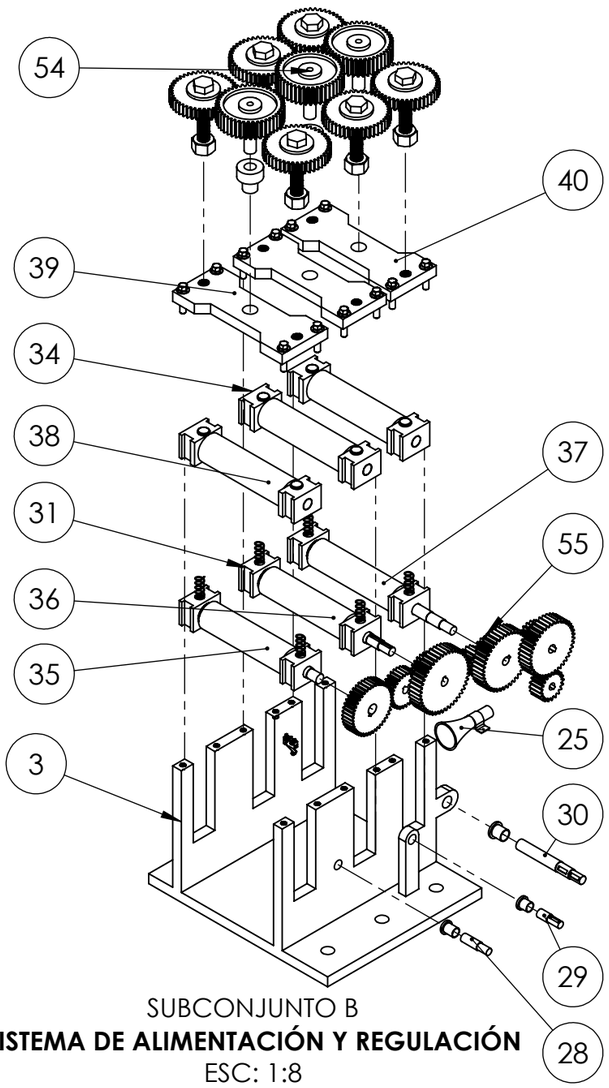
SUBCONJUNTO C
GABINETE DE CONTROL (Vista Explosionada)
ESC: 1:15



SUBCONJUNTO C
GABINETE DE CONTROL
(Vista Isométrica)
ESC: 1:9



SUBCONJUNTO A
ESTRUCTURA DE SOPORTE
ESC: 1:10



SUBCONJUNTO B
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y REGULACIÓN
ESC: 1:8

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	REF. PLANO
58	1	Microswitch tipo KW11-3Z (Sensor de Posición)	Comercial	N.A
57	1	Perilla de Velocidad (Servomotor)	Comercial	N.A
56	1	Perilla Selectora (6 Niveles)	Comercial	N.A
55	1	Tren de Engranajes	Acero AISI 1045	L-5
54	1	Engranaje de Regulación de Presión	Acero AISI 1045	L-16
52	1	Fuente de Alimentación 24V 5A S-120-24	Comercial	N.A
51	3	Driver TB6600 para Motores Paso a Paso	Comercial	N.A
50	1	Arduino Mega 2560	Comercial	N.A
49	1	Pantalla LCD 1602	Comercial	N.A
48	1	Caja de Control	Acero ASTM A36	L-17
40	2	Tapa desmontable 2	Acero ASTM A36	L-15
39	1	Tapa desmontable 1	Acero ASTM A36	L-15
38	3	Rodillo 2, 4 y 6	Acero AISI 1045	L-15
37	1	Rodillo 5 Salida	Acero AISI 1045	L-14
36	1	Rodillo 3 Intermedio	Acero AISI 1045	L-14
35	1	Rodillo 1 Preestiraje	Acero AISI 1045	L-14
34	6	Soporte de Rodillo Móvil	Acero ASTM A36	L-13
31	6	Soporte de Rodillo Fijo	Acero ASTM A36	L-8
30	1	Eje 3	Acero AISI 1045	L-12
29	1	Eje 2	Acero AISI 1045	L-12
28	1	Eje 1	Acero AISI 1045	L-12
25	1	Guía hilo	PVC	L-10
24	1	Motor 57HE76-1.8NM Nema 23 paso a paso	Comercial	N.A
6	4	Perno hexagonal M4 x 20	Acero grado 8.8	N.A
5	1	Soporte de motor	Acero ASTM A36	L-9
4	1	Motor BLDC DB57-24-75-30S(75W, 0.24N.m)	Comercial	N.A
3	1	Bastidor Estructural	Acero ASTM A36	L-4
2	1	Tablero de Madera Estructural	Madera Tornillo	L-3
1	1	Estructura de soporte de Mecanismo	Acero ASTM A36	L-3

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: PLANO DE EXPLOSIÓN POR SUBCONJUNTOS

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

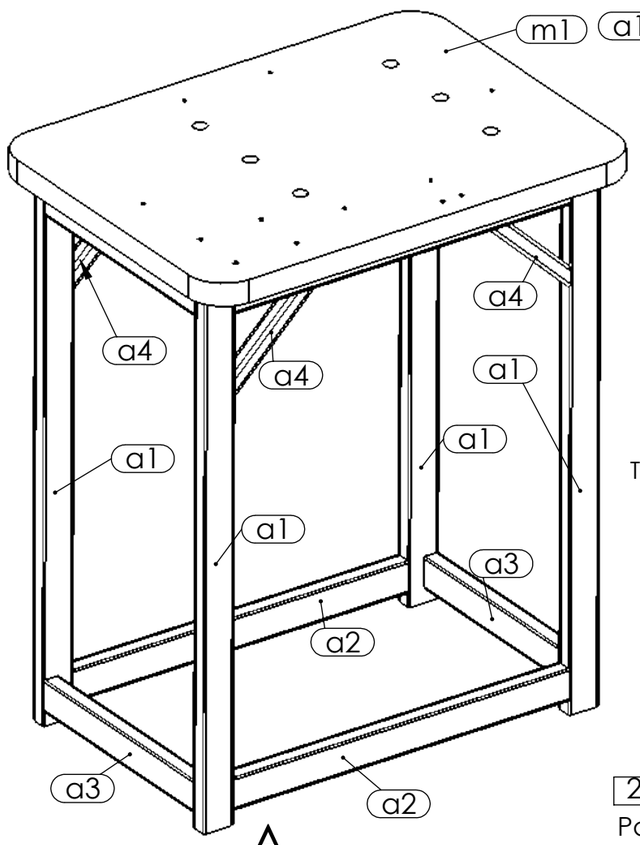
MÉTODO DE PROYECCIÓN

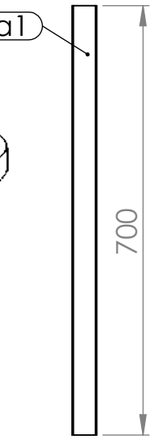
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:8
UNIDAD: mm
FECHA: 30/07/2026

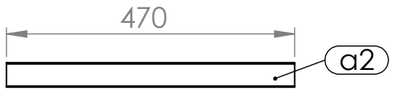
LAMINA: L-2.1

CÓDIGO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
m1	1	Tablero de Madera	Madera Tornillo
a1	4	TR 40x20x2	Acero ASTM A36
a2	4	TR 40x20x2	Acero ASTM A36
a3	4	TR 40x20x2	Acero ASTM A36
a4	4	TR 20x20x2	Acero ASTM A36
a5	2	L 20X20X3	Acero ASTM A36
a6	2	L 20X20X3	Acero ASTM A36

