

Este libro presenta la creación de una máquina automatizada de alimentación de cajas de baterías para la unidad inyectora de pegamento Hotmelt en Baterías Willard S.A. con el propósito de agilizar el tráfico de las baterías alimentadas a la sección de pegado y ensamble de placas. El dimensionamiento externo se basó en principios de ergonomía apuntando a una propuesta cómoda para los operarios de la máquina. Posteriormente, un modelo CAD en SolidWorks generó los planos de fabricación de la máquina, previa verificación de componentes estructurales y de sujeción con un análisis de elemento finito. En total se integraron 240 piezas efectivas de ensamble. El ciclo de trabajo de la máquina elevadora se diseñó para cuatro niveles de alimentación. Un sensor tipo capacitivo ubicado al final del nivel cero indica la presencia o ausencia de cajas, que activa una compuerta accionada por un cilindro neumático que obstaculiza o permite el paso de las cajas de las baterías hacia la banda transportadora de cada nivel. Los sensores y actuadores están sincronizados mediante un PLC programado con KOP Ladder para apreciar las entradas, acciones y procesos intermedios provocados durante el ciclo de trabajo.

Equipo alimentador de cajas de baterías automatizado para máquina inyectora de pegamento hotmelt

# EQUIPO ALIMENTADOR DE CAJAS DE BATERÍAS AUTOMATIZADO PARA MÁQUINA INYECTORA DE PEGAMENTO HOTMELT

Javier Roldán Mckinley  
Eugenio Yime Rodríguez  
Jesús David Cervantes Tilano  
Jeison José Romero Jiménez  
Samuel Padilla García



**EQUIPO ALIMENTADOR**  
DE CAJAS DE BATERÍAS AUTOMATIZADO  
**PARA MÁQUINA INYECTORA**  
**DE PEGAMENTO HOTMELT**





# **EQUIPO ALIMENTADOR**

DE CAJAS DE BATERÍAS AUTOMATIZADO

# **PARA MÁQUINA INYECTORA**

# **DE PEGAMENTO HOTMELT**

*Javier Roldán Mckinley - Eugenio Yime Rodríguez*  
*Jesús David Cervantes Tilano - Jeison José Romero Jiménez*  
*Samuel Padilla García*



Catalogación en la publicación. Universidad del Atlántico. Departamento de Bibliotecas  
Roldán Mckinley, Javier -- Yime Rodríguez, Eugenio -- Cervantes Tilano, Jesús David  
-- Romero Jiménez, Jeison José -- Padilla García, Samuel  
Equipo alimentador de cajas de baterías automatizado para máquina inyectora de pegamento Hotmelt / Javier Roldán Mckinley, Eugenio Yime Rodríguez, Jesús David Cervantes Tilano, Jeison José Romero Jiménez, Samuel Padilla García. – 1 edición. – Puerto Colombia, Colombia: Sello Editorial Universidad del Atlántico, 2018.  
130 páginas. Ilustraciones. 21 x 27 cm  
Incluye bibliografía  
ISBN 978-958-5525-32-0 (Libro descargable PDF)  
1. Equipo industrial 2. Diseño de máquina – ingeniería mecánica 3. Diseño industrial -- máquinas -- herramientas. 4. Ergonomía – salud ocupacional. I. Autor. II. Título.  
CDD: 621.8 E64

**Equipo Alimentador de Cajas de Baterías Automatizado para Máquina Inyectora de Pegamento Hotmelt**

Autoría: Javier Roldán Mckinley - Eugenio Yime Rodríguez  
Jesús David Cervantes Tilano - Jeison José Romero Jiménez  
Samuel Padilla García

© Universidad del Atlántico, 2018

**Edición:**

Sello Editorial Universidad del Atlántico  
Km 7 Vía Puerto Colombia (Atlántico)  
www.uniatlantico.edu.co  
publicaciones@mail.uniatlantico.edu.co

**Impresión:**

Calidad Gráfica S.A.  
Av. Circunvalar Calle 110 No. 6QSN-522  
PBX: 336 8000  
lsalcedo@calidadgrafica.com.co  
Barranquilla, Colombia

Publicación Electrónica  
Barranquilla (Colombia), 2018

Nota legal: Reservados todos los derechos. No se permite la reproducción total o parcial de esta obra, ni su transmisión en cualquier forma o por cualquier medio (electrónico, mecánico, fotocopia, grabación u otros medios conocidos o por conocerse) sin autorización previa y por escrito de los titulares de los derechos patrimoniales. La infracción de dichos derechos puede constituir un delito contra la propiedad intelectual. La responsabilidad del contenido de este texto corresponde a sus autores. Depósito legal según Ley 44 de 1993, Decreto 460 del 16 de marzo de 1995, Decreto 2150 de 1995 y Decreto 358 de 2000.

**Cómo citar este libro:**

Roldán-Mckinley, J., Yime Rodríguez, E., Cervantes-Tilano, J., Romero-Jiménez, J. y Padilla García, S. (2018). *Equipo Alimentador de Cajas de Baterías Automatizado para Máquina Inyectora de Pegamento Hotmelt*. Barranquilla: Sello Editorial Universidad del Atlántico.

# CONTENIDO

<b>PRESENTACIÓN.....</b>	<b>13</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>15</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>17</b>
<b>2. SINOPSIS DEL TRABAJO.....</b>	<b>19</b>
<b>3. ANÁLISIS ERGONÓMICO.....</b>	<b>21</b>
3.1 Necesidad del diseño: Análisis de necesidades.....	22
3.2 Conceptos básicos y análisis preliminar .....	23
3.3 Zonas de trabajo.....	24
3.4 Diseño detallado.....	27
<b>4. DISEÑO ESTRUCTURAL.....</b>	<b>33</b>
4.1 Diseño de banda transportadora.....	33
4.2 Cálculo de estructura interna.....	34
4.3 Análisis por elementos finitos de la estructura interna.....	37
4.4 Cálculo de estructura externa.....	39
<b>5. DISEÑO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN DE CARGA.....</b>	<b>41</b>
5.1 Cálculo y selección del cable de elevación.....	42
5.2 Diseño a fatiga del cable .....	43
5.3 Longitud útil del tambor .....	44
5.4 Determinación de la potencia necesaria.....	45
5.5 Análisis en el eje del tambor de arrollamiento.....	48
5.5.1 Cálculo del diámetro del eje del tambor .....	52
5.5.2 Diseño del eje del tambor a fatiga: Análisis de fluctuación.....	53
5.5.3 Selección de chumaceras .....	56
5.5.4 Espesor del tambor.....	56
5.5.5 Diseño a fatiga del tambor de arrollamiento.....	57
5.5.6 Análisis por elementos finitos del conjunto eje y tambor .....	59

<b>6. DISEÑO DE LA BANCADA DEL MOTORREDUCTOR.....</b>	<b>63</b>
6.1 Análisis de juntas soldadas de la bancada.....	66
6.2 Diseño de pernos de chumacera.....	67
6.3 Análisis de elementos finitos de la bancada.....	71
6.4 Diseño de apoyo de chumaceras.....	73
<b>7. ANÁLISIS DEL EJE DE LAS POLEAS.....</b>	<b>77</b>
<b>8. DISEÑO DE APOYOS DEL EJE DE POLEAS-ESTRUCTURA INTERNA.....</b>	<b>79</b>
8.1 Análisis de las juntas soldadas en apoyos del eje.....	81
8.2 Diseño del perno.....	82
8.3 Análisis por elementos finitos de apoyos del eje.....	82
<b>9. RESUMEN DE LA MÁQUINA ALIMENTADORA DE CAJAS.....</b>	<b>85</b>
<b>10. GENERALIDADES DE LA AUTOMATIZACIÓN DEL EQUIPO ALIMENTADOR DE CAJAS DE BATERÍAS.....</b>	<b>87</b>
10.1 Descripción del ciclo y selección de elementos.....	87
10.2 Narrativa del ciclo de trabajo.....	88
10.3 Simulación en Ladder.....	90
<b>11. ACERCA DEL MANUAL DE OPERACIÓN.....</b>	<b>91</b>
<b>12. PRUEBAS Y PUESTA A PUNTO.....</b>	<b>93</b>
<b>13. COMENTARIOS FINALES.....</b>	<b>97</b>
<b>AGRADECIMIENTOS.....</b>	<b>99</b>
<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>101</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>105</b>
<b>ACERCA DE LOS AUTORES.....</b>	<b>129</b>

# LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b>	Altura a tener en cuenta dentro del diseño de un puesto de trabajo de pie.....	25
<b>Figura 2:</b>	Ilustración de zonas de trabajo.....	26
<b>Figura 3:</b>	Zona de trabajo normal.....	26
<b>Figura 4:</b>	Dimensiones generales, en mm, de la máquina alimentadora de cajas de baterías.....	29
<b>Figura 5:</b>	Altura máxima.....	30
<b>Figura 6:</b>	Línea oreja-ojo.....	31
<b>Figura 7:</b>	Detalle de rodillos transportadores.....	34
<b>Figura 8:</b>	Estructura interna y externa en consideración.....	35
<b>Figura 9:</b>	Modelamiento de la estructura interna a partir de una malla de nodos.....	37
<b>Figura 10:</b>	Diagrama de deformaciones estructura interna.....	38
<b>Figura 11:</b>	Distribución de factores de seguridad.....	38
<b>Figura 12:</b>	Distribución de esfuerzos.....	38
<b>Figura 13:</b>	Esquema del conjunto motorreductor–tambor de arrollamiento-carga.....	42
<b>Figura 14:</b>	Montaje conjunto tambor de arrollamiento–motorreductor, medidas en mm.....	48
<b>Figura 15:</b>	Vista traslúcida del sistema de transmisión principal.....	49
<b>Figura 16:</b>	DCL (Diagrama de cuerpo libre) conjunto tambor de arrollamiento-motorreductor.....	50

<b>Figura 17:</b> Eje y tambor, medidas en mm.....	50
<b>Figura 18:</b> Diagrama de cuerpo libre del tambor .....	51
<b>Figura 19:</b> Diagrama de cuerpo libre del eje, medidas en mm.....	51
<b>Figura 20:</b> Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el tambor de arrollamiento .....	52
<b>Figura 21:</b> Esfuerzo sinusoidal completamente invertido.....	53
<b>Figura 22:</b> Eje del tambor sin considerar su peso, medidas en mm.....	58
<b>Figura 23:</b> Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el tambor de arrollamiento .....	58
<b>Figura 24:</b> Condiciones iniciales de eje y tambor .....	59
<b>Figura 25:</b> Resultados de la simulación para el conjunto eje y tambor, esfuerzo de Von Misses .....	60
<b>Figura 26:</b> Ciclo de vida del conjunto eje y tambor.....	61
<b>Figura 27:</b> Resultados de simulación para el eje del tambor, deformación unitaria	61
<b>Figura 28:</b> Resultados de simulación para el eje del tambor, factor de seguridad con esfuerzo de Von Misses.....	62
<b>Figura 29:</b> Resultados de simulación para el eje del tambor, esfuerzo de Von Misses .....	62
<b>Figura 30:</b> Bancada motorreductor.....	63
<b>Figura 31:</b> Diagrama de cuerpo libre de la bancada.....	64
<b>Figura 32:</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector de perfil L, bancada del motorreductor.....	66
<b>Figura 33:</b> Montaje de pernos en el perfil L.....	68
<b>Figura 34:</b> Esquema de la junta pernada .....	69
<b>Figura 35:</b> Diagrama de deformaciones para la bancada .....	72
<b>Figura 36:</b> Distribución de esfuerzos von Mises para la bancada .....	72
<b>Figura 37:</b> Distribución de factores de seguridad para la bancada.....	73
<b>Figura 38:</b> Diagrama de Cuerpo Libre del apoyo de las chumaceras.....	74
<b>Figura 39:</b> Diagrama de cargas, cortante y momento flector para perfil apoyo de chumaceras.....	75
<b>Figura 40:</b> Diagrama de Cuerpo Libre de la unión del Perfil C-estructura externa	76

<b>Figura 41:</b> Esfuerzos unión Perfil C–estructura externa.....	76
<b>Figura 42:</b> Factores de seguridad unión Perfil C–estructura externa.....	76
<b>Figura 43:</b> Esquema del eje tensor de las poleas, medidas en mm.....	77
<b>Figura 44:</b> Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el eje de las poleas .....	78
<b>Figura 45:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Perfil C apoyo del eje de las poleas...	80
<b>Figura 46:</b> Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el apoyo del eje de las poleas.....	81
<b>Figura 47:</b> Diagrama de deformaciones para el apoyo del eje de poleas .....	83
<b>Figura 48:</b> Distribución de esfuerzos Von Mises para el apoyo del eje de poleas	83
<b>Figura 49:</b> Distribución de factores de seguridad para el apoyo del eje de poleas	84
<b>Figura 50:</b> Vista explosionada de la máquina alimentadora de cajas de baterías	86
<b>Figura 51:</b> Esquema de ubicación de componentes.....	88
<b>Figura 53:</b> Diagrama de mando y señales .....	89
<b>Figura 54:</b> Luces indicadoras para cada uno de los movimientos .....	94
<b>Figura 55:</b> Compuerta abierta y máquina detenida.....	94
<b>Figura 56:</b> Plataforma ascendiendo.....	95
<b>Figura 57:</b> Plataforma descendiendo.....	95



# LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1:</b>	Características generales del puesto de trabajo .....	23
<b>Tabla 2:</b>	Factor de riesgo de trabajo .....	23
<b>Tabla 3:</b>	Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana-sexo femenino .....	28
<b>Tabla 4:</b>	Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana-sexo masculino .....	28
<b>Tabla 5:</b>	Movimientos de control y efectos esperados .....	31
<b>Tabla 6:</b>	Valores de K, factor de fijación para distintas conexiones en los extremos .....	36
<b>Tabla 7:</b>	Peso de elementos en elevación .....	41
<b>Tabla 8:</b>	Peso de estructura a elevarse .....	43
<b>Tabla 9:</b>	Factor $S_1$ para reductores sinfín-corona .....	47
<b>Tabla 10:</b>	Factor $S_2$ para reductores sinfín-corona .....	47
<b>Tabla 11:</b>	Factor por temperatura, $F_T$ , para reductores sinfín-corona .....	47
<b>Tabla 12:</b>	Características generales del motorreductor .....	48
<b>Tabla 13:</b>	Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín..	55
<b>Tabla 14:</b>	Factores de confiabilidad $K_e$ .....	55
<b>Tabla 15:</b>	Listado Componentes de Máquina Alimentadora de Cajas de Baterías .....	85
<b>Tabla 16:</b>	Señales de Entrada Utilizadas .....	90
<b>Tabla 17:</b>	Señales de Salida Utilizadas .....	90



# PRESENTACIÓN

Dentro de las líneas de investigación del grupo DIMER del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico se encuentra el Diseño de Mecanismos y Máquinas. Como resultado de la interacción del grupo con la Industria, se tiene el diseño de una solución al problema de alimentación de las cajas plásticas de baterías, con el propósito de tecnificar esta sección de la línea de producción y así mejorar la competitividad de la empresa interesada.

En este libro se presenta a detalle el diseño de un equipo alimentador de cajas de baterías automatizado para máquina inyectora de pegamento Hotmelt. El diseño abarca desde la recolección de información de campo con los operarios hasta el manual de operación. El dimensionamiento preliminar se realiza teniendo en cuenta criterios de diseño del producto y antropometría, buscando un diseño que brinde comodidad en la interacción de los operarios con la máquina.

El diseño estructural y de elementos de transmisión de potencia se realiza tanto analítica como numéricamente. Los cálculos analíticos se soportan en las teorías de falla para diseño estático y fatiga, mientras que para las aproximaciones numéricas se utiliza el software SolidWorks licenciado para la Universidad del Atlántico. Finalmente, el manual de operación redactado permitirá a los usuarios un uso adecuado y seguro de la máquina. Se espera que este libro sirva de guía para proyectos similares de Diseño de Maquinaria en la industria del movimiento de materiales y piezas.



## RESUMEN

Este libro presenta la creación de una máquina automatizada de alimentación de cajas de baterías para la unidad inyectora de pegamento Hotmelt en Baterías Willard S.A., con el propósito de agilizar el tráfico de las baterías alimentadas a la sección de pegado y ensamble de placas. El diseño preliminar se basó en principios de ergonomía apuntando a una propuesta cómoda para los operarios de la máquina. Para tal fin, se consideraron los datos correspondientes al percentil 50 de la población colombiana. Se determinó que un motor de  $\frac{1}{2}$  HP conectado a un sistema sinfín-corona era suficiente para accionar el mecanismo de elevación de baterías. Posteriormente, un modelo CAD en SolidWorks generó los planos de fabricación de la máquina, previa verificación de componentes estructurales y de sujeción con un análisis de elemento finito. En total se integraron 240 piezas efectivas de ensamble. El ciclo de trabajo de la máquina elevadora se diseñó para cuatro niveles de alimentación. Un sensor tipo capacitivo S18SN6L ubicado al final del nivel cero indica la presencia o ausencia de cajas, mediante la emisión constante de señal a los cuatro sensores reflectivos Autonics BMS 2M-MDT para identificar el nivel de alimentación rastreado. Ante la presencia o ausencia de cajas se activa la compuerta accionada por un cilindro neumático que permite u obstaculiza el paso de las cajas de las baterías hacia la banda transportadora de cada nivel. Los sensores y actuadores están sincronizados con un PLC FX3GE-24M/ES-Mitsubishi, y son gobernados mediante un algoritmo de secuencia de trabajo, programado con KOP Ladder para apreciar las entradas, acciones y procesos intermedios provocados durante el ciclo de trabajo.



# 1. INTRODUCCIÓN

Los procesos industriales se pueden definir como un conjunto de acciones realizadas por una o más máquinas adecuadamente coordinadas que dan como resultado la fabricación de un producto [1]. Este producto puede ser resultado de procesos de mecanizado, transporte, o control de diferentes actividades industriales para reducir la mano de obra y simplificar el trabajo, es por ello que se utilizan máquinas para realizar las operaciones de manera automática apuntando a un proceso más rápido y eficiente. Sin embargo, la toma de decisiones en un ambiente de fabricación puede ser muy compleja a causa de las alternativas disponibles y la naturaleza sería a la vez incierta del resultado de las decisiones [2].

En cuanto a la automatización del proceso de elevación de carga, se destacan los ascensores, que debido a la incursión de nuevas tecnologías han experimentado grandes transformaciones, pasando desde el uso de palancas, poleas, rodillos, planos inclinados, e incluso máquinas de vapor como sistema de tracción, hasta llegar al uso de la hidráulica y neumática [3], asociada con componentes tanto mecánicos como eléctricos, dada la necesidad de transportar mayores capacidades en menor tiempo [4], incluyendo en su sistema de control el uso de los PLC, donde el nivel o posición de la cabina es indicada por los finales de carrera [5]. Un sistema muy utilizado en la industria es el ascensor de carga tipo Mitsubishi Fx2N, el cual tiene integrados sensores de reconocimiento de color e identificación de niveles para estaciones, equipo adecuado en plantas donde se deben descargar cajas de diferentes colores en diferentes pisos. Viene equipado con sensores de proximidad tipo óptico, interruptores de proximidad inductivos y sensores infrarrojos, que se basan en la cantidad de reflexión de un color específico para clasificar los objetos mediante el color de su superficie [6,7].

En el proceso de fabricación y ensamble de baterías intervienen distintos equipos dependiendo del tipo de placa a elaborarse, sea esta de carga positiva o de carga negativa. Específicamente en la empresa Baterías Willard S.A., esto inicia en la sección de metalurgia en donde se prepara y se alista la materia prima que posteriormente se emplea en la sección de ensamble. El ensamble inicia con el apilamiento de placas (máquina COS), para un posterior pegado de las mismas con aplicación de pegamento por la máquina inyectora Hotmelt. Actualmente, en la sección de ensamble se presentan problemas de productividad y confort, causados por el apilamiento no deseado de cajas de baterías utilizadas en el proceso de inyección de pegamento, lo cual crea obstrucción en los pasillos y favorecimiento de potenciales accidentes laborales. Así mismo, los operarios deben realizar movimientos repetitivos para el rearmado de nuevos bloques de baterías, de hasta 2 metros de altura, que deben apilarse al finalizar el proceso, presentándose una considerable pérdida de tiempo. La máquina propuesta puede contribuir a la reducción de tiempos muertos, de preparación o puestas a punto, además de minimizar el nivel de riesgo evitando incidentes y accidentes laborales originados en el proceso productivo que es realizado por el operario actualmente.

En este trabajo, se presenta la implementación de un equipo alimentador de cajas de baterías automatizado, para la máquina inyectora de pegamento Hotmelt en la sección de ensamble de la empresa Baterías Willard S.A. de la ciudad de Barranquilla. Como requerimiento de diseño, la máquina deberá ser capaz de recibir cajas desde cuatro niveles de alimentación, y entregarlas a la máquina de pegado en el nivel inferior o nivel cero, el cual también es nivel de alimentación de cajas de baterías. Típicamente se emplean rodillos transportadores para el movimiento de las cajas de baterías dentro de la máquina alimentadora, hasta alcanzar la sección de elevación que estará sincronizada con cada uno de los cuatro niveles de entrega de material. Se planea la integración del principio de funcionamiento de ascensor con sensores y un Controlador Lógico Programable-PLC para crear un sistema mecánico dimensionado de acuerdo a las necesidades de la empresa.

## 2. SINOPSIS DEL TRABAJO

Con el fin de cumplir los objetivos expuestos en el presente proyecto, se han planeado una serie de pasos y etapas. De acuerdo al nivel de profundidad, podría decirse que esta investigación tiene algo del tipo exploratorio debido a lo poco documentado acerca del tema de elevación de carga en el proceso de fabricación de baterías [8]. De acuerdo al diseño, este trabajo muestra ser una investigación experimental [9, 10], con un enfoque cuantitativo fundamentado en los cálculos estructurales y programación de sensores y actuadores integrados a la máquina [10, 11]. La finalidad de la investigación es poner en práctica resultados de investigación aplicada en el campo de la automatización industrial, por lo cual según [11] es una investigación de desarrollo.

Se inicia con la revisión bibliográfica y técnica de mecanismos, máquinas o sistemas de alimentación y movimiento de placas de baterías; incluyendo patentes, artículos científicos, artículos técnicos y trabajos relacionados reportados de uso en la industria, o a nivel de diseño y/o simulación. Se continúa con la identificación de las condiciones de trabajo y requerimientos de diseño de la máquina, tales como, espacio disponible para su funcionamiento en la sección de ensamble de baterías, alturas y velocidades de operación a alcanzarse durante el proceso de elevación y transporte de las distintas referencias de cajas de baterías; al igual que las cargas máximas y mínimas a ser desplazadas en este proceso; teniendo en consideración el ambiente corrosivo existente en la planta debido al plomo desprendido en la fabricación de las placas de las baterías. En esta etapa se consultarán los operarios, técnicos e ingenieros involucrados en el proceso de ensamble para recopilar la información requerida para llegar a una propuesta de diseño. Para el proceso de diseño de la bancada, elementos estructurales, mecanismos

de transmisión de movimiento, elementos de sujeción y cálculo de la potencia de accionamiento requerida para la operación de la misma, se planea seguir la metodología propuesta por Miravete para elevadores. Los cálculos preliminares para chequeo de seguridad estructural se realizarán aplicando la teoría de falla correspondiente (fatiga o diseño estático) en cada elemento, atendiendo a la vez las especificaciones de selección de materiales y de seguridad industrial [12]. Posteriormente se elaborará un modelo CAD en Solidworks® para el análisis de elemento finito de sus elementos y comparar los factores de seguridad arrojados contra los obtenidos mediante cálculo para los principales componentes.

Se prosigue con la determinación de etapas del ciclo de trabajo, y la determinación, ubicación y selección de sensores y actuadores requeridos, los cuales serán gobernados mediante un algoritmo de secuencia de trabajo. Debido a la gran cantidad de ventajas que representa la implementación de PLCs para procesos industriales, se ha seleccionado este elemento como el cerebro integrador del hardware y controlador de secuencia para la elevación. Se debe asegurar que los elementos del sistema de automatización estén protegidos de la contaminación del entorno de trabajo, tales como humedad, salpicadura o agua directa, polvo y ambiente corrosivo, e interferencias electromagnéticas; o en su defecto, que estén dispuestos de una manera que permita una fácil y constante limpieza. En el proceso de automatización se planea seguir la metodología de proyectos de automatización propuesta por Castro, Padilla y Romero. Se sintetizará el proceso aislando los principales factores del proceso con el análisis de cada variable que represente cambio de la situación actual de la producción de inyección de pegamento, o en los subsistemas que ellas afecten [13, 14, 15]. Para la programación lógica del proceso diseñado, una vez seleccionados los sensores y actuadores, se planea utilizar un PLC de gama baja y bajo costo, tal como el PLC FX3GE-24M/ES (Familia de PLCs Mitsubishi), pues se espera que no se necesite integrar más de 10 sensores y actuadores. La programación del algoritmo del proceso se puede realizar con Ladder o GRAFCET para apreciar las entradas, acciones y procesos intermedios que provocan las acciones. Una vez se lleve a punto de operación satisfactorio el desempeño de la máquina, se procede a elaborar el manual de instrucciones de uso para ser socializado en la empresa.

### 3. ANÁLISIS ERGONÓMICO

El proceso de diseño del equipo alimentador de cajas de baterías se inicia con la identificación de las condiciones de trabajo, un factor determinante es el poco espacio disponible en planta para su operación, lo que ocasiona problemas de productividad y confort debido al apilamiento no deseado de cajas de baterías, por esta razón se propone como solución un equipo que permita almacenar las cajas donde actualmente son apiladas y posteriormente entregarlas a la banda transportadora de la máquina inyectora de pegamento Hotmelt y, así evitar los movimientos repetitivos realizados por parte de los operarios en el rearmado de hasta dos metros de bloques de baterías. En esta etapa del diseño intervienen los operarios, técnicos e ingenieros del área de ensamble y se concluye a través de entrevistas y reuniones con la gerencia, que la máquina a construir debe contar con una plataforma de distintos pisos, donde estos sean bandas transportadoras que permitan impulsar por gravedad las cajas de baterías a la banda transportadora de la máquina Hotmelt y dado a que esta última es fija, la plataforma debe ascender y descender tipo elevador, para ello se integran sensores que detecten la presencia de cajas e indiquen la posición por pisos para el posterior paso a la banda transportadora. Una de las etapas más importantes en el desarrollo de un producto es el diseño ergonómico del mismo, su aplicación contribuye a herramientas más funcionales y a espacios de trabajos más habitables, mejorando la comodidad, seguridad y salud de los trabajadores. Desde el punto de vista etimológico, la ergonomía se define como el conjunto de reglas usadas para organizar el trabajo, es decir, es el conjunto de normas y/o teorías encaminadas hacia el mejoramiento del entorno en el cual se desenvuelve un ser humano [16, p.6].

La ergonomía es la disciplina que estudia las características humanas con el fin de diseñar las condiciones con las que una persona interactúa con su entorno, esto incluye todo lo que involucre la mano del hombre como herramientas, dispositivos, equipos, máquinas y los avances del medio [17], por tanto, esta disciplina no solo se enmarca en el ambiente laboral, sino que relaciona toda interacción del ser humano con el medio que lo rodea. Las lesiones o enfermedades ocupacionales, están presentes en todas las áreas de trabajo, tanto en aquellas que exijan alta actividad física como en aquellas de actividad sedentaria, por ello el resultado de un buen diseño ergonómico es la obtención de un producto con unas dimensiones acordes al tipo de persona que hará uso de este y, garantiza que los usuarios no sufran lesiones que afecten su salud mental y física debido a esfuerzos innecesarios. La productividad del trabajador, la eficiencia con la cual realiza cierta acción, el incremento de la calidad de vida durante el trabajo, la reducción de riesgos de accidentes e incidentes laborales, la fatiga por malas posiciones y movimiento repetitivos están directamente relacionados con la comodidad de su puesto de trabajo, siendo estos varios de los beneficios que se logran con la incorporación de la ergonomía [18].