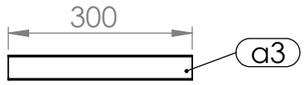




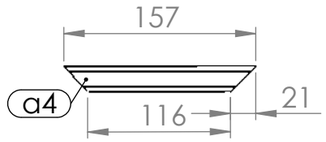
TR 40x20x2 (a1)
04 Unidades
Esc 1:10



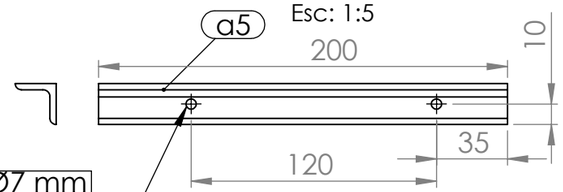
TR 40x20x2 (a2)
04 Unidades
Esc: 1:10



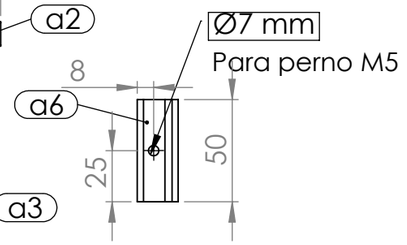
TR 40x20x2 (a3)
04 Unidades
Esc: 1:10



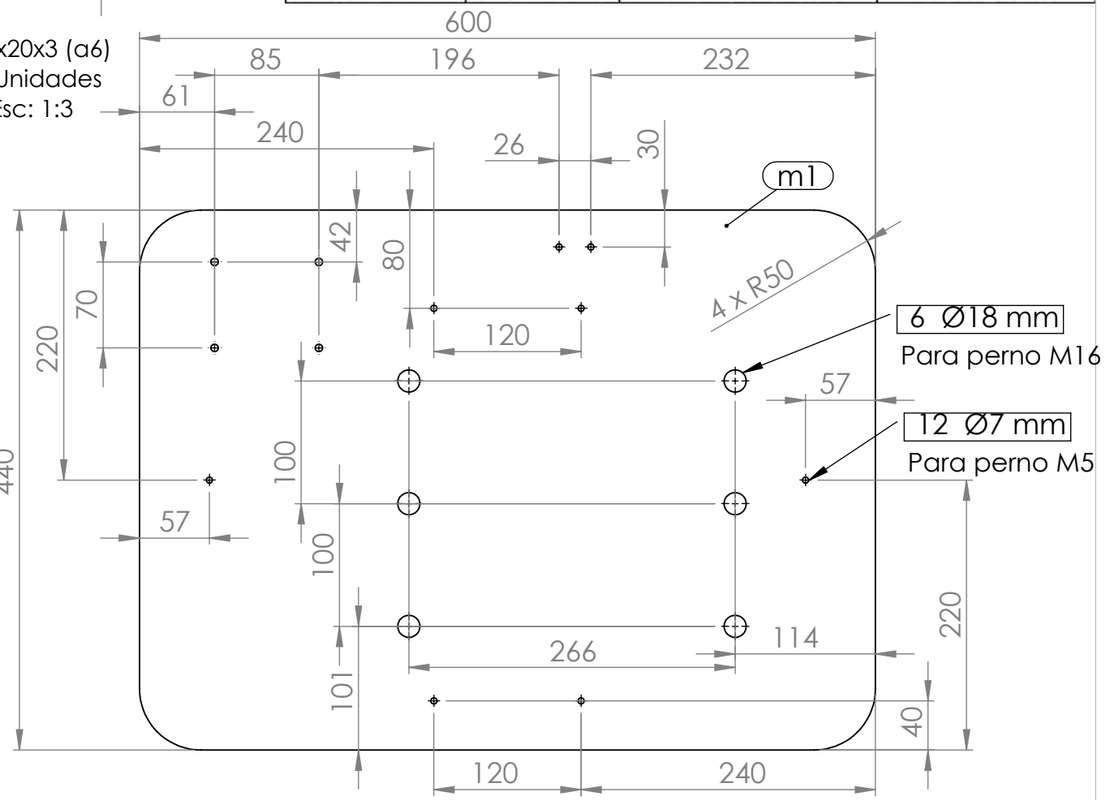
TR 20x20x2 (a4)
04 Unidades
Esc: 1:5



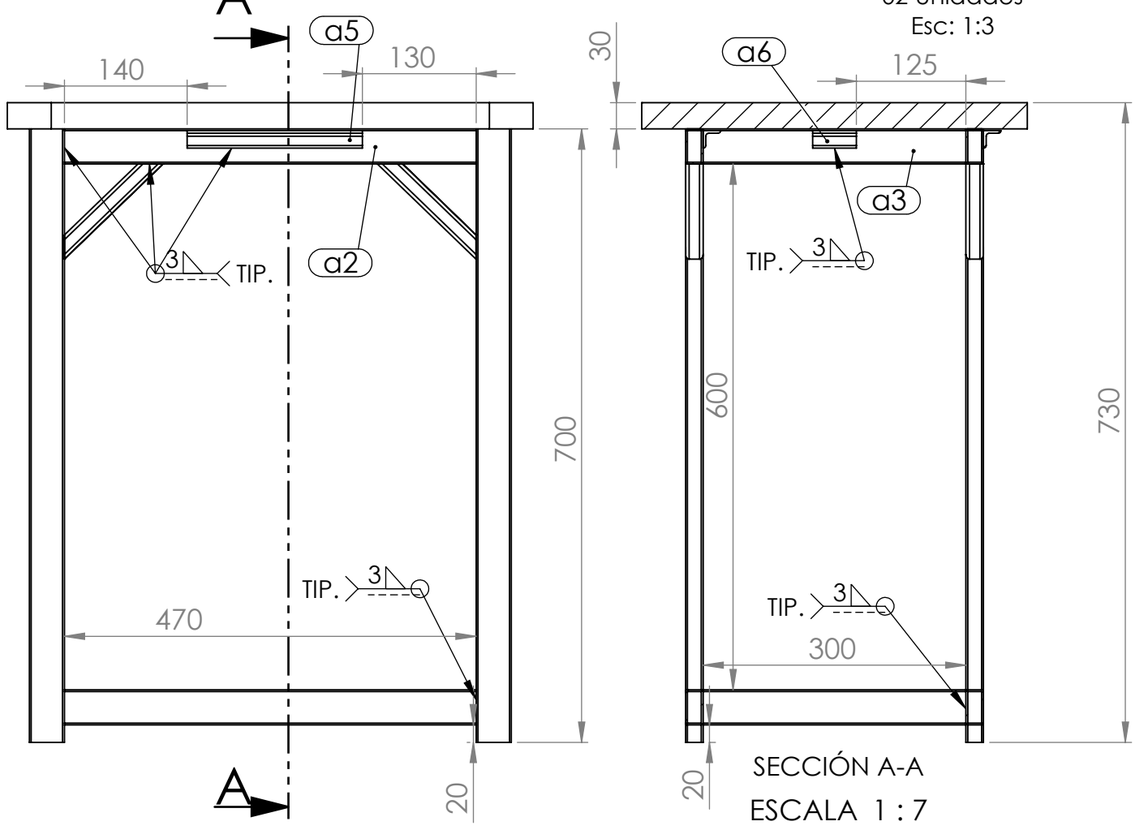
L 20x20x3 (a5)
02 Unidades
Esc: 1:3



L 20x20x3 (a6)
02 Unidades
Esc: 1:3



Tablero de Madera e=30 mm(m1)
01 Unidad
Esc 1:5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

NOTAS GENERALES

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

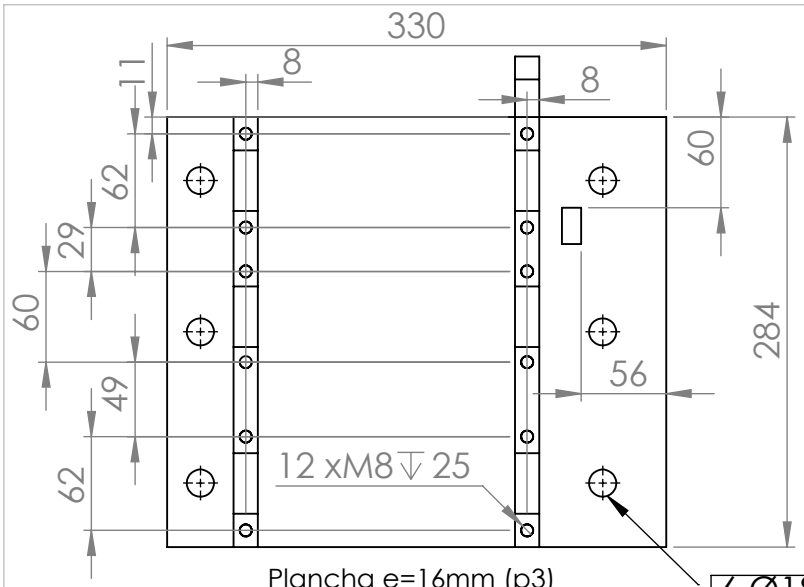
-El tablero de madera recibirá un acabado protector mediante sellador y barniz de poliuretano.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

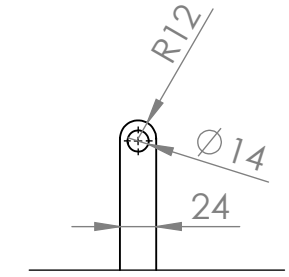
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO:	ESTRUCTURA DE SOPORTE DE MECANISMO		
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI	ESCALA: 1:7	LAMINA: L-3
		UNIDAD: mm	
		FECHA: 26/03/2026	

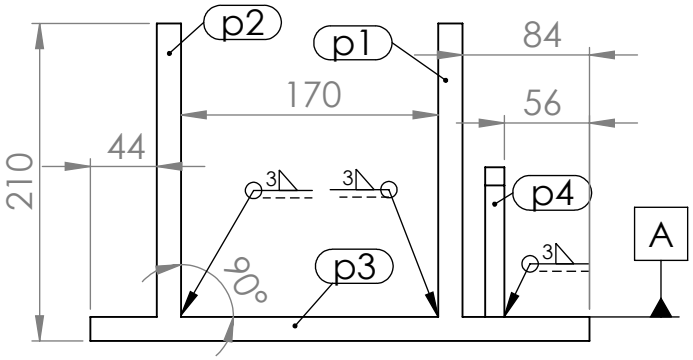
CÓDIGO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
p4	1	Plancha e=12mm	Acero ASTM A33
p3	1	Plancha e=16mm	Acero ASTM A34
p2	1	Plancha e=16mm	Acero ASTM A35
p1	1	Plancha e=16mm	Acero ASTM A36

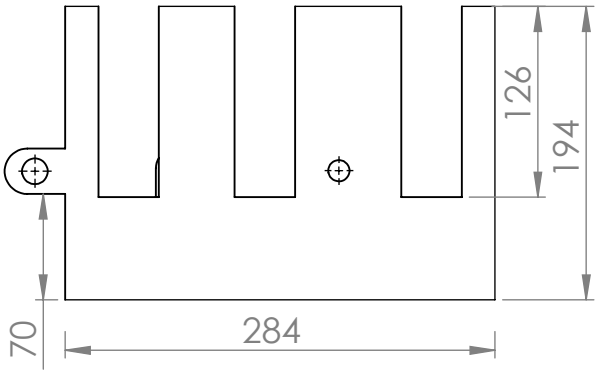


Plancha e=16mm (p3)
01 Unidad

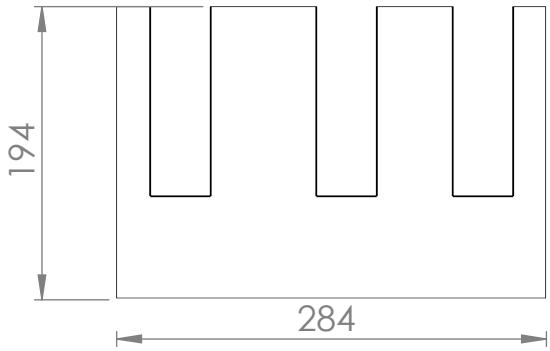


Plancha e=12.7mm (p4)
01 Unidad

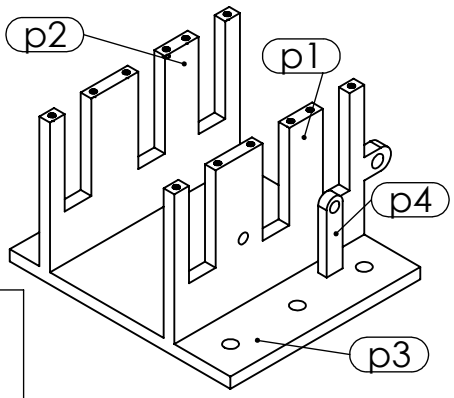




Plancha e=16mm (p1)
01 Unidad



Plancha e=16mm (p2)
01 Unidad



Vista Isométrica

NOTAS GENERALES

-Las piezas se obtienen mediante corte láser

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

NOTAS DE ENSAMBLAJE

-Las placas laterales P1 y P2 deberán ensamblarse perpendiculares a la superficie de referencia Datum A y mantenerse paralelas entre sí para garantizar el correcto alineamiento del sistema de rodillos

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: BASTIDOR ESTRUCTURAL

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

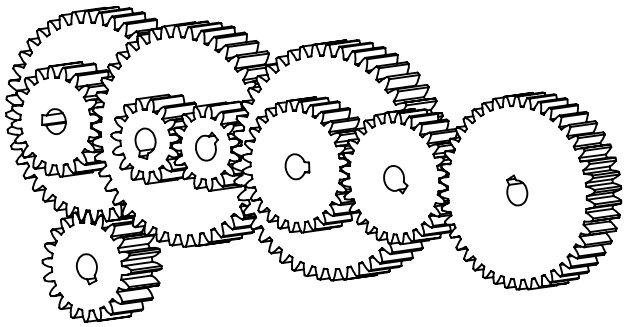
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:5