### **3.1 Necesidad del diseño: Análisis de necesidades**

El correcto diseño del puesto de trabajo aplicando las teorías y recomendaciones ergonómicas existentes, permite el mejoramiento de las condiciones en las que se operará el equipo alimentador de caja de baterías. Dentro de los objetivos que se deben alcanzar para el buen diseño del puesto de trabajo se encuentran [19]:

- Evitar que el usuario se encuentre siempre en la misma posición.
- Producir un entorno de trabajo dinámico que mantenga al usuario ocupado en diferentes actividades.
- Establecer un área de trabajo adecuada que mejore el espacio y a su vez permita reducir sobreesfuerzos cuando se realizan movimientos propios de la actividad realizada.

Antes de realizar el diseño del puesto de trabajo, primero se definen las características del mismo, para ello se establecen las condiciones generales y el factor de riesgo de trabajo (Característica del ambiente de trabajo asociadas a lesiones) [16, p.8], resumidas en las Tablas 1 y 2, respectivamente.

**Tabla 1:** Características generales del puesto de trabajo

Características físicas: Se consideran así a las interacciones primarias entre el operador y el ambiente laboral que son independientes de un ambiente externo.	Postura: De pie. Fuerza: 0,5 kgf Repeticiones: 112 por cargue y transporte. Duración: Turno de 7 horas. Cargas dinámicas: No Aplica.
Características ambientales: Se consideran así a las interacciones primarias entre el operador y el ambiente en el que se ejecuta la acción.	Estrés por calor: Sí. Vibración: No Aplica. Iluminación: Adecuada. Ruido: Excesivo.
Postura: Posición con la cual se desempeña un trabajo.	Posición: De pie.

**Fuente:** Los autores**Tabla 2:** Factor de riesgo de trabajo

Concepto	Condiciones del banco
Estación de trabajo: Espacio físico en el que se realizará la acción.	Las actividades a realizar serán efectuadas en la máquina alimentadora de cajas de baterías con una dimensión general de 450 mm de ancho por 3500 mm de largo y una altura de trabajo de 1000 mm.
Posición del trabajo: Postura a adoptar por el operador durante la ejecución de la actividad.	El usuario se encontrará operando el equipo de pie, las actividades a realizar no ameritan condiciones de precisión ni de fuerza.
Superficie de trabajo: Espacio que hay entre las extremidades y permiten la ejecución de una actividad.	Será definido de acuerdo a la antropometría promedio de la población colombiana.

**Fuente:** Los Autores

### 3.2 Conceptos básicos y análisis preliminar

El proceso de diseño de un puesto de trabajo es de dos etapas, la primera es un análisis cualitativo en el que se analizan todas las condiciones generales del puesto a diseñar, además se recopila información sobre los comentarios que tiene el usuario acerca de las condiciones en la que ejecutará su función, estas recomendaciones se confrontan con el espacio de trabajo disponible y demás restricciones con el fin de determinar el área y altura de trabajo a partir de los datos de un análisis antropométrico de la población que podrá hacer uso de este [20]. Dentro de los puntos analizados se encuentran:

- Método de trabajo: Si la forma como se va a desarrollar la tarea es constante, es decir que no se prevé ningún cambio de actividad a futuro.
- Posturas, movimientos, tiempo y frecuencia: El usuario permanecerá de pie durante la ejecución de la actividad (tiempo máximo de 7 horas), con una frecuencia diaria.

- Fuerza a aplicar: Cualitativamente se establece que las fuerzas a aplicar son mínimas, similares a las aplicadas durante la operación de un computador.
- Carga mental que exige el puesto: Se requiere la atención completa del usuario con el fin que efectúe acciones de cargue y transporte de material de la máquina alimentadora de cajas de baterías a la máquina inyectora de pegamento Hotmelt.
- Características ambientales: La actividad se llevará a cabo dentro del área de ensamble de placas de baterías que cuenta con un ambiente corrosivo dada la presencia de material particulado, causando que el operario labore en condiciones no controladas (38 °C y 60 % HR). El ruido emitido por las máquinas del área de ensamble es aproximadamente de 85 dB, para este valor el fabricante recomienda protección acústica y según los valores límites permisibles de ruido continuo a 90 dB se aconseja un máximo de 8 horas de exposición [21].

### 3.3 Zonas de trabajo

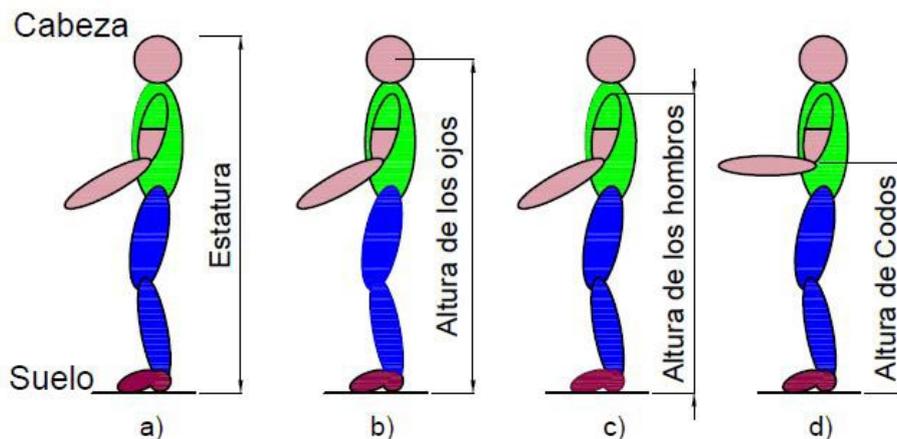
Dentro de las medidas antropométricas a considerarse para el diseño del puesto de trabajo de la máquina alimentadora de cajas de baterías a construir se tiene:

- Estatura: Altura máxima desde la cabeza hasta el suelo (Figura 1a), esta medida se toma como referente de alturas mínimas por encima de la cabeza del individuo, en el diseño de los distintos niveles de alimentación.
- Altura de los ojos: Indica la distancia vertical entre los ojos y el suelo (Figura 1b), esta altura determina el horizonte óptico de las personas en posición de pie.
- Altura de hombros: Distancia entre el suelo y el punto superior del hombro (Figura 1c). Limita el polígono de coordinación viso-manual para trabajo de alta precisión, cualquier peso que se levante por encima de esta medida representa una sobrecarga estática.
- Altura de codos: Distancia medida entre el suelo y los codos cuando la persona tiene el antebrazo paralelo al suelo y esta forma un ángulo de 90° con el tronco (Figura 1d), la altura óptima en la cual se debe posicionar la superficie de trabajo se establece de acuerdo al tipo de trabajo a realizar, en el caso de trabajo ligero la altura de la superficie debe estar de 0 a 10 cm por debajo de la altura del codo [19].

Los puntos a analizar para la determinación del área de trabajo son:

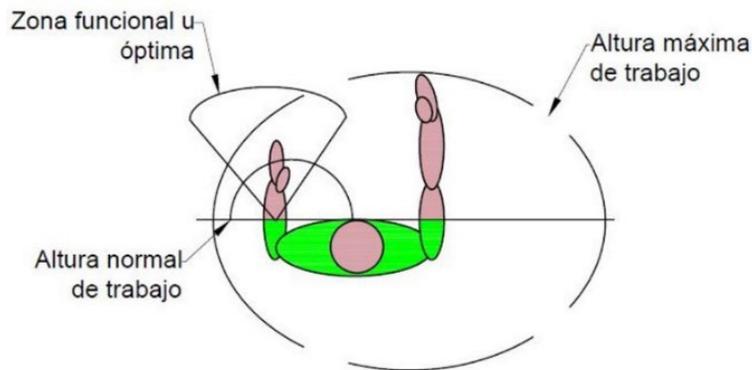
- La altura de los codos, esta se determinará a partir de los datos tabulados de estudios de la antropometría de la población colombiana.
- El tipo de trabajo a realizar, siendo este un trabajo ligero.
- El tamaño del producto con el que se trabajará y las herramientas a usar, las actividades que se ejecutarán en la máquina alimentadora se resumen en cargue de distintas referencias de cajas de baterías, manipulación de controles y entrega de material, razón por la cual se tendrá en cuenta la altura de los ojos y las recomendaciones para la ubicación de mandos de control.

Las mejores zonas de operación definen las áreas dentro de los planos horizontales y verticales donde se deben ejecutar las tareas, debido a que en el área no se producen esfuerzos ni movimientos adicionales como giros anormales que pueden producir fatiga, dolores, traumatismos u otra complicación [20, p.32], en pocas palabras las zonas de trabajo no son más que las curvas máximas de agarre en la que se debe trabajar. Dentro de los puntos definidos a través de las zonas de trabajo se encuentran (Figura 2).



**Figura 1:** Altura a tener en cuenta dentro del diseño de un puesto de trabajo de pie

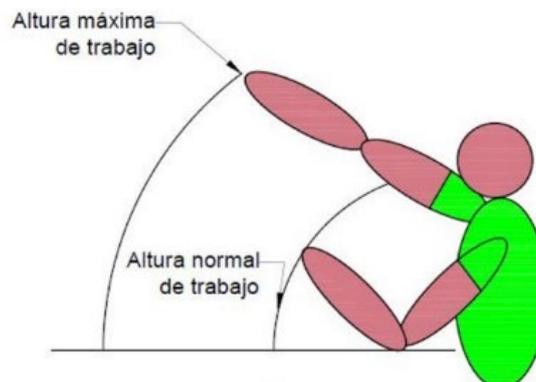
**Fuente:** Los autores



**Figura 2:** Ilustración de zonas de trabajo

**Fuente:** Los autores

- Alcance máximo: Zona de máximo alcance definida por el área horizontal que encierra un arco con radio igual a la longitud del brazo extendido y como centro el hombro del trabajador.
- Zona funcional u óptima: Se define como la zona conformada por el área al barrer por los antebrazos entre los ángulos de confort de giro de  $30^\circ$  a  $150^\circ$ .
- Área normal de trabajo: Delimita la zona donde se ejecuta el menor gasto de energía, en ella se llevan a cabo los movimientos que involucran las menores distancias, contribuyendo así a la disminución de sobreesfuerzos musculares. El área normal de trabajo se define de manera similar para un plano horizontal como para un plano vertical (Figura 3), estas se definen como el área circunscrita dentro del plano de interés al girar el antebrazo siendo el codo el punto de pivote.



**Figura 3:** Zona de trabajo normal

**Fuente:** Los autores.

### 3.4 Diseño detallado

Dentro de las medidas antropométricas a considerarse para el diseño del puesto de trabajo de la máquina alimentadora de cajas de baterías a construir se tiene el diseño para una persona específica, para un promedio, para los extremos y para un intervalo ajustable. El principal objetivo para la realización de un diseño ergonómico meticuloso radica en garantizar el bienestar del trabajador y la eficiencia de una labor durante la ejecución de la misma, ya que estos factores dependen de la correcta interrelación entre el usuario y el medio que lo rodea [22]. Para lograr el resultado propuesto se deben seleccionar las dimensiones generales del puesto de trabajo a partir de los datos recogidos y analizados a través de métodos antropométricos; la antropometría se define como una rama de la antropología la cual se encarga del aspecto cuantitativo de esta, en pocas palabras determinar las medidas de un cuerpo y la relación existente entre un grupo de personas y sus dimensiones características [23].

En el caso de Colombia cuando se pretende realizar el diseño de un puesto de trabajo o un espacio público se encuentra con el impedimento de no contar con un estudio antropométrico general sobre la población, lo cual ocasiona que en los casos que se requiera esta información, se deban consultar tablas de otros países y realizar ajustes con base en criterios fundamentados en la experiencia [24]. Las Tablas 3 y 4 tomadas del estudio realizado por el profesor Jairo Estrada de la Universidad de Antioquia, muestra los parámetros antropométricos de la población laboral colombiana (femenina y masculina) en el año de 1995, dichos datos serán la base de decisión para el diseño de la máquina alimentadora de cajas de baterías que se desea lograr.

A partir del análisis preliminar realizado, se sabe que el puesto de trabajo a diseñar debe ser para una persona en posición de pie. Con el fin de establecer un rango de trabajo óptimo donde la mayor parte de los usuarios no tenga serios inconvenientes durante la operación, se toman las medidas promedios del percentil 50 de los datos dados tanto para hombres como para mujeres. De las Tablas 3 y 4, la altura al codo (radial) a analizar para hombres y mujeres es respectivamente de 106.5 cm y 97.8 cm, siendo 102.15 cm el promedio de estos dos valores. Al tratarse una condición de trabajo ligero, la superficie de trabajo se recomienda que esté 10 cm por debajo de la altura del codo, obteniendo así una altura de trabajo de 93 cm corregido a 97 cm, altura de la banda transportadora de la máquina inyectora de pegamento Hotmelt, ya existente

(Figura 4), justificado además porque la mayor parte la población en Baterías Willard S.A. es masculina.

**Tabla 3:** Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana-sexo femenino

Variable	Percentil 50: P50 (cm)
Altura radial [parado]	97,8
Alcance lateral con asimiento	70,1
Alcance anterior con asimiento	65,6
altura acromial [parado]	127,1
altura de los ojos [parado]	145,1

**Fuente:** Los autores. Adaptada de [23]

**Tabla 4:** Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana-sexo masculino

Variable	Percentil 50: P50 (cm)
Altura radial [parado]	106,5
Alcance lateral con asimiento	76,9
Alcance anterior con asimiento	71,4
Altura acromial [parado]	137,9
altura de los ojos [parado]	157,9

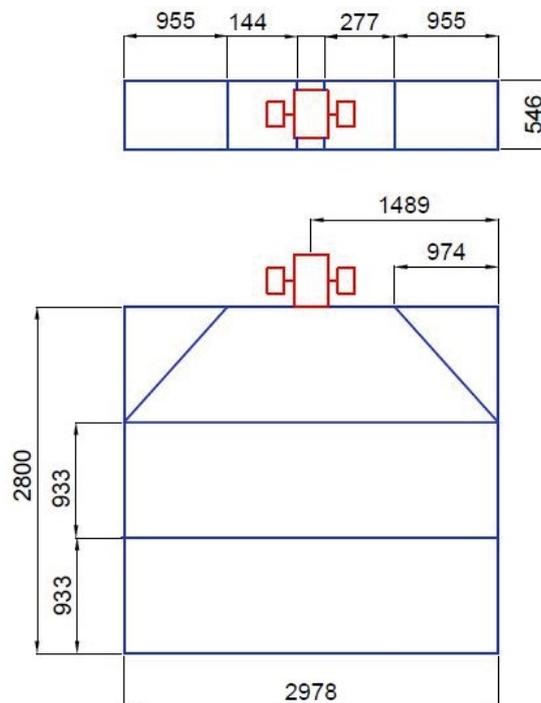
**Fuente:** Los autores. Adaptada de [23]

El espacio del nivel sincronizado con la banda transportadora de la máquina inyectora de pegamento Hotmelt que se encuentra dentro del rango de alcance de una persona se determina a través de la longitud de los brazos (Alcance máximo), que además se encuentra limitado por la máquina inyectora de pegamento. En la Figura 2 se muestra el área abarcada por el alcance máximo de una persona en el plano horizontal. El juego de las articulaciones proporciona órbitas de movimientos más favorables y menos favorables, adicional a que existen ángulos de trabajo que delimitan las zonas de confort. Para el diseño se evalúa no solo la máquina alimentadora de caja de baterías sino la máquina Hotmelt, dado a que estarán sincronizadas sus bandas transportadoras. A partir de los parámetros antropométricos se tiene que el alcance máximo sería de 71,55 cm, por ello y dada la limitación de espacio presente en la planta y por recomendaciones del departamento técnico y de ingeniería, la máquina contará con cuatro niveles de alimentación de cajas de baterías que serán entregadas a la máquina de pegado en el nivel inferior o nivel cero (Altura de 97 cm), el cual también es nivel de alimentación de las distintas referencias de cajas de baterías (Figura 4), estos niveles están conformados por cuatro bandas transportadoras con longitud aproximada de tres metros,

que evitará el apilamiento de cajas, y además le permitirá al usuario trabajar dentro de los ángulos de confort cuando el usuario se encuentre con los brazos plegados (en la altura normal de trabajo).

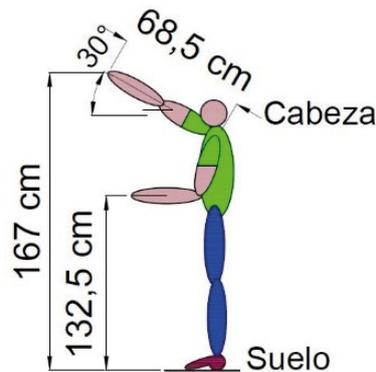
Al determinar la altura máxima de operación para la máquina alimentadora de cajas de baterías es necesario conocer la medida máxima de asimiento con el brazo extendido, la cual es en promedio para hombres y mujeres de 68,5 cm (Figura 5). Conociendo la altura acromial promedio para hombres y mujeres colombianos (Percentil 50) de las Tablas 3 y 4, se obtiene un promedio de 132,5 cm. Para un trabajo cómodo con el brazo extendido se tiene como restricción un ángulo de 30° con la horizontal, por lo que la mayor altura o altura máxima,  $A_m$ , a la cual se ubicará un elemento para ser manipulado por un operador debe ser igual al valor calculado en la Ecuación (1).

$$A_m = 132.5 + (68.5 \cdot \sin 30^\circ) \approx 167 \text{ cm} \quad (1)$$



**Figura 4:** Dimensiones generales, en mm, de la máquina alimentadora de cajas de baterías

**Fuente:** Los autores

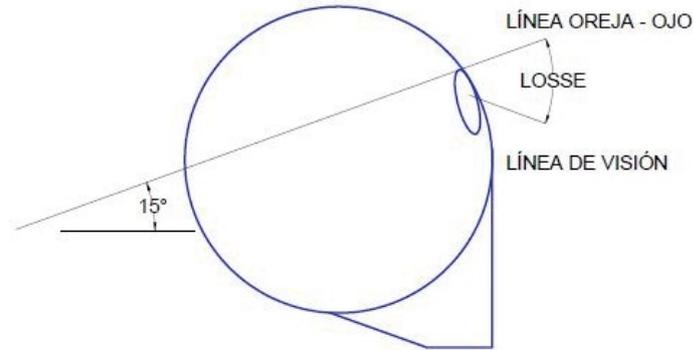


**Figura 5:** Altura máxima

**Fuente:** Los autores

Tomando como altura máxima,  $A_m$ , real 170 cm, altura suficiente para que el operario realice el cargue de las distintas referencias de cajas de baterías, se justifica que los cuatro niveles de alimentación tengan una separación aproximada de 25 cm con altura total de estructura interna de 100 cm, apropiada para el proceso de alimentación en situación de confort con un sistema elevador, que permita la entrega de material a una altura fija, la de la banda transportadora de la máquina Hotmelt (97 cm), es por esta razón que la altura de la estructura externa o armazón que contendrá la estructura interna y actuará como riel de desplazamiento es indiferente al diseño ergonómico, debido a la graduación de altura por parte del operario.

Además de determinar las alturas y áreas de trabajo adecuadas para garantizar el confort a los usuarios, se debe definir la ubicación de los controles [23]. Los controles se conocen como dispositivos que transmiten energía y señales desde el operador hasta una pieza de una máquina. Dentro de los parámetros de referencia para la definición de la altura a la que se deben encontrar estos elementos se tiene como principal medida de restricción la altura de los ojos; el área en la cual se deben ubicar se encuentra delimitada por la circunferencia parcial centrada en los ojos, teniendo en cuenta que el objetivo visual se debe encontrar preferiblemente a menos de un metro de distancia. Adicional a la altura de los ojos, la ubicación de la cabeza juega un papel importante al momento de ubicar un indicador o un control, estos deben encontrarse en un ángulo dentro del rango de 25°-65° (Ángulo LOSEE) con respecto a la línea oreja-ojo (Figura 6), la cual se define como la línea que une la oreja derecha con la pestaña del ojo derecho con un punto óptimo de ubicación 15° con respecto a la horizontal.



**Figura 6:** Línea oreja-ojo

**Fuente:** Los Autores.

A partir de los datos de las Tablas 3 y 4 se establece que la altura promedio de los ojos es de 151,5 cm, medida base para la ubicación de los controles. Para la selección del tipo de control e indicador a instalar se debe tener en cuenta su función a realizar, el ciclo de fuerza al cual va a estar sometido, adicional a esto se evalúa que la forma, dimensiones y la dirección en la cual funciona deben ser compatibles con las expectativas que se tienen con base a los estereotipos y experiencias vividas, por lo cual la selección se lleva a cabo a partir de recomendaciones empíricas como las que se muestran en la Tabla 5, las cuales serán usadas como base para la selección de los controles a utilizar.

**Tabla 5:** Movimientos de control y efectos esperados

Función	Movimientos del control								
	↑	→	>>	↻	↓	<<	↺	Pull	Push
Encender Apagar	+3	+	+	+	+3 +	-	+	+	-
Derecha Izquierda		+		-	+				
Subir Bajar	+		-			-			
Aumentar Reducir	-	-	+	-	-	+	-		

En blanco: no aplicable; + Preferente; - Menos indicado.  
 1 Tipo gatillo; 2 Interruptor de contra fase; 3 Hacia arriba Estados Unidos hacia abajo Europa.

**Fuente:** Los Autores. Adaptada de [23]



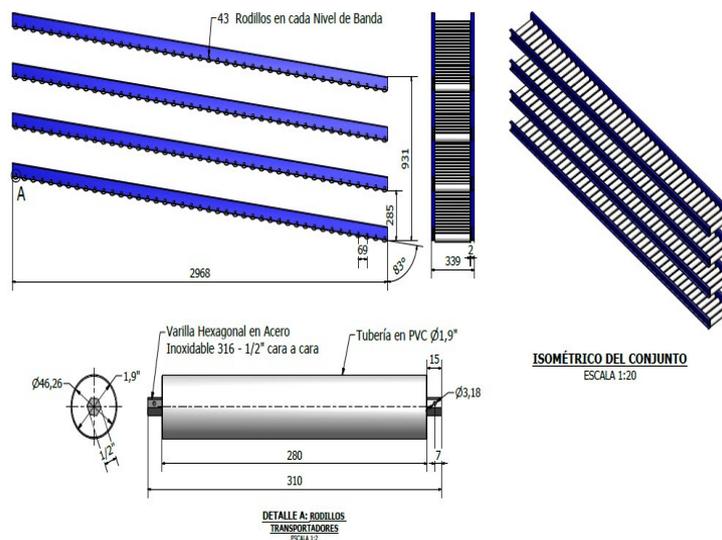
## 4. DISEÑO ESTRUCTURAL

El proceso de diseño debe garantizar que el producto sea funcional, seguro, confiable y útil, además de fácil fabricación. Este es un proceso iterativo en el cual se toman decisiones con base en fundamentos teóricos y herramientas informáticas, recopilando y analizando datos con el fin de la mejora continua de los recursos a emplear [25, pp.5-6]. El proceso de diseño estructural de la máquina se realizará en cinco etapas, en primer lugar se establecerá el diseño de la banda transportadora para cada uno de los cuatro niveles de alimentación de la máquina alimentadora de cajas de baterías, escogiéndose el ángulo de inclinación apropiado para que desplace las cajas de baterías de forma gravitatoria; en segunda instancia se analizarán los elementos verticales más críticos, tanto de la estructura interna y externa, a partir de la semejanza de estos a columnas; en este punto se seleccionará el perfil de estructura externa que actúe como riel para las ruedas del elevador; en tercer lugar se diseñará el mecanismo de elevación, seleccionándose el cable, tambor de arrollamiento y motorreductor, comparándose los factores de seguridad determinado mediante cálculo con los obtenidos a través del Software de diseño SolidWorks® comprobando así la validez de los mismos, en cuarto lugar se determinarán los esfuerzos a los que se someten los apoyos del eje de las poleas, al igual que las juntas soldadas y, por último se diseñará la bancada verificándose su integridad estructural.

### 4.1 Diseño de banda transportadora

En el diseño, configuración y operación de las bandas transportadoras, se identifican las siguientes variables: Ancho de la banda (mm), longitud de la banda (mm), tipo de

material y granulometría, capacidad de transporte, longitud del tambor (mm), grado de inclinación ( $^{\circ}$ ), y velocidad de la banda (m/s) [26]. La máquina alimentadora transportará distintas referencias de cajas de baterías siendo la N100 la mayor y la NS40 la mínima [27], con un peso aproximado de 0,5 Kgf/caja. Dado los requerimientos de diseño y al espacio existente en planta, la longitud de banda depende de la referencia mínima para transportarse, 14 cajas por nivel, con peso aproximado de 7N, razón por la que este factor no es crítico en el diseño. La longitud aproximada de la banda es de 3 metros y ancho de 320 mm, los rodillos son accionados por gravedad con un ángulo de inclinación de  $7^{\circ}$  determinado en campo por el equipo de diseño. La Figura 7 presenta un plano de la disposición de los rodillos en los niveles de la banda.



**Figura 7:** Detalle de rodillos transportadores

**Fuente:** Los autores

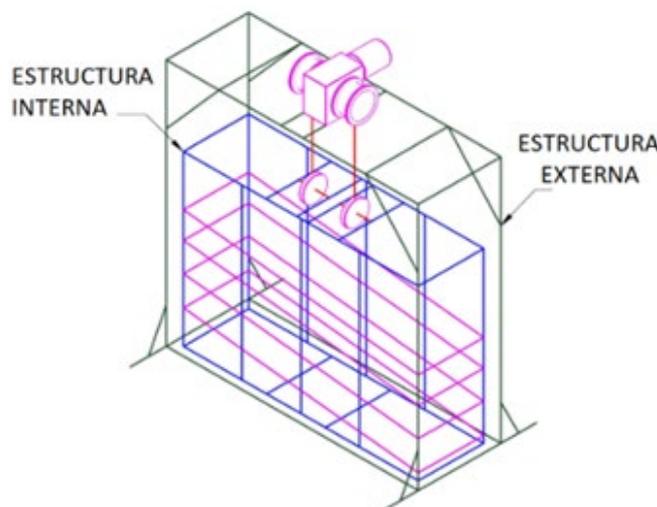
## 4.2 Cálculo de estructura interna

Posterior al diseño de las bandas transportadoras, se seleccionan los elementos estructurales que conforman la máquina elevadora de cajas de baterías. Se inicia con la estructura interna (cabin) que sirve de apoyo a las cuatro bandas transportadoras y, apoyada en cuatro ruedas asciende y desciende impulsada por un mecanismo de elevación y transporte, para esto la estructura externa actúa como riel siendo además la parte rígida de la máquina que soporta todos sus elementos y recibe su peso (Figura 8). El material de la estructura interna es tubería de acero estructural cuadrada de 1"

x 1" ASTM A500 grado C, se verifica su seguridad estructural mediante el análisis de elementos que actúan como columnas. Para los elementos verticales se determina a partir de las teorías de diseño de columnas la carga crítica que fijará el punto de estabilidad o inestabilidad del miembro. Las propiedades físicas del perfil de tubería cuadrada 1"x1" a utilizar son tomadas del catálogo de productos Acero Steckerl [28].