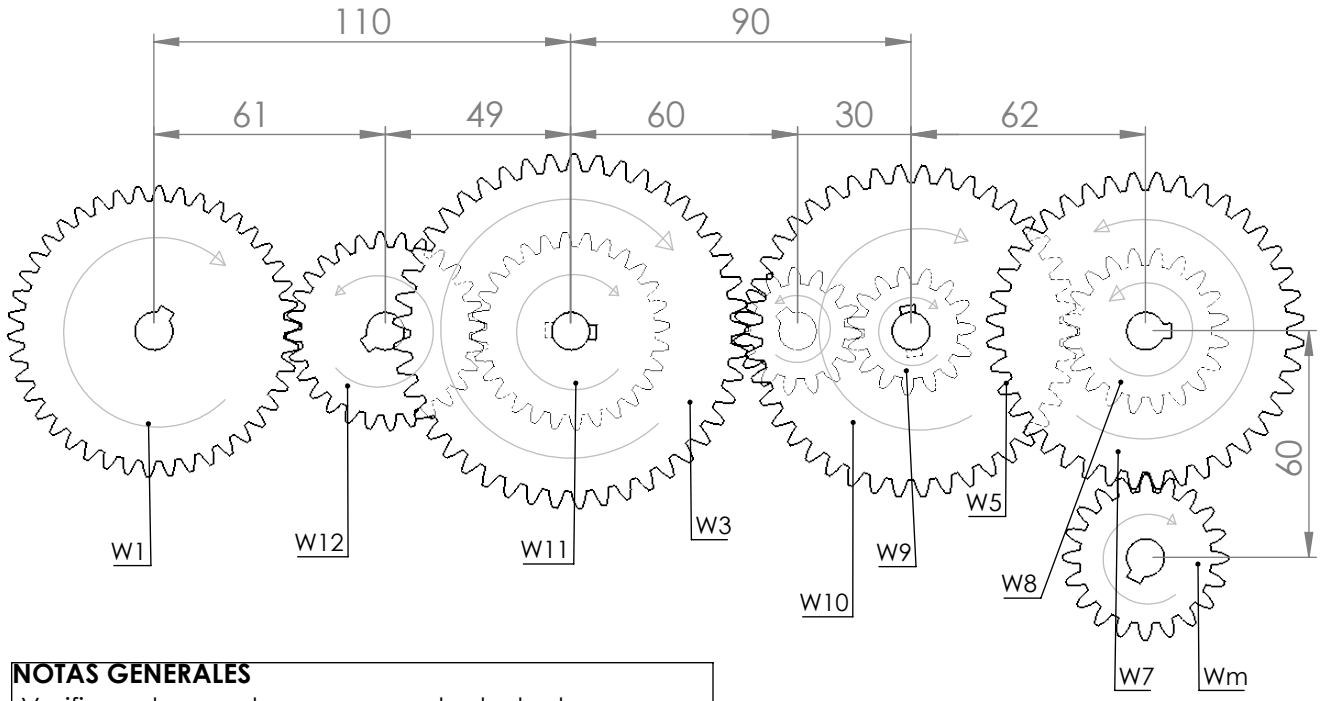
UNIDAD: mm

FECHA: 28/03/2026

LAMINA: L-4



Vista isométrica
Esc 1:3



NOTAS GENERALES
-Verificar el correcto engrane entre todos los pares de engranajes.
-Lubricar los dientes con grasa multipropósito

Engranaje	Función	Velocidad (rpm)	Número de dientes (z)	Módulo (m)	Diámetro de paso (d)	Ángulo de presión	Tipo de engranaje	Sentido de giro	Material
Wm	E. motriz	1000	20	2	40mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
W7	E. conducido 7	500	40	2	80mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
W8	E. conductor 8	500	20	2	40mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
W5	E. conducido 5	236.82	42	2	84mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
W9	E. conductor 9	236.82	15	2	30mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
W10	E. loco 10	236.82	15	2	30mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
W3	E. conducido 3	78.94	45	2	90mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
W11	E. conductor 11	78.94	28	1.75	49mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045
W12	E. loco 12	78.94	28	1.75	49mm	20°	C. Recto	Antihorario	AISI 1045
W1	E. conducido 1	52.63	42	1.75	73.5mm	20°	C. Recto	Horario	AISI 1045

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: TREN DE ENGRANAJES

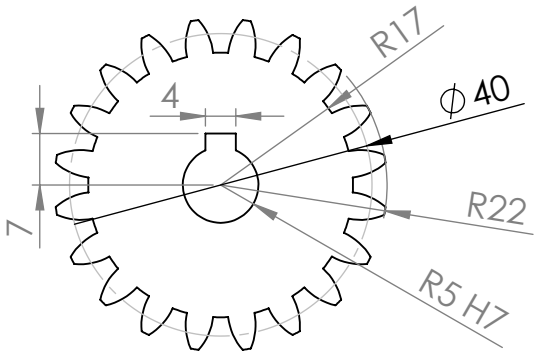
ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

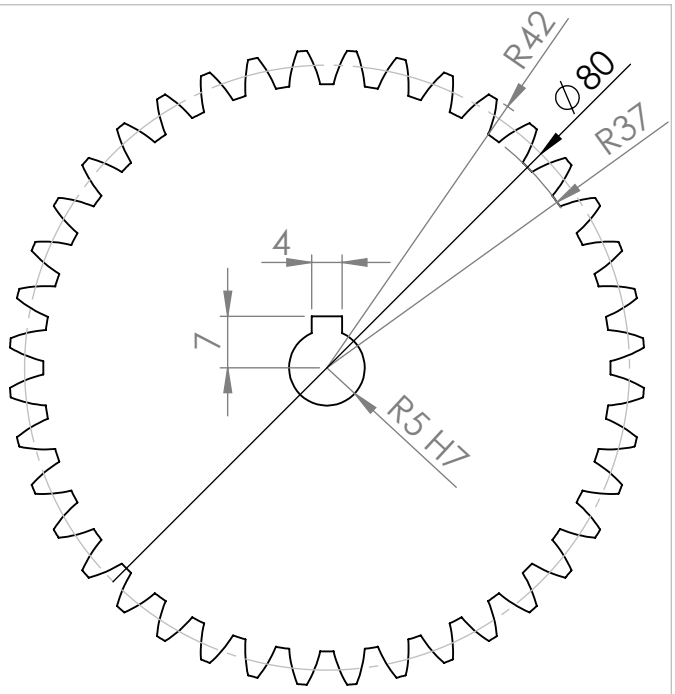
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:2
UNIDAD: mm
FECHA: 01/04/2026

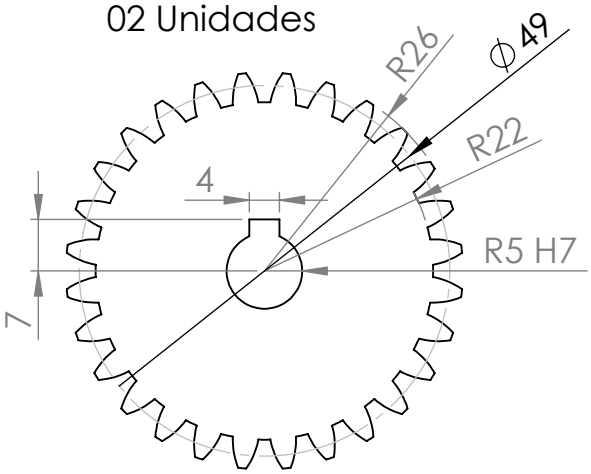
LAMINA: L-5



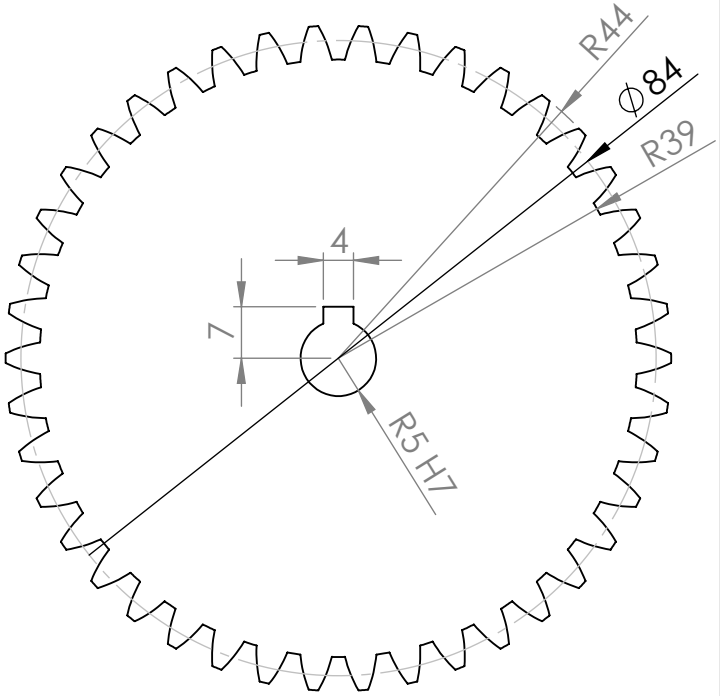
Engranaje (wm) y (w8)
Ancho de cara 20mm
02 Unidades



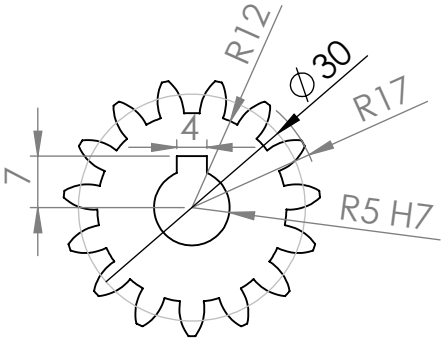
Engranaje (w7)
Ancho de cara 20mm
01 Unidad



Engranaje (w11) y (w12)
Ancho de cara 20mm
02 Unidades



Engranaje (w5)
Ancho de cara 20mm
01 Unidad



Engranaje (w9) y (w10)
Ancho de cara 20mm
02 Unidades

NOTAS GENERALES

-Dientes obtenidos mediante tallado por fresa madre (hobbing).
-Tratamiento térmico recomendado: temple y revenido del engranaje completo.
-Acabado superficial de los flancos de los dientes: Ra ≤ 3.2 µm.
-Salvo indicación contraria, tolerancias generales ISO 2768-m.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: TREN DE ENGRANAJES 2

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

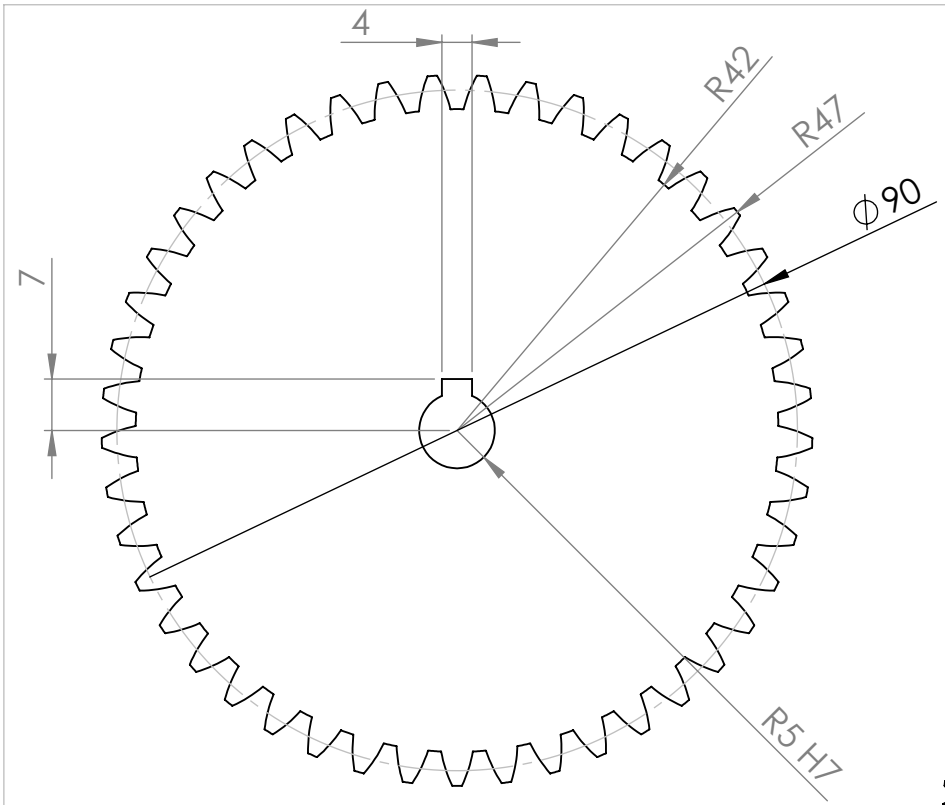
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:1

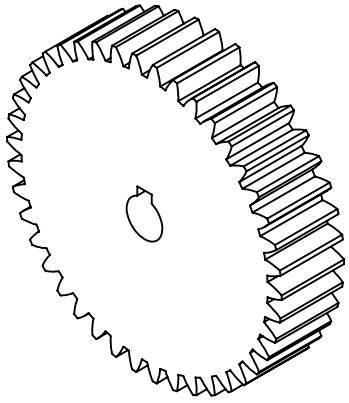
UNIDAD: mm

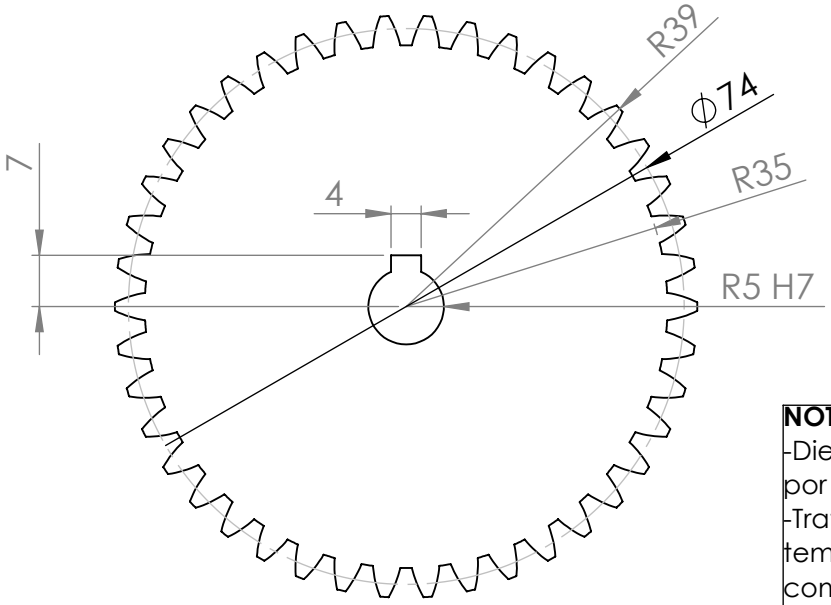
FECHA: 01/04/2026

LAMINA: L-6



Engranaje (w3)
Ancho de cara 20mm
01 Unidad





Engranaje (w1)
Ancho de cara 20mm
01 Unidad

NOTAS GENERALES

-Dientes obtenidos mediante tallado por fresa madre (hobbing).
-Tratamiento térmico recomendado: temple y revenido del engranaje completo.
-Acabado superficial de los flancos de los dientes: Ra ≤ 3.2 µm.
-Salvo indicación contraria, tolerancias generales ISO 2768-m.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: ENGRANAJES 2

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

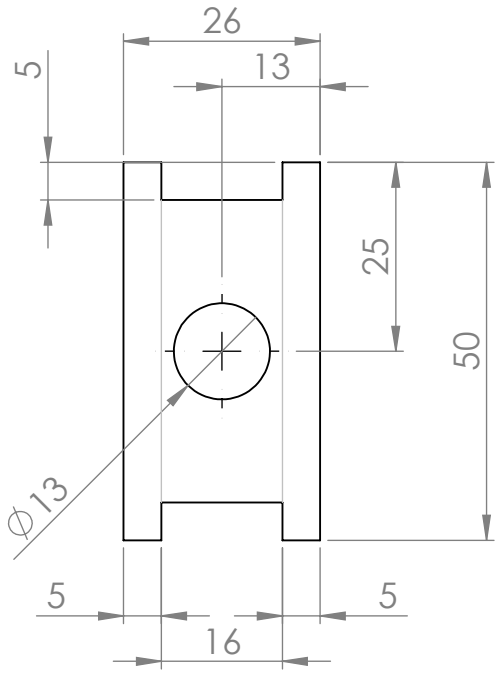
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

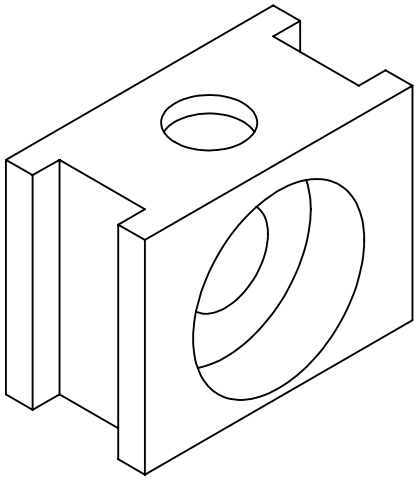
ESCALA: 1:1

UNIDAD: mm

FECHA: 01/04/2026

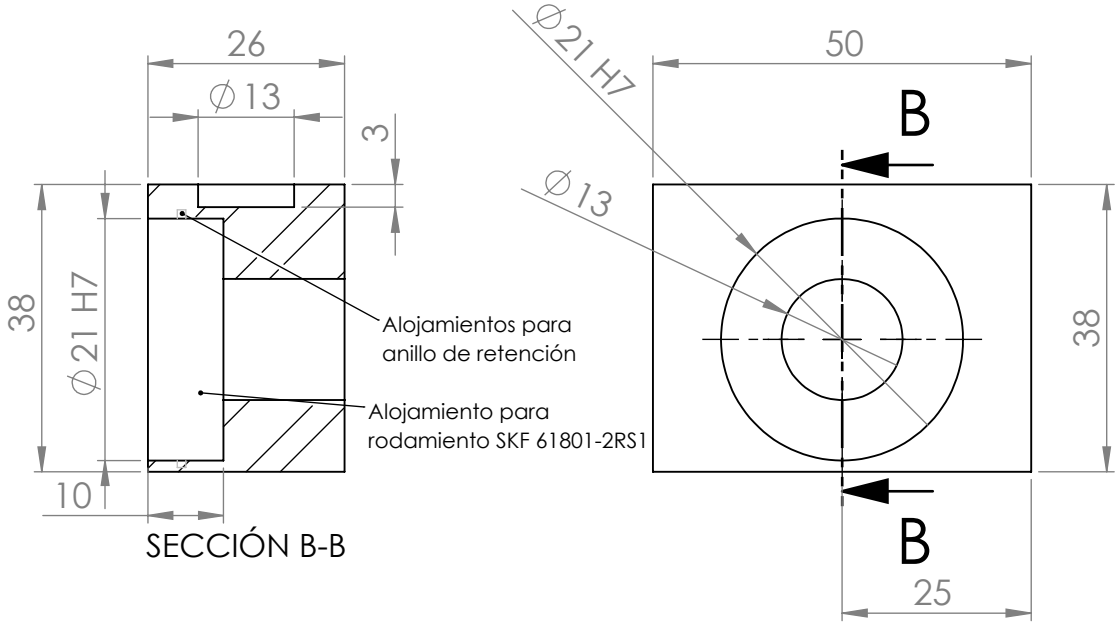
LAMINA: L-7





Vista Isométrica

Soporte Tipo Chumacera
06 Unidades



SECCIÓN B-B

NOTAS GENERALES

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

NOTAS DE FABRICACIÓN

-Rodamiento sellado 2RS, lubricado de fábrica; no requiere relubricación durante la operación normal.

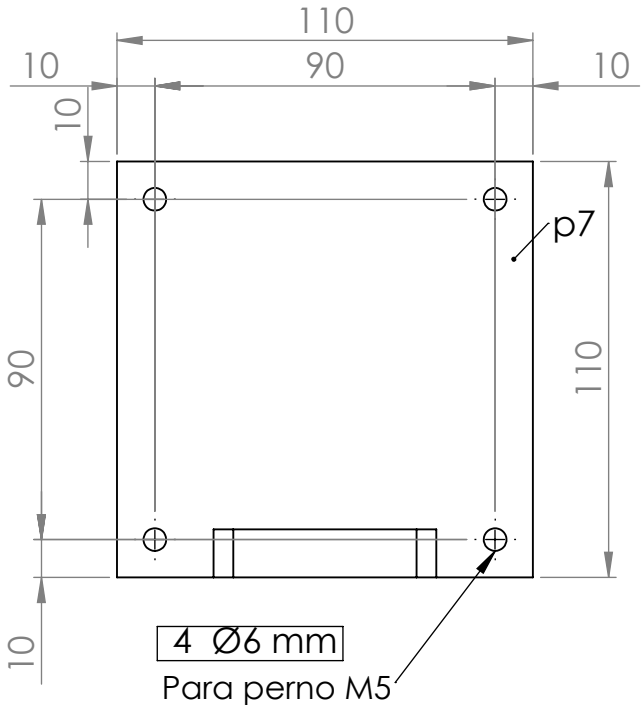
-Como alternativa de fabricación, esta pieza puede ser construida mediante ensamblaje de planchas de acero cortadas por láser y unidas mediante soldadura, seguido de mecanizado final del diámetro interior para asegurar alineación.