Como primer paso se debe establecer qué tipo de columna se está manejando para determinar el tratamiento teórico que se debe aplicar, bien sean columnas cortas, intermedias o largas. Para clasificar la columna se utiliza la relación de esbeltez real  $SR$ , dada por la Ecuación (2) donde  $L$ : longitud real de la columna entre los puntos de apoyo o restricción lateral,  $K$ : factor de fijación de los extremos y  $r$ : radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna. Se escoge el radio de giro mínimo puesto que, si ocurre el pandeo, este se dará con respecto al eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos [29, p.232]. A partir de los datos del catálogo se tiene que el radio de giro con respecto al eje  $x$ ,  $r_x$ , es igual al radio de giro con respecto al eje  $y$ ,  $r_y$ , con un valor numérico  $r_x=r_y=0,94$  cm. Para este caso, según la Tabla 6, se escoge un factor de fijación 0,65 puesto que la columna tiene extremos fijos, y con la longitud de 1522 mm se obtiene una relación de esbeltez  $SR=107,31$  a partir de Ecuación (2).

$$SR = \frac{KL}{r} \quad (2)$$



**Figura 8:** Estructura interna y externa en consideración

**Fuente:** Los autores

**Tabla 6:** Valores de K, factor de fijación para distintas conexiones en los extremos

	Articulada- Articulada	Empotrado- Empotrado	Empotrado- libre	Empotrado- articulado
Valores teóricos	1,0	0,5	2,0	0,7
Valores prácticos	1,0	0,65	2,10	0,8

**Fuente:** Los autores, adaptada de [29, p.234].

Para determinar con qué tipo de columna se está trabajando, se debe calcular la constante de la columna o relación de esbeltez de transición  $C_c$ , que se determina a partir de (3), donde E: Módulo elástico del material de la columna,  $\sigma_y$ : Resistencia de fluencia del material. El material base de la tubería a utilizar es un acero estructural que cumple la norma ASTM A-500 Grado C, el cual presenta un módulo de elasticidad y un esfuerzo de fluencia de 200 GPa y 317 MPa [30] respectivamente, por lo cual se tiene a partir de la Ecuación (3) que  $C_c = 112$ .

$$C_c = \sqrt{\frac{2E\pi^2}{\sigma_y}} \quad (3)$$

Comparando SR –de la Ecuación (2)– con  $C_c$  de la Ecuación (3), se puede notar que  $SR < C_c$ , lo que define a la columna como corta. Debido a esto se usa la fórmula de J.B. Johnson en la Ecuación (4), dado a que la fórmula de Euler predice una carga crítica exorbitante [29, p.239], donde A: Área de sección transversal,  $\sigma_y$ : límite elástico, SR: relación de esbeltez, E: Módulo de elasticidad,  $P_{cr}$ : Carga de pandeo crítica. Del catálogo de acero Steckerl [28] se obtiene que el área de sección transversal es de  $2,38 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  y a partir de la Ecuación (4) se determina que la carga de pandeo crítica,  $P_{cr} = 40.5650 \text{ kN}$ .

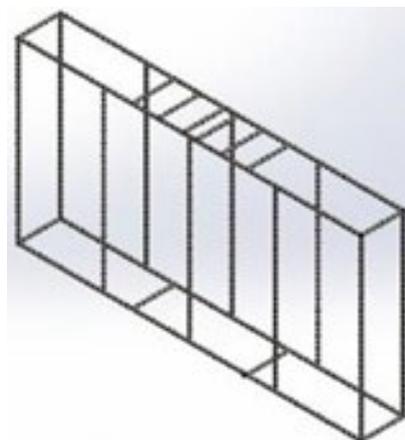
$$P_{cr} = A\sigma_y \left[ 1 - \frac{\sigma_y(SR)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (4)$$

Debido a la postura conservadora que se tiene, se toma un factor de seguridad de  $N = 5$ , y se obtiene a través de la Ecuación (5) la carga admisible, donde  $P_a$ : Carga admisible,  $P_{cr}$ : Carga crítica, N: Factor de diseño. Al aplicar (5) se tiene que la carga admisible  $P_a$ , que soporta la columna es de 8.1130 kN, muy superior con respecto a la carga que será aplicada a cada elemento de la estructura (máximo 2150 N), por ende, la carga admisible es 35 veces mayor que la aplicada, por ello se puede asegurar que estos elementos no fallarán, este resultado es congruente con lo obtenido a través de la simulación con el software CAD.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad (5)$$

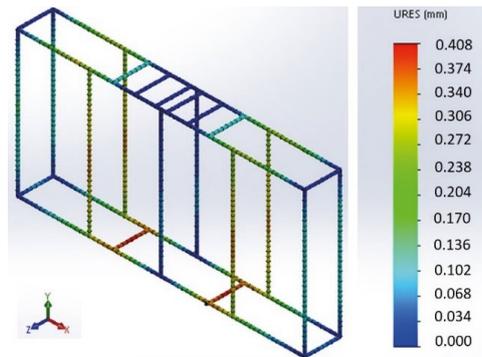
### 4.3 Análisis por elementos finitos de la estructura interna

Una forma de validar los resultados obtenidos en esta sección es a partir del estudio de la estructura a través de un análisis estático realizado en SolidWorks®; este análisis se realizó teniendo en cuenta que la carga aplicada es de 2150 N, con base en las consideraciones hechas durante el análisis teórico se corre la simulación asumiendo que las reacciones en los extremos corresponden a reacciones tipo fija, es decir que no permiten la rotación ni movimientos axiales; con base en esto se procedió con la representación de la estructura a través de una malla de nodos como se muestra en la Figura 9. Dentro de los resultados obtenidos se encuentran los diagramas de las deformaciones sufridas por la estructura (Figura 10), distribución de FDS-Factores de Seguridad (Figura 11), distribución de esfuerzos (Figura 12), cada uno de estos resultados son acordes con las consideraciones tomadas; un ejemplo de esto es la simetría que presentan congruente con la distribución de las cargas. La Figura 11 muestra factores de seguridad de 17 en las columnas cortas, similares al factor de seguridad que se determinó teóricamente, adicional a esto se confirma que la estructura se encuentra sobredimensionada ya que los esfuerzos axiales máximos a los que se encuentra sometida la estructura son de 19 MPa, y el esfuerzo permisible del material es de 317 MPa.



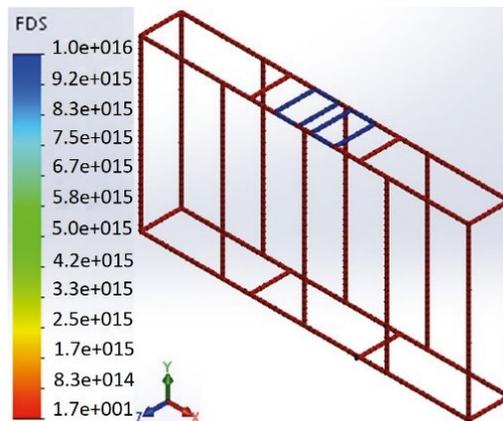
**Figura 9:** Modelamiento de la estructura interna a partir de una malla de nodos

**Fuente:** Los autores



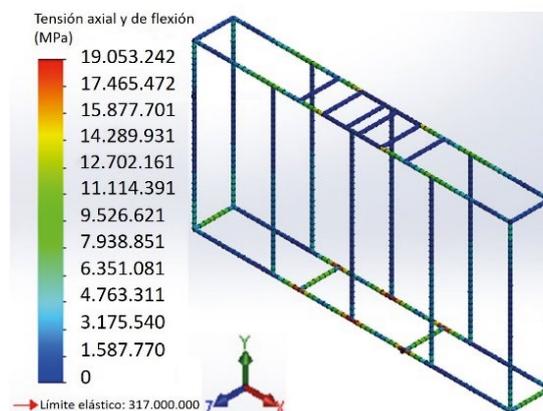
**Figura 10:** Diagrama de deformaciones estructura interna

**Fuente:** Los autores



**Figura 11:** Distribución de factores de seguridad

**Fuente:** Los autores



**Figura 12:** Distribución de esfuerzos

**Fuente:** Los autores

#### 4.4 Cálculo de estructura externa

La estructura externa actúa como riel y apoyo de las cuatro ruedas que elevan la estructura interna. Para permitir el fácil accionamiento del mecanismo de elevación se selecciona un perfil de acero estructural en C 3 X 5 que cumple la norma ASTM A-36. Para los cálculos de elementos verticales se sigue la misma metodología empleada para el cálculo de la estructura interna. Las propiedades físicas del perfil C estándar americano a utilizar son tomadas del catálogo de productos Acero Steckerl [28], y se establece qué tipo de columna se está manejando mediante el cálculo de relación de esbeltez real (SR), a partir de la Ecuación (2), con radio de giro con respecto al eje x,  $r_x$ , igual al radio de giro con respecto al eje y,  $r_y$ , con un valor numérico  $r_x=r_y=2,84$  cm. Para este caso se escoge a partir de la Tabla 6 un factor de fijación 0,65 debido a que la columna tiene extremos fijos, y con la longitud de 2800 mm se obtiene una relación de esbeltez  $SR = 64,08$  a partir de la Ecuación (2). El material base del perfil C estándar americano es un acero estructural que cumple la norma ASTM A-36, el cual presenta un módulo de elasticidad y un esfuerzo de fluencia de 200 GPa y 250 MPa [30] respectivamente, a partir de la Ecuación (2) se tiene una relación de esbeltez de transición  $C_c = 125,66$ . Comparando SR con  $C_c$ , se puede notar que  $SR < C_c$ , lo que define a la columna como corta. Debido a esto se debe usar la fórmula de J.B. Johnson. A partir de la Ecuación (4) se determina la carga de pandeo crítica,  $P_{cr} = 204,4460$  kN. Dada la postura conservadora que se tiene, al tomar un factor de seguridad de  $N = 5$ , se obtiene a través de la Ecuación (5) que la carga admisible  $P_a = 40,8890$  kN. La carga admisible que soporta la columna es muy superior con respecto a la carga que será aplicada a cada elemento de la estructura, la carga admisible es 60 veces mayor que la aplicada, por esta razón se puede asegurar que estos elementos no fallarán.



## 5. DISEÑO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN DE CARGA

Establecido el diseño estructural de la máquina elevadora, se continúa con el diseño del mecanismo de elevación de carga para las distintas referencias de cajas de baterías. Según requerimientos de diseño, la altura de elevación será de 0,84 metros y velocidad de 0,011 m/s. El mecanismo se diseñará para la condición crítica de operación, a saber, elevación de carga máxima, para ello se establece el peso a ser elevado, que incluye además de las cajas de baterías, la estructura interna junto con las bandas transportadoras. Para los cálculos de peso se estimó la masa con la ayuda del programa SolidWorks®, siendo, el peso de la estructura interna igual a 184,7223 daN y el peso total, 212,1903 daN, que para efectos de practicidad en los cálculos se tomará con un valor de 215 daN, como se resume en la Tabla 7.

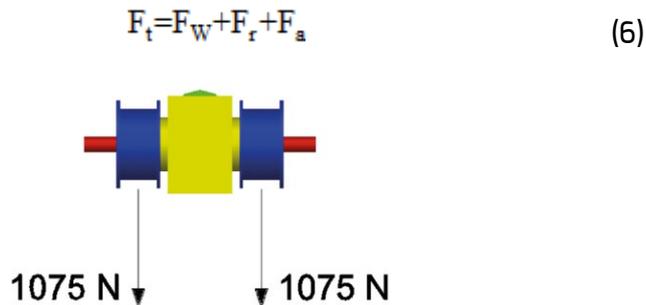
**Tabla 7:** Peso de elementos en elevación

Denominación	Cantidad	Peso (daN)
Caja de batería NS 100	56	27,468
Estructura metálica interior ASTM A500 grado C	1	61,3125
Rieles de deslizamiento ASTM A-36	8	70,632
Rodillos transportadores	172	42,183
Rieles de apoyo de poleas	4	6,6708
Ruedas AISI 1020	4	3,924
	Total	212,1903

**Fuente:** Los autores.

## 5.1 Cálculo y selección del cable de elevación

Para el cálculo y selección del cable se evalúa la carga total o tracción  $F_t$ , a la que está sometido el mismo y la carga de rotura  $T_r$ . La fuerza total que actúa en el cable está dada por la Ecuación (6), donde  $F_t$ : Fuerza total (daN),  $F_w$ : Peso muerto que soporta (daN),  $F_c$ : Peso del cable (daN),  $F_a$ : Fuerza de la aceleración (daN) [31, p.197]. Del esquema mostrado en la Figura 13, se infiere que el peso muerto  $F_w$ , tiene un valor numérico de 215 daN que corresponde a la carga y a la estructura interna a elevarse; para conocer la fuerza de tracción total  $F_t$ , primero se determina la fuerza de aceleración  $F_a$  ( $m/s^2$ ) a partir de (7), donde,  $V$ : velocidad (m/s), y  $h$  altura que recorre el elevador (m) [3, p.64].



**Figura 13:** Esquema del conjunto motorreductor–tambor de arrollamiento-carga

**Fuente:** Los Autores

$$a = \frac{v^2}{2h} \quad (7)$$

Por tanto, la aceleración es  $7,20 \times 10^{-5} m/s^2$  y la fuerza por aceleración  $F_a = 0,0016 daN$ , aplicando este valor en la Ecuación (6), se obtiene una carga total  $F_t$ , sin considerar el peso del cable de 215,0016 daN, carga que es soportada por dos cables y, por tanto, este valor se toma a la mitad para el diseño de un solo cable, como se observa en la Figura 13. Para efectos de cálculos de selección del diámetro se tiene en cuenta las condiciones de explotación de la máquina, en la que se distinguen tres grupos según su aplicación, como se ilustra en la Tabla 7. Considerando cargas totales y servicio frecuente en nuestra aplicación, se toma de la Tabla 7 un coeficiente de seguridad  $K = 0,39$ . A partir de la Ecuación (8), se establece que el diámetro del cable que garantiza una duración suficiente es de aproximadamente 6 mm, donde  $d$ : diámetro del cable en mm.  $K$ : coeficiente de seguridad que se dispone en la Tabla 8.  $T$ : carga total o tracción a la que está sometido el cable con valor de 107,5000 daN [31].

**Tabla 8:** Peso de estructura a elevarse

Grupo	Aplicación	s	K
I	Cables sometidos a cargas parciales y servicio poco frecuente	6-7	0,32-0,34
II	Cables sometidos a cargas totales y servicio normal	7-8	0,34-0,36
III	Cables sometidos a cargas totales y servicio frecuente	8-10	0,36-0,39

**Fuente:** Adaptada de [31].

$$d = k\sqrt{T} \quad (8)$$

La tensión máxima ( $G_t$ ) en el cable, es el resultado de dividir la carga total que soporta, entre su rendimiento teórico por rozamiento que se estima en 0,95 [31], por ende,  $G_t = 113,16$  daN, valor que permite establecer a partir de la Ecuación (9), la carga de rotura del cable, T, en 1131,6 daN, donde T: Carga de rotura,  $G_t$ : Tensión máxima y S: Constante de servicio igual a 10 (grupo III) de la Tabla 8 [31].

$$T = S \times G_t \quad (9)$$

Del catálogo para cables comerciales se selecciona un cable 6 x 19 +1, usado en aplicaciones de arrastre y elevación, con diámetro 6 mm, resistencia nominal y a la rotura de 180 kg/mm<sup>2</sup> y 1990 kg respectivamente y, peso por metro de 0,125 Kgf, [32], lo que corresponde a un peso de cable  $F_r$  de 0,103 daN para una longitud de 0,84 m y a una carga total considerando el peso del cable  $F_t = 107,61$  daN, determinada a partir de la Ecuación (6). Para la selección del diámetro del tambor de arrollamiento, los fabricantes sugieren para un cable 6 x 19, una relación de 34 veces el diámetro como mínimo aceptable entre el diámetro polea/diámetro cable [33], al saber que este último es de 6 mm, se determina un diámetro del tambor de 204 mm. El factor de seguridad para cables sometidos a servicio frecuente debe ser mínimo 8 [3, p.186], mediante la división de carga de rotura del cable, T = 1131,6 daN y carga total, Ft = 107,61 daN se establece un factor de seguridad aceptable de 10,51.

## 5.2 Diseño a fatiga del cable

El cable empleado es de izar designado 6 x 19 con diámetro nominal de 6,35 mm y diámetro de polea 190,5 mm, determinado mediante la relación sugerida por Shigley de 30 veces el diámetro del cable [25, p.897]. La tensión permisible a la fatiga cuando el alambre se flexiona un cierto número de veces corresponde a la relación p/Su

seleccionada de [25, p.900] para un cable y una expectativa de vida en particular. La tensión permisible a la fatiga se determina mediante la Ecuación (10), donde  $P/S_u$ : vida especificada;  $S_u$ : resistencia última a la tensión de los alambres, 240000 psi para acero monitor;  $D$ : diámetro de la polea 7,5 pulg;  $d$ : tamaño nominal del cable metálico ¼ pulg.

$$F_f = \frac{\left(\frac{P}{S_u}\right) S_u D d}{2} \quad (10)$$

Para una vida especificada  $P/S_u$ , 0,0040, la tensión de fatiga es  $F_f = 900 \text{ lbf} = 4003,4 \text{ N}$ . La tensión por flexión equivalente,  $F_b$ , se establece a partir de (11) donde  $E_r$ : módulo de Young para el cable metálico,  $12 \times 10^6$  psi;  $d_w$ : diámetro de los alambres, 0,01675 pulg;  $A_m$ : área de la sección transversal del metal, 0,025 pulg<sup>2</sup>;  $D$ : diámetro de la polea o del tambor del malacate, 7,5 pulg, valores tomados de las propiedades del cable 6x19 [25, p.901].

$$F_b = \frac{E_r d_w A_m}{D} \quad (11)$$

Al resolver la Ecuación (11) se tiene que la tensión por flexión equivalente,  $F_b$ , tiene un valor numérico de 670 lbf = 2930,31 N; y a partir de la Ecuación (12) el factor de seguridad en fatiga  $n_f$ ; es de 0,95; donde,  $F_f$ : resistencia a la fatiga por tensión 315 lbf;  $F_b$ : carga de flexión equivalente 670 lbf y  $F_t$ : tensión en el cable 1076,1 N = 241,29 lbf. A partir de la relación presión-resistencia de la gráfica [25, p.900], se determina un número de flexiones hasta la falla de 250.000, donde una flexión corresponde a la deformación sufrida al pasar del estado recto al estado curvo y al retorno al estado recto [3, p.13].

$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t} \quad (12)$$

### 5.3 Longitud útil del tambor

La longitud del tambor depende de la altura de elevación de la carga y del número de cables [34, p.29]. Esta se deduce por la relación en la Ecuación (13), donde  $L$ : longitud del tambor (mm),  $n_v$ : número de vueltas, que se obtiene entre la relación de la altura de elevación y el perímetro del tambor más 2 o 3 espiras muertas y  $d$ : diámetro del cable (mm).

$$L = n_v d \quad (13)$$

Al resolver la Ecuación (13) con  $\eta_v = 5$  y  $d = 6$  mm se tiene que  $L = 30$  mm; sin embargo, por cuestiones de seguridad y recomendaciones del departamento técnico y de ingeniería se recomienda añadir 70 cm a la longitud calculada, resultando en una longitud de 100 mm, con el fin de evitar desgaste por fricción entre los cables y, permitir que se pueda concluir el arrollamiento del cable justo en la mitad de dicha longitud; de ese modo cuando la estructura interna se encuentre en el extremo superior de su desplazamiento, el cable estará envuelto sin inclinación respecto a la vertical.

#### 5.4 Determinación de la potencia necesaria

Al conocer el peso a ser elevado, se determina la potencia de accionamiento al seguir la metodología propuesta por Miravete; dado a que el elevador contará con el sistema de tambor de arrollamiento, este prescindirá de contrapeso, recomendado para elevadores de hasta 30 m y velocidades inferiores a 0,63 m/s [3, p.63], apoyado además en la configuración de carga y el espacio disponible en el área de ensamble. La potencia teórica del motor se obtiene a partir de la Ecuación (14), donde P: potencia (CV), Q: carga no equilibrada (daN) v: velocidad (m/s)  $\eta$ : rendimiento global varía de 0,45 a 0,60 [3, p.82].

$$P = \frac{Qv}{75 \eta} \quad (14)$$

Para determinar la carga no equilibrada se tiene en cuenta las relaciones dadas en las Ecuaciones (15) a (17), donde, Q: carga no equilibrada (daN),  $Q_T$ : peso total de la cabina más la carga (daN),  $Q_b$ : peso de la cabina (daN),  $Q_c$ : peso del contrapeso (daN),  $Q_u$ : carga útil (daN), número de cajas x peso de cajas.

$$Q_T = Q_b + Q_u \quad (15)$$

$$Q_c = 0.5Q_u + Q_b \quad (16)$$

$$Q = Q_T - Q_c \quad (17)$$

Casusa de que el elevador no cuenta con contrapeso, no se tiene en cuenta  $Q_c$ , por tanto, a partir de la Ecuación (17) se tiene  $Q = 215$  daN, tal como se determinó en la sección del peso de la estructura a elevarse. Al aplicar la fórmula de potencia en la Ecuación (14) con rendimiento global del 60 % y,  $v = 0,011$  m/s se tiene que  $P = 0,053$  CV = 0,052

HP= 38,98 Watts. La potencia calculada es la mínima que se necesita en el eje de salida del motorreductor. En la actualidad, la gran mayoría de elevadores incorpora el tipo de transmisión de corona y tornillo sinfín [3, p.92]. Su justificación está motivada por las siguientes ventajas:

- Es una transmisión muy compacta y es la que ocupa menores dimensiones en comparación con otros tipos de transmisiones para una potencia y un índice de transmisión dados.
- Es el tipo de transmisión que presenta el menor número de piezas móviles minimizándose por lo tanto los gastos de mantenimiento y de recambio de piezas.
- Es una transmisión muy silenciosa, siendo mínimo el nivel de ruido.
- Tiene una inherente alta resistencia al impacto, algo de suma importancia en el caso de un elevador.
- Diseñados para ofrecer alta relación de reducción en una sola etapa y bajo nivel de ruido.

El motorreductor se ubicará en la parte superior de la máquina, estructura externa, y contará con dos tambores de arrollamiento, debido a la configuración de carga a ser desplazada. Para la correcta selección del motorreductor, es necesario conocer la velocidad angular en el eje de salida, la relación de reducción, el torque aplicado y la potencia necesaria [35]. Para determinar la velocidad angular,  $n$ , necesaria, el fabricante recomienda la relación en la Ecuación (18), donde  $n$ : velocidad angular en rpm,  $d$ : diámetro del tambor en m,  $v$ : velocidad lineal de un cable que se enrolla en él para elevar determinada carga, expresada en m/s. A partir de la Ecuación (18) con  $v= 0,66$  m/min y  $d= 204$  mm se obtiene una velocidad recomendada de 1,05 rpm. Con los rpm conocidos, se determina a partir de la Ecuación (16) el par de torsión  $T$ , correspondiente a la potencia en watts [25, p.97], donde  $T$ : par de torsión en N·m,  $H$ : potencia  $W$ ,  $n$ : velocidad angular expresada en rpm.

$$n = \frac{v}{\pi \times d} \quad (18)$$

$$T = 9.55 \frac{H}{n} \quad (19)$$

De la Ecuación (19) se tiene que el torque aplicado es de 354,53 N·m (3137,85 lb·in) para  $H = 38,98$  watts y  $n = 1,05$  rpm, necesario para equilibrar la acción de las cargas sobre el tambor de arrollamiento y sobre el eje; sin embargo, para la correcta selección se determina el factor de servicio  $F_s$ , que tiene en cuenta las distintas condiciones de funcionamiento (naturaleza y duración de la carga, frecuencia de arranque, entre otras) a las que puede ser sometido el reductor, este es necesario para calcular el tamaño adecuado del mismo. A partir de la Ecuación (20) se determina el factor de servicio  $F_s$ , donde  $S_1$  es función de la naturaleza y duración de la carga y  $S_2$  es función de la naturaleza y frecuencia de la carga [35], estos valores son tomados de las tablas de los fabricantes resumidas en las Tablas 8 a 10.

$$F_s = S_1 \times S_2 = \frac{M_{admisible}}{M_{aplicado}} \tag{20}$$

**Tabla 9:** Factor  $S_1$  para reductores sinfin-corona

Naturaleza de la carga		Duración del funcionamiento Horas / día (h/d)				
Ref	Descripción	2	4	8	16	24
U	Uniforme	0,67	0,85	1	1,25	1,6
M	Media	0,85	1,06	1,25	1,6	2
P	Pesada	1	1,25	1,5	1,9	2,36

**Fuente:** Los autores. Adaptada de [35]

**Tabla 10:** Factor  $S_2$  para reductores sinfin-corona

Naturaleza de la carga		Duración del funcionamiento, arranques / hora (arr/h)							
Ref	Descripción	4	8	16	32	63	125	250	500
U	Uniforme	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4	1,5
M	Media	1	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4
P	Pesada	1	1	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32

**Fuente:** Los autores. Adaptada de [35]

**Tabla 11:** Factor por temperatura,  $F_T$ , para reductores sinfin-corona

Temperatura ambiente °C	Duración del funcionamiento por hora [%]				
	100	80	60	40	20
40	1,35	1,25	1,15	1	0,76
50	1,6	1,5	1,4	1,2	0,9
60	1,85	1,73	1,62	1,38	1,04
70	2,13	2	1,88	1,6	1,21

**Fuente:** Adaptada de [35].

Para carga uniforme y 12 horas de funcionamiento se obtiene interpolando que  $S_1 = 1,125$  y para 4 arranques por hora  $S_2 = 1$ , de manera que el factor de servicio  $F_s = 1,125$ . Para el factor de temperatura de 40°C y duración del funcionamiento del 40 %, se tiene un  $F_T =$

1 y, como  $F_s$  es mayor que  $F_r$ , es este último el que se tiene en cuenta para seleccionar el motorreductor. Con estos datos se busca en las tablas de selección para reductor sinfín corona que  $M_2$  sea mayor o igual a 354,53 N·m,  $n_2$  igual o cercana a 1,05 rpm y factor de servicio  $F_s = 1,12$ . Para velocidades angulares menores a 25 rpm se recomienda consultar con el departamento técnico de industrias Ramfe, de quien se obtuvo la respuesta resumida en la Tabla 11. El factor de servicio actual determinado a partir de la Ecuación (20) es de 5,2; el cual es mayor que el factor de servicio  $F_s = 1,1$ , por lo tanto, el motorreductor operará satisfactoriamente y estará sobredimensionado.

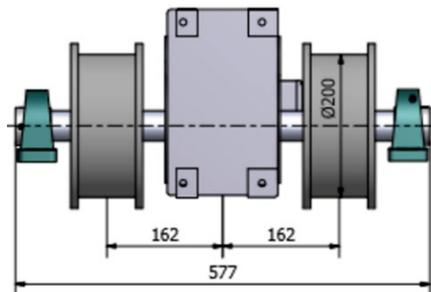
**Tabla 12:** Características generales del motorreductor

Empresa	Industrias Ramfe
Referencia	Sb0402
Motor	Siemens IP55
Tensión de alimentación (V)	220/440
Tipo de freno	Electromagnético
Potencia (HP)	0,5
Rpm	1590
Relación de reducción	819
rpm de salida	1,9
Torque (Nm)	1875
Factor de servicio	1,1

**Fuente:** Los autores

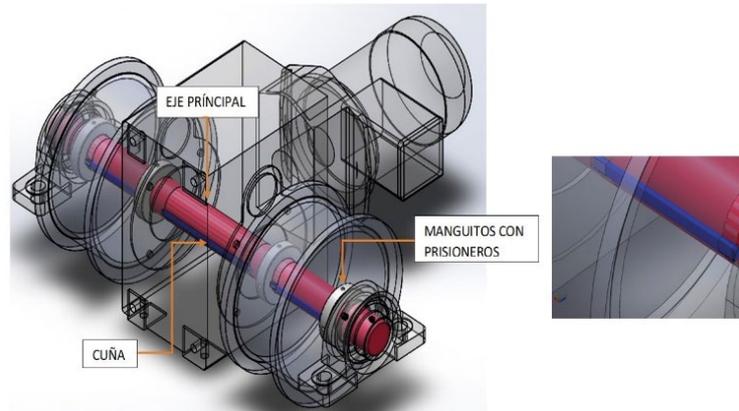
## 5.5 Análisis en el eje del tambor de arrollamiento

Las Figuras 14 y 15 indican el montaje y una vista traslúcida del conjunto tambor de arrollamiento–motorreductor, respectivamente. Al tener en cuenta los elementos que posee el sistema de transmisión principal de la máquina, a saber, chumaceras, tambores, motorreductor y sus respectivos acoples, es posible determinar su DCL (Figura 16).



**Figura 14:** Montaje conjunto tambor de arrollamiento–motorreductor, medidas en mm

**Fuente:** Los autores



**Figura 15:** Vista translúcida del sistema de transmisión principal

**Fuente:** Los autores

En el DCL (Figura 16), los puntos A y B, son las reacciones en las chumaceras, los puntos C y D, son las ubicaciones de los tambores en la que se presentan dos reacciones  $F_c$  y  $F_d$ , originadas por el par torsor en cada punto y, el Punto O es la ubicación del motorreductor, que se reemplaza por la reacción del momento torsor máximo y la de apoyo presente en ese punto. El análisis del eje del tambor de arrollamiento se realiza en las condiciones extremas de enrollamiento del cable.