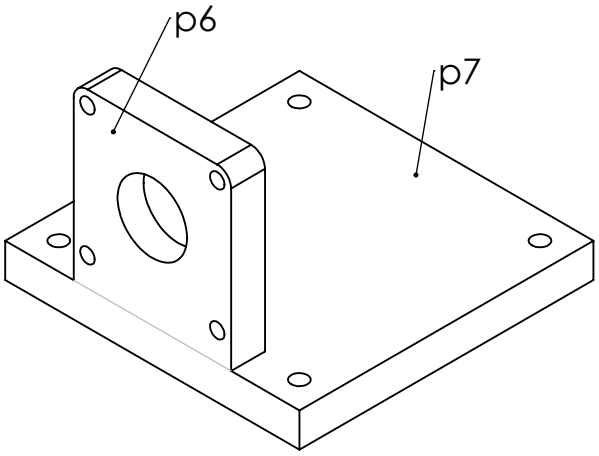
-La fijación axial del rodamiento se realizará mediante anillo de retención

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

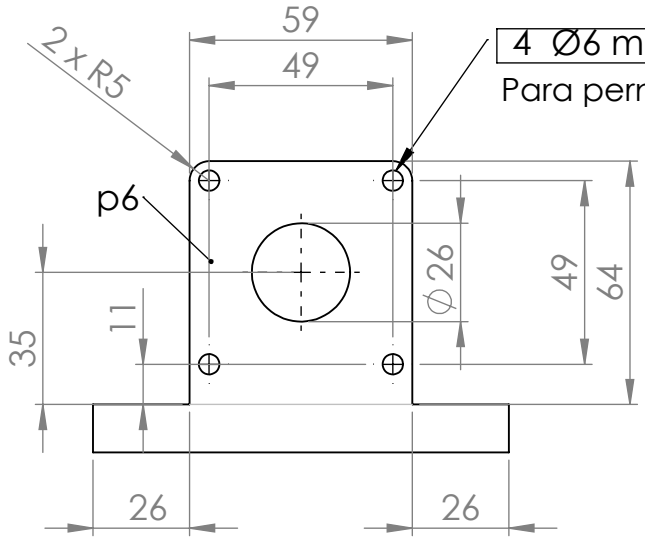
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

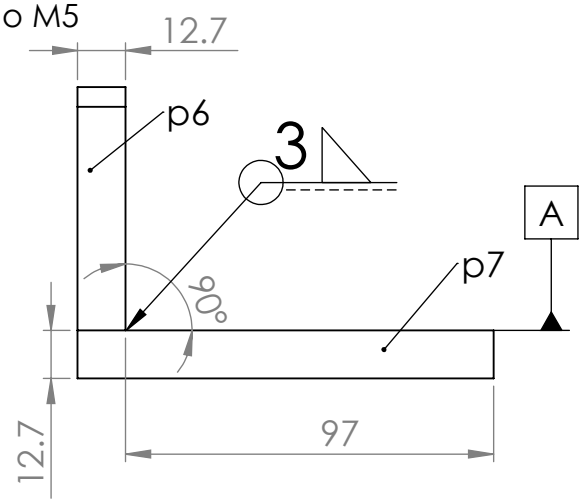
PLANO:	SOPORTE DE RODILLO FIJO
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
MÉTODO DE PROYECCIÓN	
HECHO POR:	GUIDO CCAHUATA YAURI
ESCALA:	1:1
UNIDAD:	mm
FECHA:	01/04/2026
LAMINA:	L-8





Vista Isométrica
Soporte del motor
01 Unidad

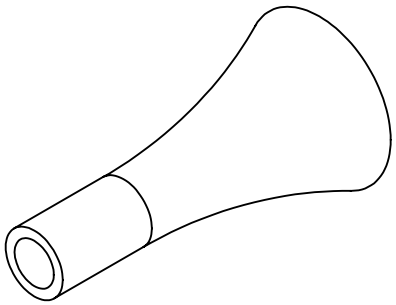




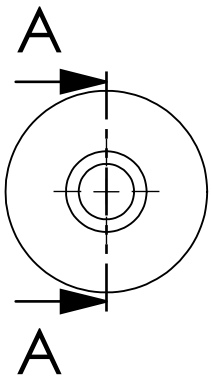
NOTAS GENERALES
-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.
-Soldadura de filete continua de 3 mm (cateto) en toda la unión entre P6 y P7.

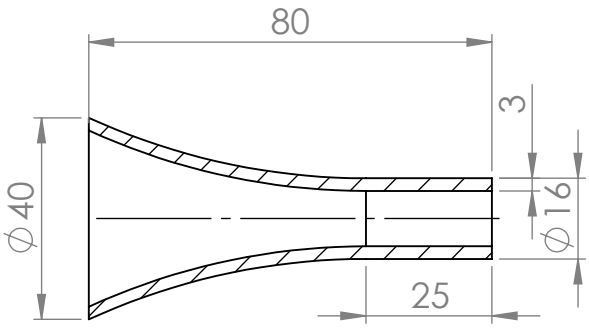
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO:	SOPORTE DEL MOTOR
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
MÉTODO DE PROYECCIÓN	
HECHO POR:	GUIDO CCAHUATA YAURI
ESCALA:	1:2
UNIDAD:	mm
FECHA:	01/04/2026
LAMINA:	L-9



Guía Hilo
Vista Isométrica
01 Unidad
Escala 1:1.5





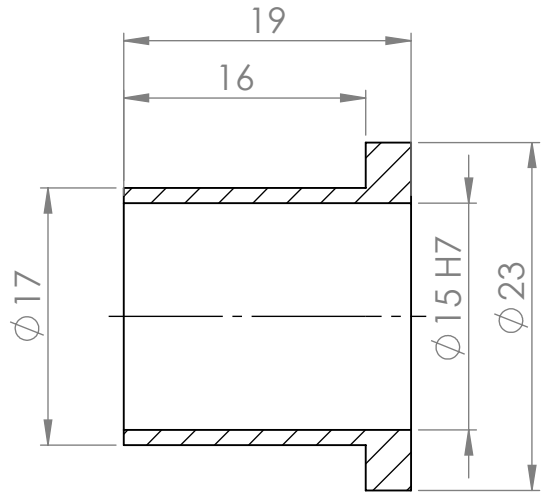
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

NOTAS GENERALES
-El guía hilo será fabricado mediante impresión 3D utilizando material PETG.

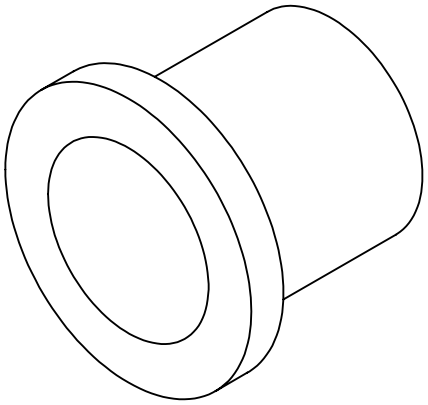
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO:	GUÍA HILO
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
HECHO POR:	GUIDO CCAHUATA YAURI
ESCALA:	1:2
UNIDAD:	mm
FECHA:	02/04/2026
LAMINA:	L-10

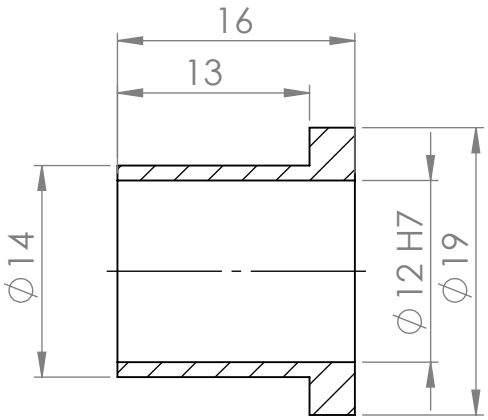
MÉTODO DE PROYECCIÓN



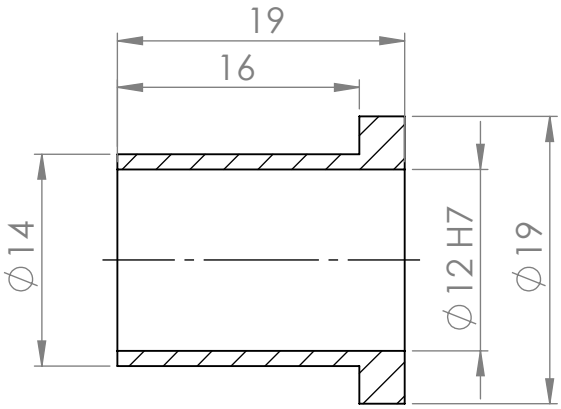
Buje 1.1
Vista de sección
01 Und.



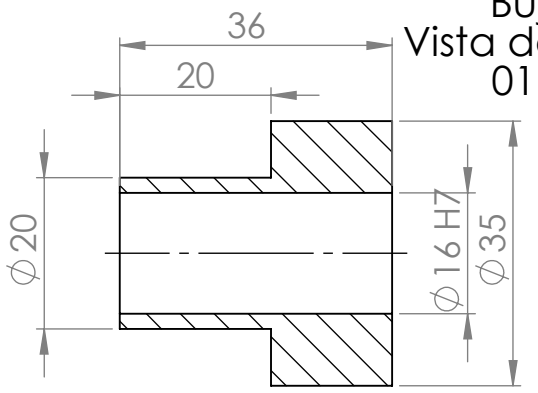
Buje
Vista Isométrica



Buje 1.2
Vista de sección
01 Und.



Buje 1.3
Vista de sección
01 Und.



Buje 2
Vista de sección
03 Und.
Escala 1:1

NOTAS DE FABRICACIÓN
-Material: Bronce SAE 660 (C93200).
-Ajuste recomendado buje–eje: H7/h6.
--Rugosidad recomendada del diámetro interior: Ra ≤ 1.6 µm.
-Lubricar durante el montaje con grasa multipropósito a base de litio.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: BUJES

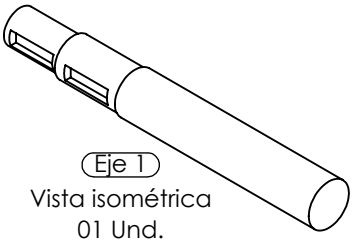
ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

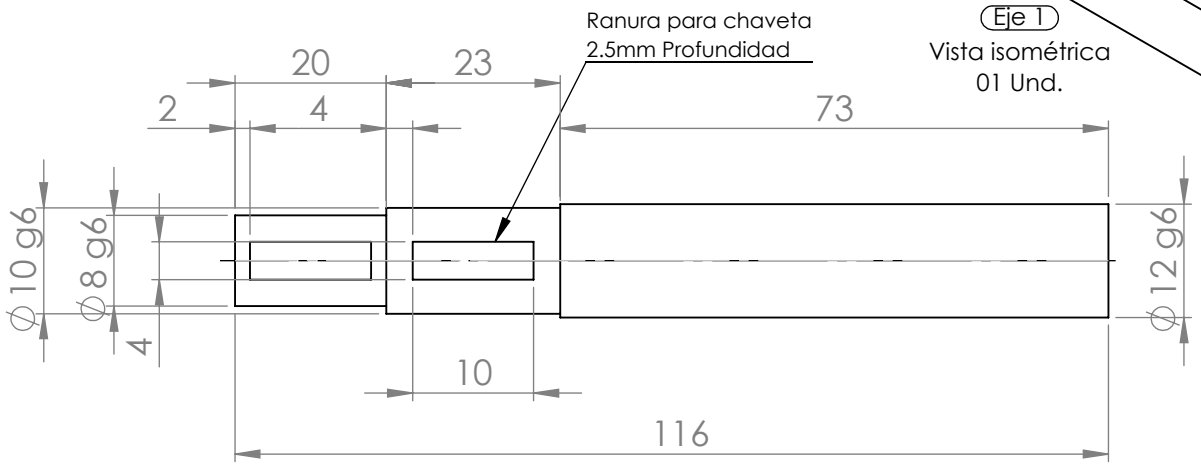
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

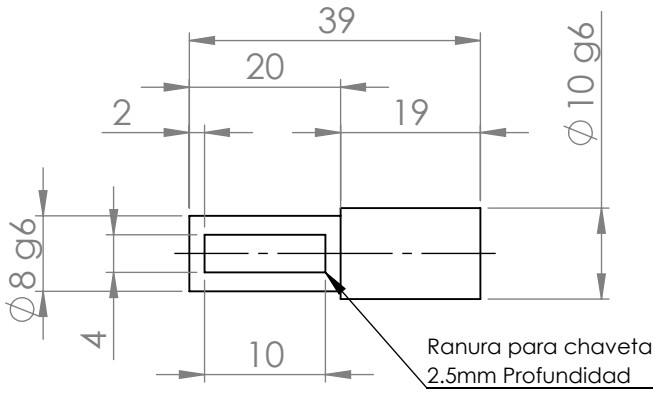
ESCALA: 2:1
UNIDAD: mm
FECHA: 02/04/2026

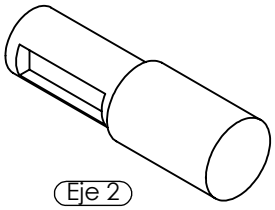
LAMINA: L-11



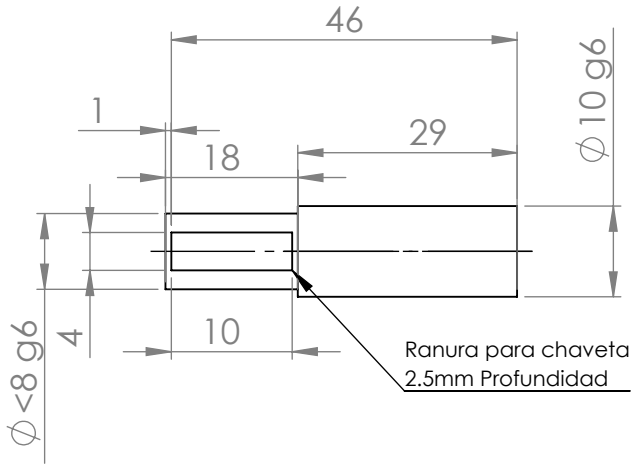
Eje 1
Vista isométrica
01 Und.

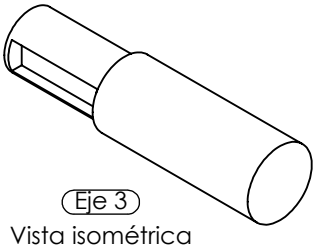






Eje 2
Vista isométrica
01 Und.





Eje 3
Vista isométrica
01 Und.

NOTAS GENERALES
-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: EJES

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

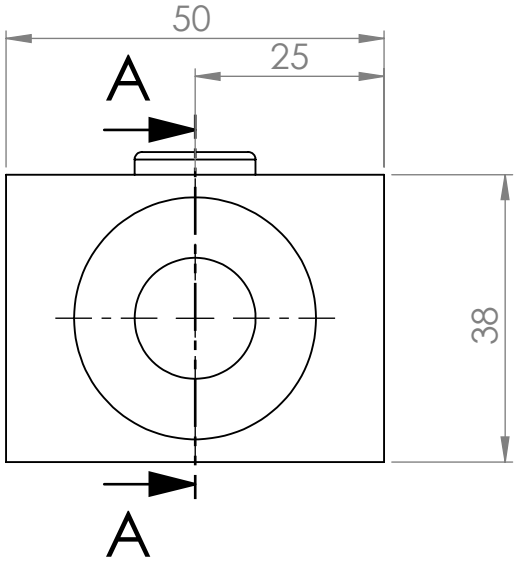
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

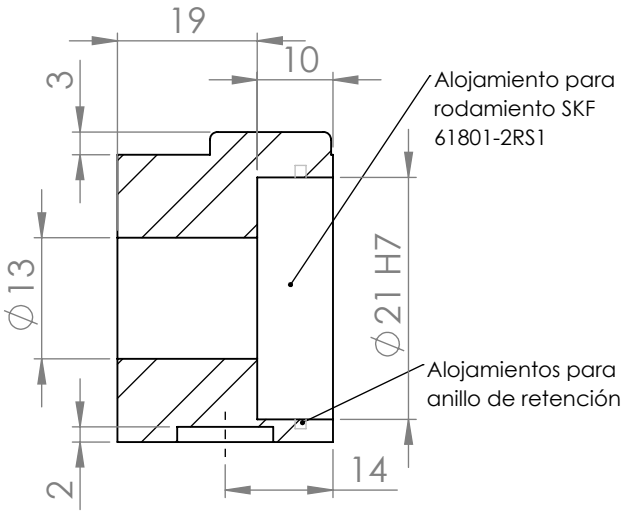
ESCALA: 1:1

UNIDAD: mm

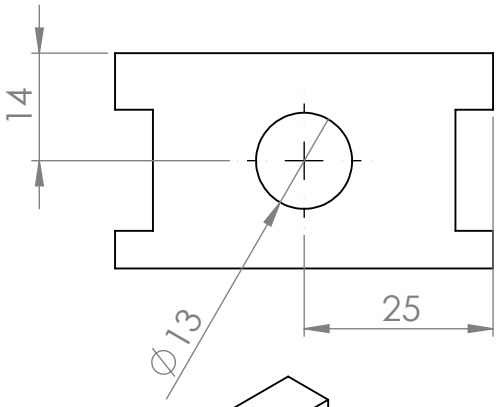
FECHA: 02/04/2026

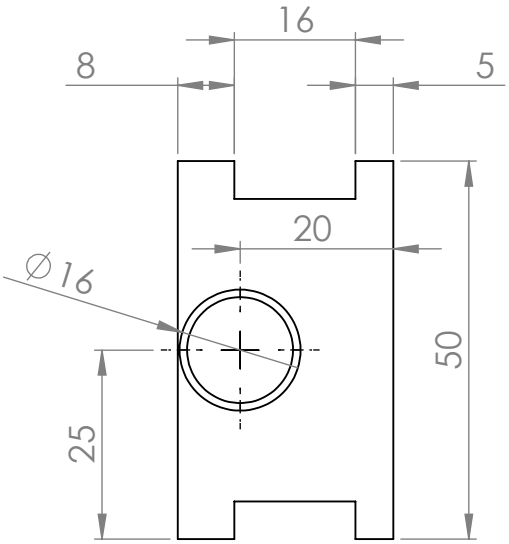
LAMINA: L-12

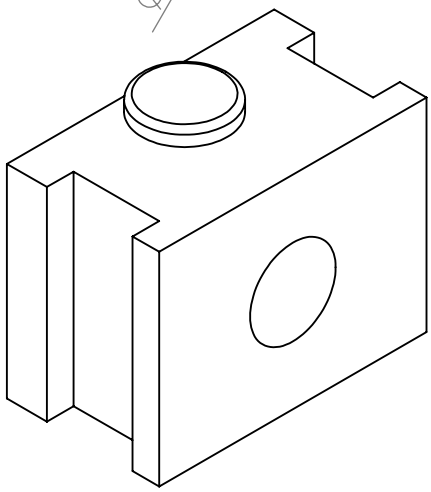




SECCIÓN A-A







Chumacera Deslizante
Vista isométrica
06 Und.

NOTAS GENERALES

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

NOTAS DE FABRICACIÓN

-Rodamiento sellado 2RS, lubricado de fábrica; no requiere relubricación durante la operación normal.

-Como alternativa de fabricación, esta pieza puede ser construida mediante ensamblaje de planchas de acero cortadas por láser y unidas mediante soldadura, seguido de mecanizado final del diámetro interior para asegurar alineación.