En esta aplicación, la fuerza debido a la tensión del cable primero se transmite al cilindro, posteriormente a los discos y de ahí al eje, como se muestra en la Figura 18, lo que permite obtener el sistema de Ecuaciones (21). Para efectos de practicidad en los cálculos y, dada la simetría e iguales condiciones de carga se analiza el eje para un solo tambor de arrollamiento. Al resolver el sistema de Ecuaciones (21), se determina que las fuerzas soportadas en los extremos de los discos,  $F_1$  y  $F_2$ , tienen un valor numérico de 537,5 N y la carga Q, elevada por un solo tambor corresponde a 1075 N, presentándose la condición extrema cuando al enrollarse el cable, este llega a uno de los extremos del tambor. Para el análisis de fuerzas que actúan sobre el eje, se incluye el peso del tambor de arrollamiento como se observa en la Figura 19.

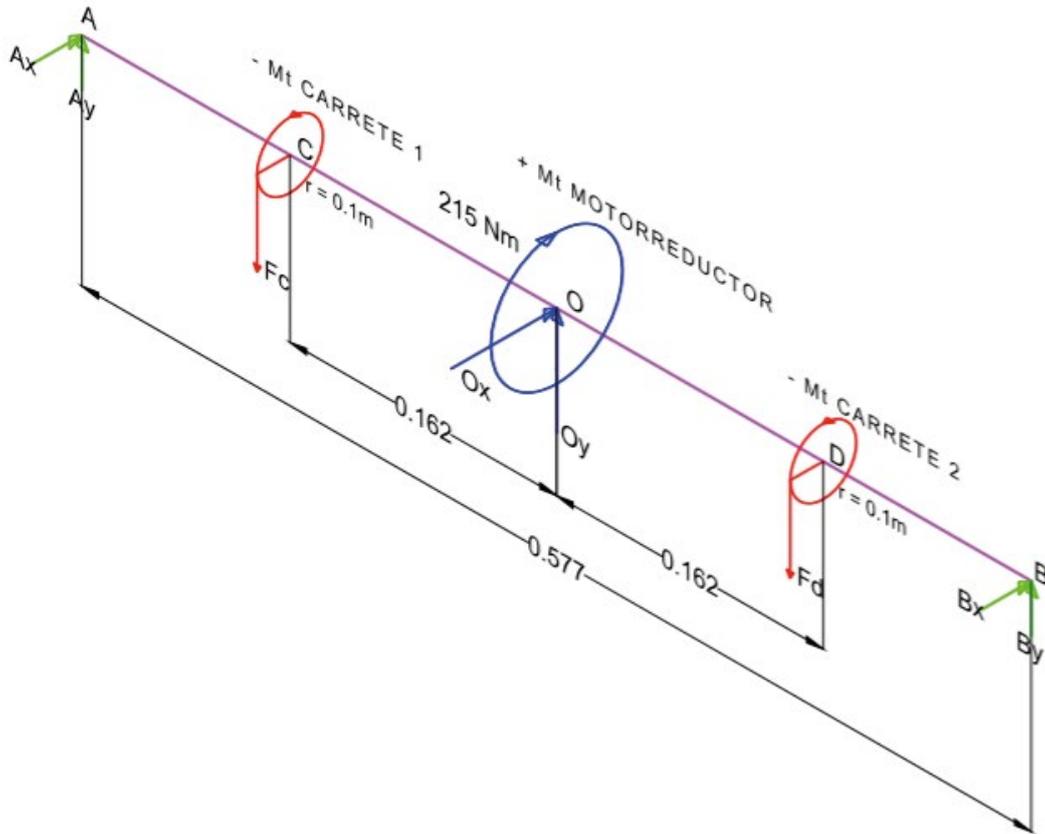


Figura 16: DCL (Diagrama de cuerpo libre) conjunto tambor de arrollamiento-motorreductor

Fuente: Los autores

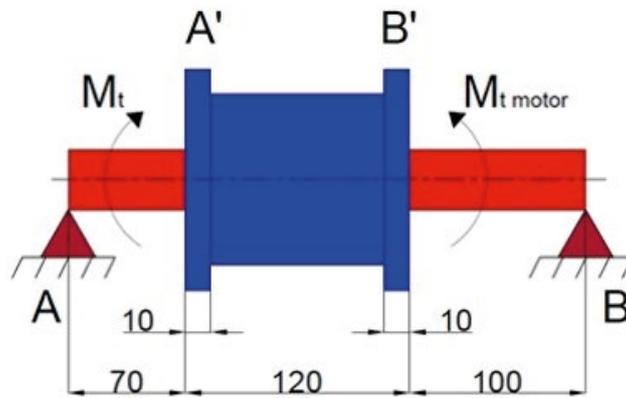
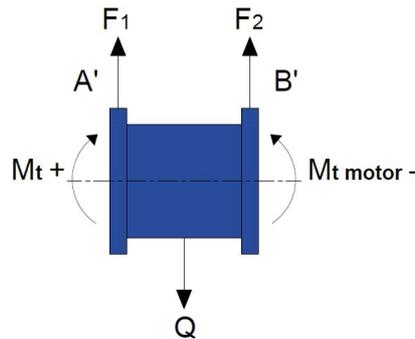


Figura 17: Eje y tambor, medidas en mm

Fuente: Los autores

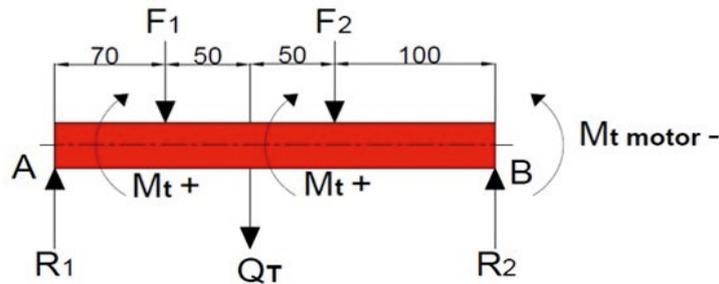


**Figura 18:** Diagrama de cuerpo libre del tambor

**Fuente:** Los autores

$$+\uparrow \sum F_y = F_1 + F_2 - Q = 0$$

$$+\curvearrowleft \sum M_{A'} = (-100 \text{ mm})F_2 + (50 \text{ mm})(1075 \text{ N}) - (107500 \text{ Nmm}) = 0 \quad (21)$$



**Figura 19:** Diagrama de cuerpo libre del eje, medidas en mm

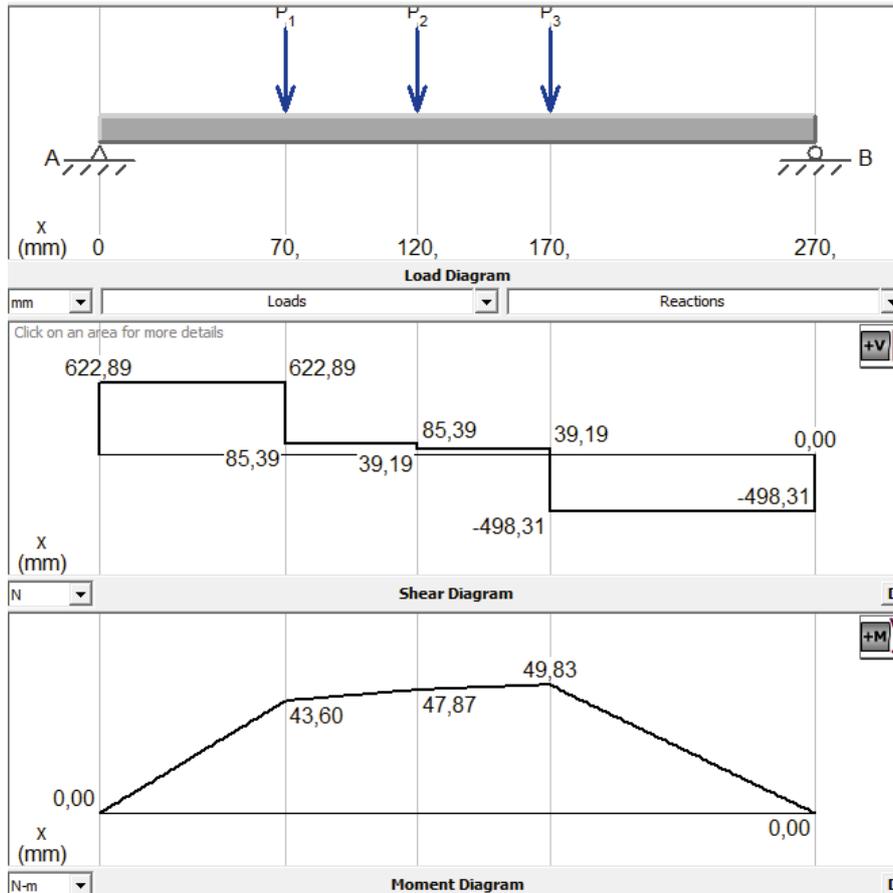
**Fuente:** Los Autores

Usando Solidworks® y estimó acero ASTM A36 como material base, que permitió establecer una masa aproximada del tambor de arrollamiento de 4,71 kg, y peso  $Q_T$  de 46,2 N, con estos valores se realiza la sumatoria de fuerzas y momentos en la Ecuación (22) para conocer la reacción en los apoyos. Debido a que las fuerzas en los extremos de los discos  $F_1$  y  $F_2$  es de 537.5 N y el peso del tambor  $Q_T$  es de 46.2 N se tiene a partir del sistema de Ecuaciones (22) que las reacciones en los apoyos  $R_2$  y  $R_1$  es de 498,31 N y 622,89 N respectivamente, por tanto, el momento flector máximo es  $M_f = 49,831 \text{ N}\cdot\text{m} = 441,04 \text{ lb}\cdot\text{in}$ , como se evidencia en la Figura 20.

$$+\uparrow \sum F_y = R_1 - F_1 - Q_T - F_2 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = (1075 + 46.2) \text{ N} = 1121.2 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_A = F_1(70\text{mm}) + Q_T(120\text{mm}) + F_2(170\text{mm}) - R_2(270\text{mm}) + (107500\text{Nmm}) - (107500\text{Nmm}) = 0 \quad (22)$$



**Figura 20:** Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el tambor de arrollamiento

**Fuente:** Los autores, generado con MDsolids 4.0®

### 5.5.1 Cálculo del diámetro del eje del tambor

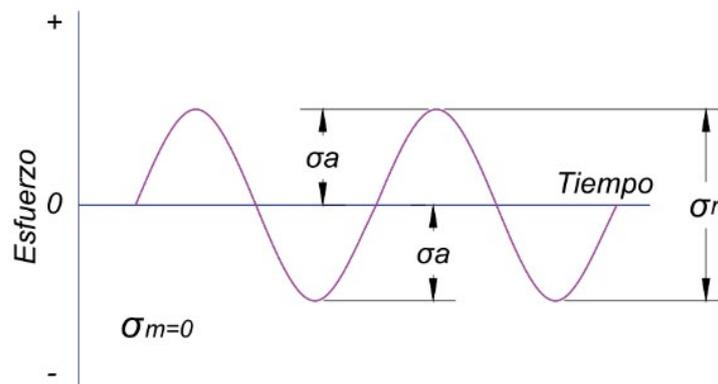
Se determinó un diámetro de eje de 1.5 in según lo especificado en el código ASME para eje macizos con carga pequeña o nula [36], al aplicar la Ecuación (23), donde  $K_b$ : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector de 1,5 para ejes en rotación,  $M_b$ : Momento debido a la flexión de 441,04 lb-in,  $K_t$ : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión de 1,0 para ejes en rotación,  $M_t$ : Momento

debido a la torsión de 31317,85 lb·in y  $S_5$ : esfuerzo permisible de 6000 psi para ejes con cuñeros, tal como lo especifica el código ASME para aceros comerciales de transmisión [37].

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_5} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad (23)$$

### 5.5.2 Diseño del eje del tambor a fatiga: Análisis de fluctuación

Para una inversión completa y torque constante, como se ilustra en la Figura 21, la sección de análisis es donde se ubican los apoyos o chumaceras del eje de transmisión; el material recomendado es un acero de transmisión AISI 1018 con límite de resistencia a la rotura por tensión de 89000 lb/in<sup>2</sup> [38]. En el caso de los esfuerzos alternantes, el eje se analiza a flexión bajo las condiciones de carga al cual se encuentra sometido, donde un ciclo se cumple al girar en el sentido de enrollamiento del cable y la carga fluctúa entre un valor máximo y mínimo, cumpliendo así un ciclo de inversión completa, debido a que ocurre lo mismo al desenrollarse el cable. En el caso del torque, este se mantiene constante debido a que el diseño y selección del motor está establecido para un determinado torque que supera la carga nominal.



**Figura 21:** Esfuerzo sinusoidal completamente invertido

**Fuente:** Los autores. Adaptada de [25, p.293]

Los esfuerzos en flexión y el cortante torsional con magnitud máxima, se determinan a partir de las Ecuaciones (24) y (25), respectivamente, según la metodología recomendada por Shigley [25, pp.86-96], donde M: Momento flector, con valor numérico de 49,831 N·m = 441,04 lb·in, d: diámetro del eje de 1,5 in y T: Momento torsor, con valor numérico de 354,53 N·m = 3137,85 lb·in.