-La fijación axial del rodamiento se realizará mediante anillo de retención

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: SOPORTE DESLIZANTE DE RODILLO

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

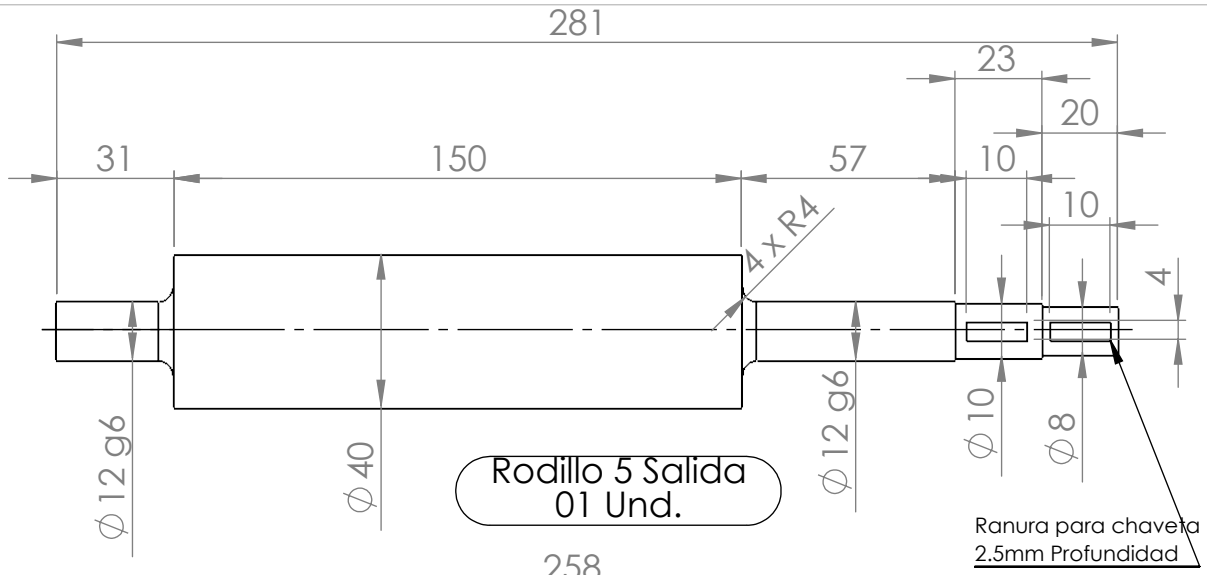
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

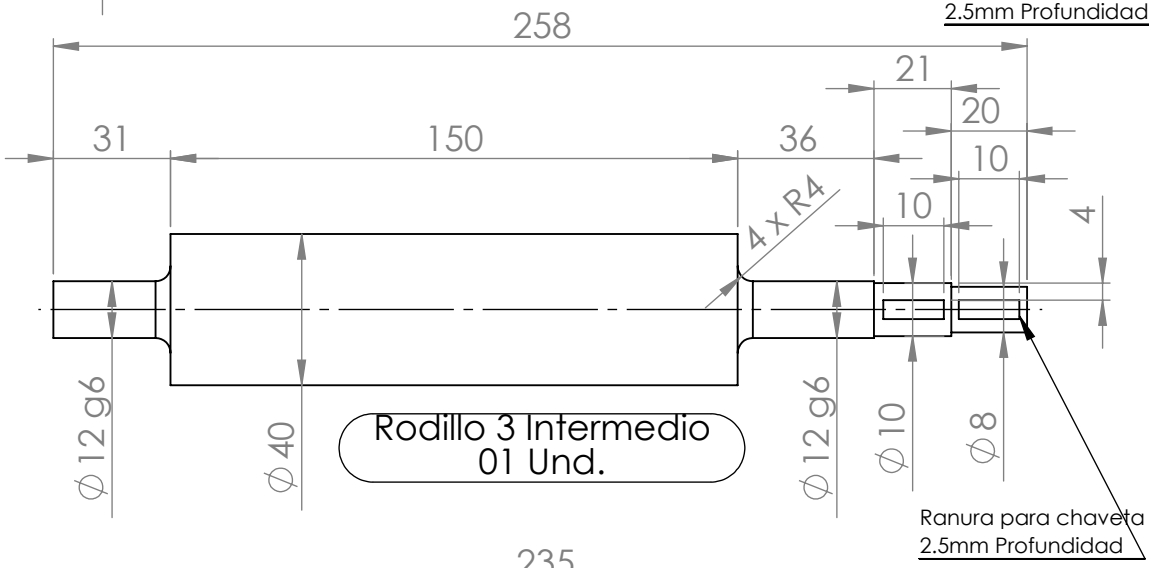
ESCALA: 1:1

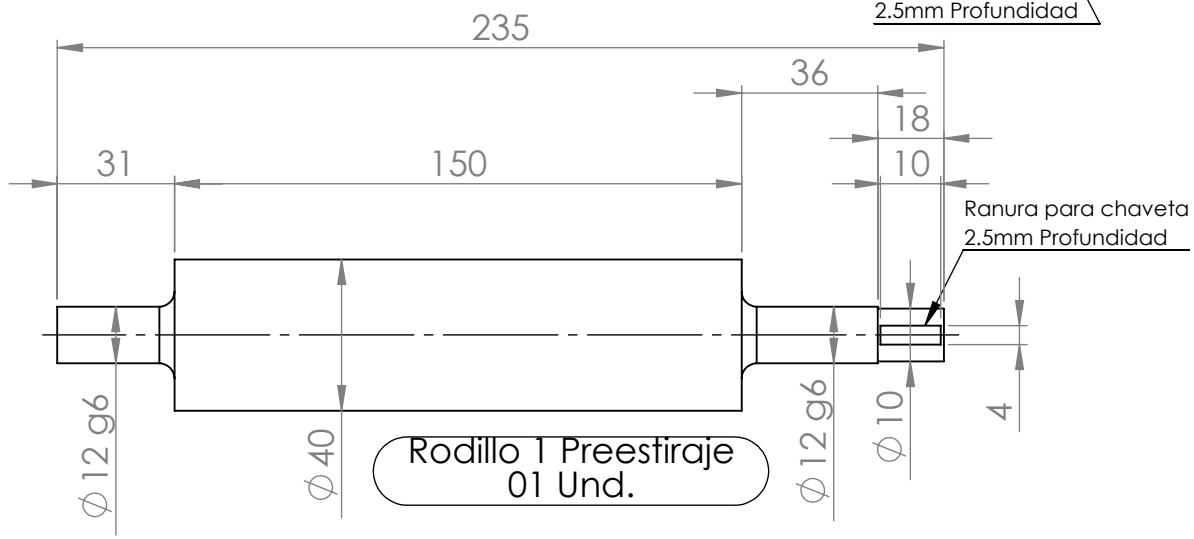
UNIDAD: mm

FECHA: 02/04/2026

LAMINA: L-13







NOTAS GENERALES

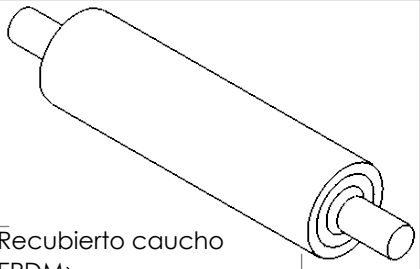
-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

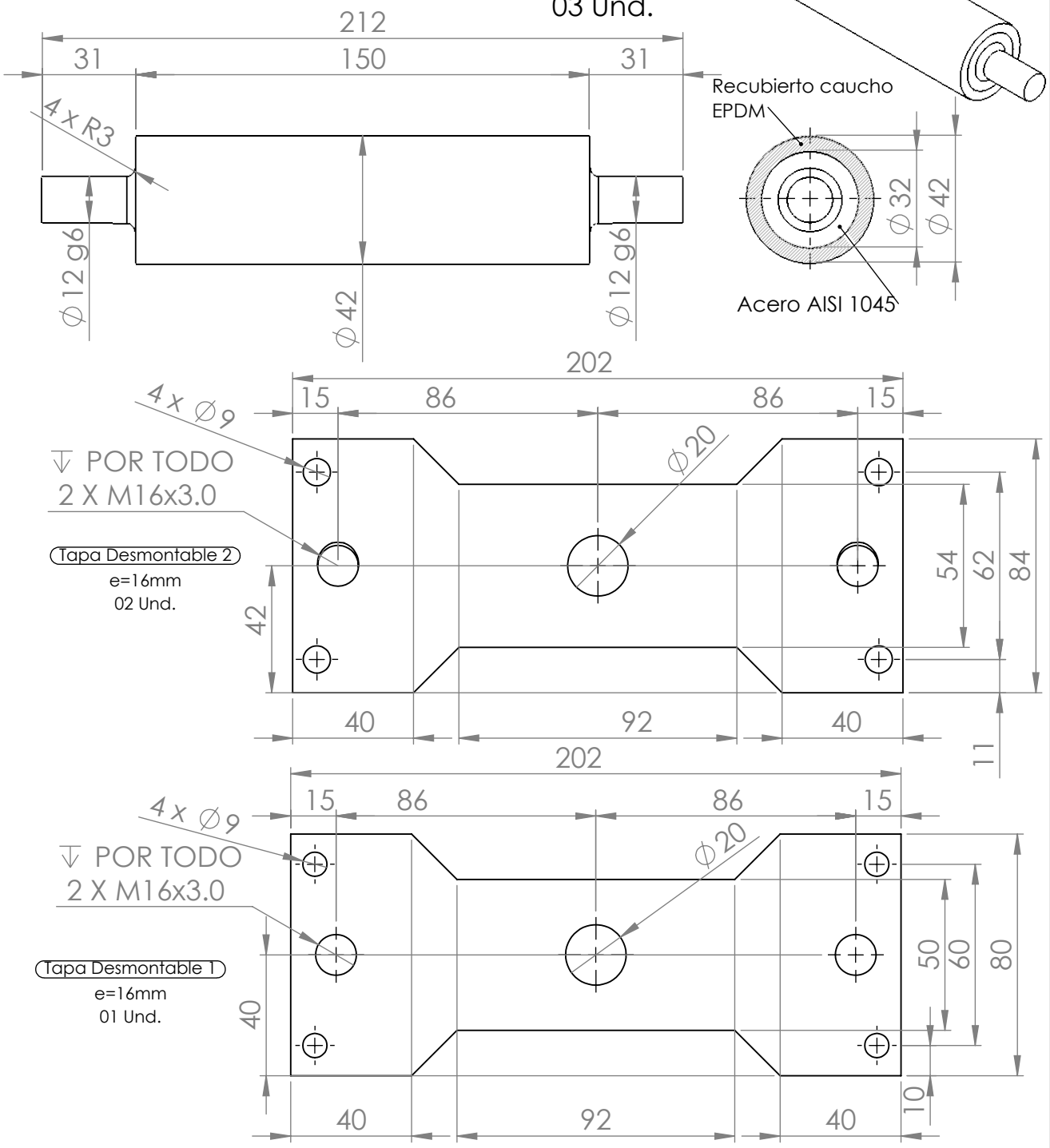
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO:	RODILLOS DE ESTIRAJE
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
MÉTODO DE PROYECCIÓN	
HECHO POR:	GUIDO CCAHUATA YAURI
ESCALA:	1:2
UNIDAD:	mm
FECHA:	02/04/2026
LAMINA:	L-14

Rodillo 2,4 y 6
Vista isométrica
03 Und.

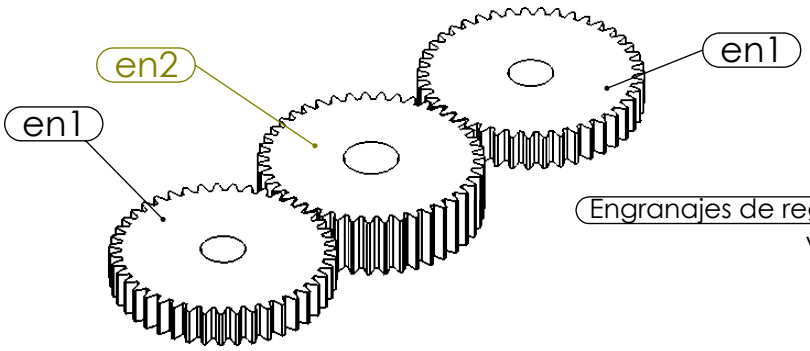




NOTAS GENERALES
-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.
-Las tapas se obtienen mediante corte Láser

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

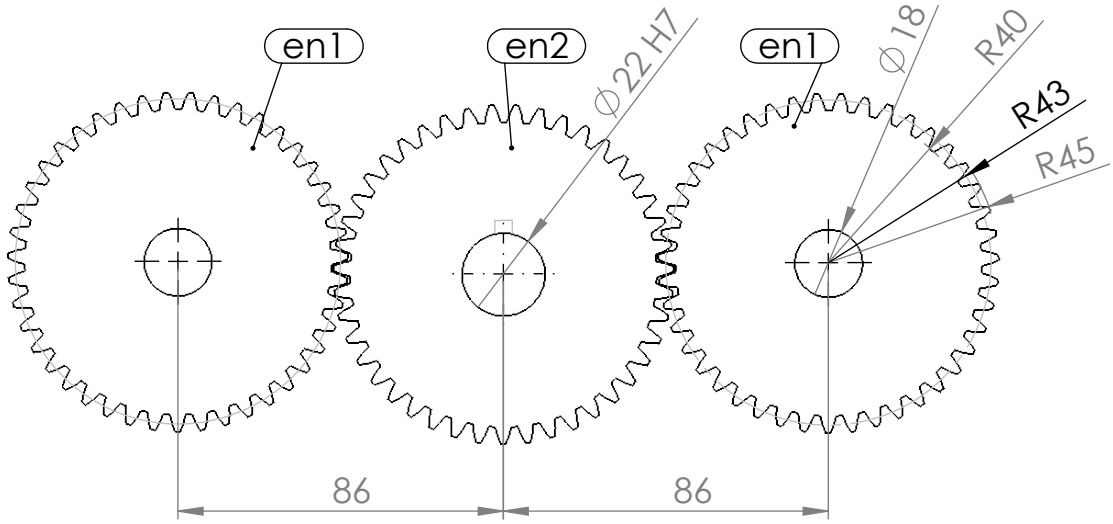
PLANO:	RODILLO DE PRESIÓN Y TAPAS DESMONTABLES
ASESORA:	MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
MÉTODO DE PROYECCIÓN	
HECHO POR:	GUIDO CCAHUATA YAURI
ESCALA:	1:2
UNIDAD:	mm
FECHA:	02/04/2026
LAMINA:	L-15

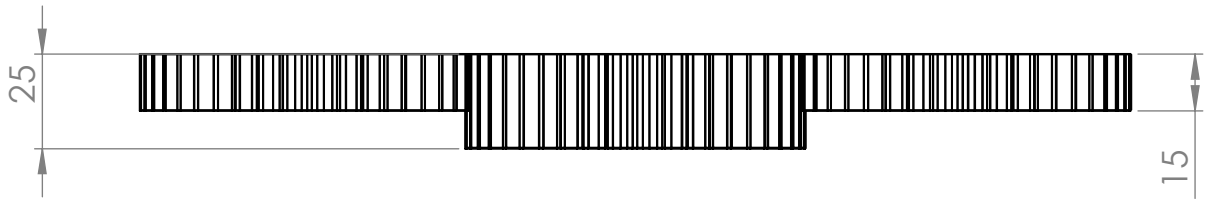


Engranajes de regulación de posición de rodillos

Vista Isométrica

03 Und.





NOTAS GENERALES

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.

-Los engranajes en1 y en2 presentan las mismas dimensiones geométricas variando únicamente en el ancho de cara."

-Estos engranajes forman parte del sistema de regulación automática accionado mediante motores paso a paso NEMA 23.

Engranaje	Cantidad	Número de dientes (z)	Módulo (m)	Diámetro de paso (d)	Ángulo de presión	Tipo de engranaje	Ancho de Cara (mm)	Material
en2	1	43	2	86	20°	C. Recto	25	AISI 1045
en1	2	43	2	86	20°	C. Recto	15	AISI 1045

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: ENGRANAJES DE REGULACIÓN DE POSICIÓN DE RODILLOS

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

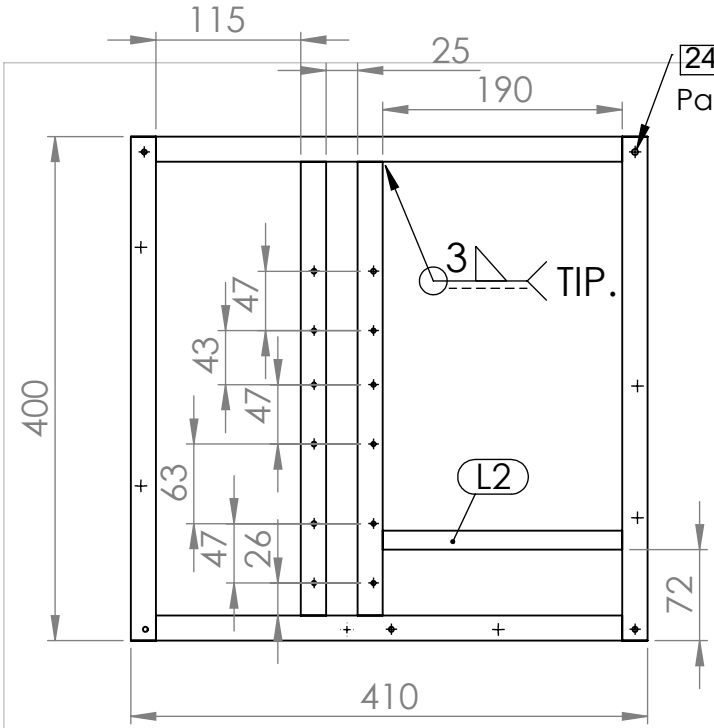
HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:2

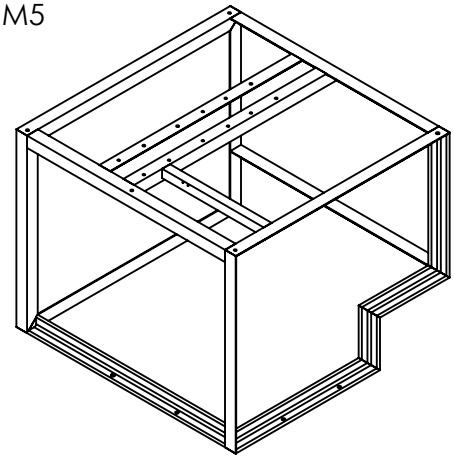
UNIDAD: mm

FECHA: 02/04/2026

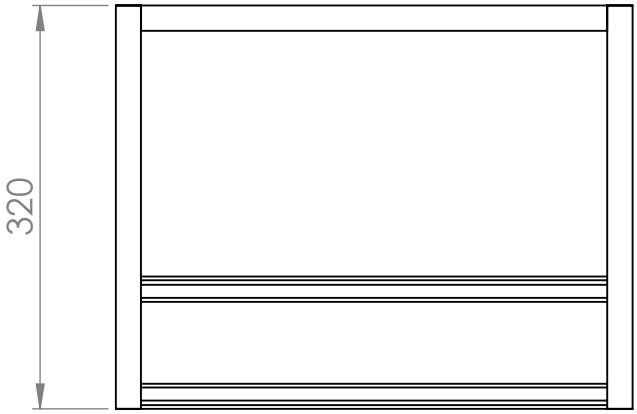
LAMINA: L-16



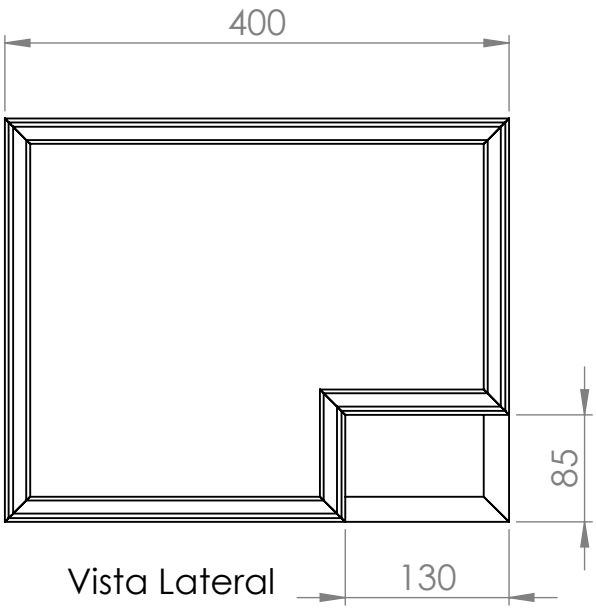
Vista de Planta



Estructura de Caja de Control
Vista Isométrica
Esc. 1:10



Vista Frontal



Vista Lateral

NOTAS GENERALES

-Salvo indicación contraria, las tolerancias generales se rigen por ISO 2768-m.
-La distribución interna de los componentes electrónicos del gabinete de control se presenta en el Anexo 08.
-El diagrama de conexiones del sistema de control se presenta en el Anexo 07.
-La vista explosionada del gabinete de control y sus componentes se presenta en el Plano L-2.1. (Sub Conjunto C).



Perfil (L2)
Lx15x15x3
Esc. 1:3



Perfil Usado
Lx20x20x3
Esc. 1:2

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

PLANO: Estructura Caja de Control

ASESORA: MGT. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

MÉTODO DE PROYECCIÓN

HECHO POR: GUIDO CCAHUATA YAURI

ESCALA: 1:6
UNIDAD: mm
FECHA: 02/06/2026

LAMINA: L-17