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (24)$$

$$\tau_a = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (25)$$

De la Ecuación (24) se tiene un esfuerzo en flexión,  $\sigma = 1331,08 \text{ lb/in}^2$  y de la Ecuación (25) un cortante torsional,  $\tau_a = 4735,09 \text{ lb/in}^2$ , con estos datos a partir de la Ecuación (26) se encuentra el esfuerzo plano de von Misses [25, p.215], donde,  $\sigma_a$ : esfuerzo en flexión con magnitud máxima, y  $\tau_a$  = esfuerzo cortante torsional máximo.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}, \sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (26)$$

Al resolver la Ecuación (26), se tiene un esfuerzo plano alternante de von Misses  $\sigma_{eqa} = 1331,08 \text{ lb/in}^2$  y un esfuerzo plano alternante de von Misses medio  $\sigma_{eqm} = 8201,41 \text{ lb/in}^2$ . A partir de la Ecuación (27), se determina el criterio de Goodman modificado [25, p.288], donde  $\sigma_{eqa}$ : esfuerzo plano alternante de von Misses  $\sigma_{eqm}$ : esfuerzo plano medio de von Misses,  $S_e$ : límite de fatiga,  $S_{ut}$ : resistencia a la tensión y n: factor de diseño o de seguridad.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (27)$$

Para establecer el límite de fatiga se sigue la metodología propuesta por [25, pp. 279-284], definida en términos generales por la ecuación de Marín en (28), donde,  $K_a$ : factor de modificación de la condición superficial,  $K_b$ : factor de modificación del tamaño,  $K_c$ : factor de modificación de la carga,  $K_d$ : factor de modificación de la temperatura,  $K_e$ : factor de confiabilidad,  $K_f$ : factor de modificación de efecto varios,  $S'_e$ : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria y  $S_e$ : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, donde  $S'_e$ , se estima mediante la relación en la Ecuación (29), y el factor de modificación de la condición superficial a partir de la Ecuación (30), donde  $S_{ut}$ : es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b son tomados de la Tabla 12.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (28)$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (29)$$

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (30)$$

**Tabla 13:** Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a, Sut kpsi	Exponente b
Esmerilado	1,34	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	-0,265
Laminado en caliente	14,4	-0,718
Como sale de la forja	39,9	-0,995

**Fuente:** Los autores. Adaptada de [25]

Para una condición de maquinado  $a = 2,70$ ,  $S_{ut} = 89$  Kpsi para el acero AISI 1018, y exponente  $-0,265$ , se tiene a partir de la Ecuación (30) un factor de superficie de  $0,82$ . Para el factor  $K_b$ , con  $d = 1,5$  in, se tiene a partir de la Ecuación (31) que  $K_b = 0,85$ .

$$K_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases} \quad (31)$$

En el caso del factor de carga  $K_c$ , toma un valor numérico de  $1$  para flexión, de  $0,85$  para tensión axial y  $0,59$  para el caso de torsión; sin embargo, cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos como la flexión,  $K_c = 1$  y, como la temperatura a la que trabaja el eje tiene temperatura despreciable  $K_d = 1$  [25], con factor de confiabilidad  $K_e = 0,868$ , valorado a partir de la Tabla 13 para una confiabilidad de  $95\%$ . El factor de modificación de efectos varios  $K_f$ , se estima como un factor de concentración de esfuerzos con radio de entalladura de  $2$  mm, para esto se define la sensibilidad a la muesca a partir de (32), donde,  $K_f$ : factor de reducción de resistencia por fatiga,  $q$ : sensibilidad a las ranuras o muescas,  $K_t$ : concentración de esfuerzos, teórico o geométrico.

$$q = \frac{K_t - 1}{K_t} \quad (32)$$

**Tabla 14:** Factores de confiabilidad  $K_e$

Confiabilidad %	$K_e$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99.9	0,753
99.99	0,702
99.999	0,659
99.9999	0,620

**Fuente:** Los Autores. Adaptada de [25]

El valor de  $q$  suele estar entre cero y la unidad, la ecuación indica que, si  $q=0$  entonces  $K_f = 1$  y, el material no tiene sensibilidad a las ranuras. Por otra parte, si  $q=1$  entonces

$K_f = K_t$  y el material es completamente sensible, por lo anterior se tiene que  $K_f = 1$  por tener  $q=0$  y por ende el material no es sensible a las ranuras. Con estos factores se determina el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica, con  $K_a = 0,82$ ,  $K_b = 0,85$ ,  $K_c = 1$ ,  $K_d = 1$ ,  $K_e = 0,868$ ,  $K_f = 1$  y  $S_{ut} = 89000 \text{ lb/in}^2$ , por tanto, a partir de la Ecuación (28) se tiene un límite de fatiga de  $26922,322 \text{ lb/in}^2$  y un factor de seguridad igual a 7 al aplicar la Ecuación (27) de Goodman modificado, por lo que se concluye que el eje soporta dinámicamente las cargas.

### 5.5.3 Selección de chumaceras

Para la selección de chumaceras se sigue lo recomendado por el manual de diseño mecánico de Shigley [25, p.555], y las siguientes especificaciones, diámetro mínimo del eje: 1,5 in, carga radial máxima a soportar: 2,15 kN, vida deseada del rodamiento: 30000 horas y velocidad deseada: 1,1 rpm. A partir de la Ecuación (33), se tiene una medida de vida de rodamientos,  $X_D = 1,98$ , donde,  $L_D$ : vida deseada en horas,  $n_D$ : velocidad deseada expresada en rpm,  $L_R$ : vida nominal en horas,  $n_R$ : velocidad nominal en rpm, y  $L_{10}$ :  $10^6$  ciclos, tal como lo recomienda Shigley [25, p.555].

$$X_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \quad (33)$$

Al conocer esta medida de vida, se tiene de la Ecuación (34) una relación carga-vida confiabilidad de 3,48 kN, donde,  $C_{10}$ : clasificación de catálogo, lbf o kN,  $F_D$ : carga radial deseada expresada en lbf o kN,  $X_D$ : medida de vida,  $X_0$ : Valor garantizado mínimo de la variante 0,02,  $\Theta$ : parámetro característico Weibull, 4.459; b: Parámetro de la forma contra el sesgo, 1.483;  $R_d$ : Confiabilidad 0,9 a 3 para cojinetes de bolas. Con este valor se seleccionó de un catálogo comercial un rodamiento de carcasa con diámetro interno de 1,5 in referencia NSK 24200-40208 y tornillo de fijación M14 recomendado por el fabricante [39].

$$C_{10} = F_D \left[ \frac{X_D}{x_0 + (\Theta - x_0)(1 - R_d)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad (34)$$

### 5.5.4 Espesor del tambor

La selección del tambor se compone de tres factores: De una torsión, una flexión por la tracción del cable y una compresión causada por el apriete del cable. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ende despreciables. Normalmente los esfuerzos de flexión también son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Por

tanto, el espesor del tambor se elige según la solicitud de arrollamiento a compresión y flexión, que se pone en evidencia imaginando al tambor soportando una única espira de cable, que, bajo la influencia de la tracción del mismo, el tambor se comprime con la máxima deformación debida al arrollamiento. A medida que se aleja de la espira, la deformación y consecuentemente el esfuerzo debido a la compresión disminuye. En servicio normal, el tambor nunca será cargado por una sola espira aislada. Es común que el servicio de arrollamiento del cable bajo tensión se empiece desde un extremo del tambor, por tanto, el esfuerzo total podrá ser calculado superponiendo los esfuerzos causados por cada espira aisladamente. Los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea solicitada por la tracción del cable [34, p.30]. Bajo esta hipótesis el esfuerzo de compresión se calcula como sigue. A partir de la Ecuación (35), se determina el esfuerzo de compresión en tambor de arrollamiento  $\sigma$ , expresado en kg/cm<sup>2</sup>, donde, S: tracción  $F_t$  que soporta el cable en Kg, h: espesor del tambor en cm y s: paso de enrollamiento en cm.

$$\sigma = \frac{S}{hs} \quad (35)$$

Para un diámetro de cable de 6 mm, el paso de enrollamiento y espesor h es de 12 mm y 6 mm respectivamente, indicados en su tabla de especificaciones [34, p.31]. De esta manera se obtiene a partir de la Ecuación (35) que el esfuerzo a compresión es  $\sigma = 152,4$  kg/cm<sup>2</sup> que no supera el esfuerzo admisible  $S_y = 2531$  kg/cm<sup>2</sup> para un material ASTM A36 [40], que comparado con el esfuerzo de von Mises  $\sigma'$ , se establece un factor de seguridad  $n = 17$  a partir de Ecuación (36), con el que se garantiza la resistencia del tambor a compresión o aplastamiento.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (36)$$

### 5.5.5 Diseño a fatiga del tambor de arrollamiento

Con este análisis se determina si el tambor estará sujeto a vida finita o infinita, para ello se toma en cuenta lo siguiente, en el caso de las fluctuaciones que produce el tambor, estas se consideran igual a las del eje, donde cambia solo el valor numérico del diámetro y el material empleado; segundo, al calcular el momento flector máximo no se considera el peso del tambor, tal como se representa en la Figura 22 y, en el sistema de ecuaciones en (37), que permite establecer además que las reacciones en los extremos equivalen a  $R_1 = 477,77$  N y  $R_2 = 547,22$  N y, del diagrama de momentos

(Figura 23), que el momento flector máximo  $M_{fr}$  tiene un valor numérico de 47,77 N·m = 422,80 lb·in.

$$+\uparrow \sum F_y = R_1 - 537.5 \text{ N} - 537.5 \text{ N} + R_2 = 0$$

$$\sum M_{A+} = (537.5 \text{ N})(0.07 \text{ m}) + (537.5 \text{ N})(0.17 \text{ m}) - R_2(0.27 \text{ m}) = 0 \quad (37)$$

Con base en esto se determinan los esfuerzos a flexión y a torsión al aplicar las Ecuaciones (38) y (39), respectivamente, modificada para tubos de pared delgada, donde,  $d_e$ : diámetro exterior del tambor, 20 cm = 7,87 in,  $d_i$ : diámetro interno del tambor 18,8 cm = 7,40 in, debido a que el espesor recomendado es 6 mm,  $M_{fr}$ : momento flector máximo, 422.80 lb·in y T: momento torsor máximo, 3137,85 lb·in.

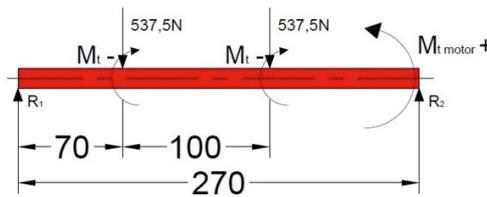


Figura 22: Eje del tambor sin considerar su peso, medidas en mm

Fuente: Los autores

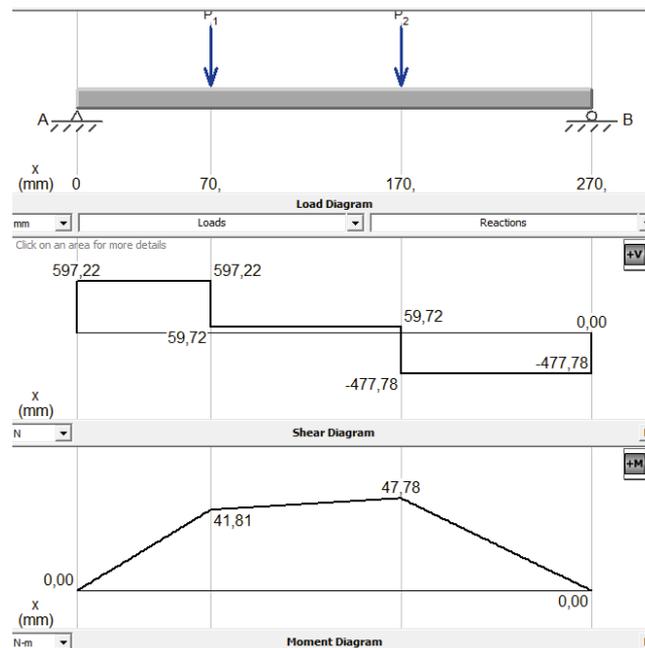


Figura 23: Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el tambor de arrollamiento

Fuente: Los autores, generado con MDsolids 4.0®

$$\sigma_a = \frac{32 M_f}{\pi(d_o^3 - d_i^3)} \quad (38)$$

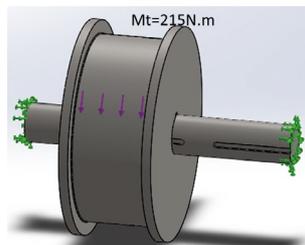
$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi(d_o^3 - d_i^3)} \quad (39)$$

A partir de la Ecuación (38) se tiene que el esfuerzo por flexión  $\sigma_a = 52,38 \text{ lb/in}^2$  y, de la Ecuación (39) que el esfuerzo a torsión  $\tau_m = 194,37 \text{ lb/in}^2$ , con estos valores se determina el esfuerzo plano de von Mises a partir de la Ecuación (26) y se tiene que  $\sigma_{\text{eqa}} = 52,38 \text{ lb/in}^2$  y  $\sigma_{\text{eqm}} = 336,66 \text{ lb/in}^2$ . Al emplear la metodología seguida para el eje del tambor se establece el límite de fatiga  $S_e$ , para esto se tiene en cuenta condición de maquinado y,  $S_{\text{ut}} = 60 \text{ Kpsi}$  para el acero ASTM A-36, que permite determinar a partir de la Ecuación (30) un factor de superficie  $K_a = 0,91$  y, para los valores  $K_b$ ,  $K_c$ ,  $K_d$ ,  $K_e$  y  $K_f$ , se consideran los mismos del análisis del eje del tambor debido a que presentan las mismas condiciones, donde  $K_b = 0,85$ ;  $K_c = 1$ ,  $K_d = 1$ ,  $K_e = 0.868$  y  $K_f = 1$ , con esto se aplica la Ecuación de Marín (28) y, se tiene que  $S_e = 20141,94 \text{ lb/in}^2$ , que al cumplir el criterio de Von Mises en la Ecuación (40), permite establecer que el tambor se encuentra diseñado para vida infinita.

$$\sigma_a \leq \frac{S_e}{n} \rightarrow 52.38 \text{ lb/in}^2 \leq \frac{20141.94 \text{ lb/in}^2}{17} \rightarrow 52.38 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \leq 1184.82 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad (40)$$

### 5.5.6 Análisis por elementos finitos del conjunto eje y tambor

Realizados los cálculos de diseño estático y verificación de fatiga del eje y tambor, se realiza un análisis mediante SolidWorks® para comprobar los cálculos realizados. Para el dimensionamiento del eje del tambor, las condiciones iniciales para el cálculo estático son colocadas en los puntos más extremos como son la cara interior del eje, además se dibuja en el tambor una pieza que simula al cable para colocar la fuerza que ejerce en la superficie, como se muestra en la Figura 24.

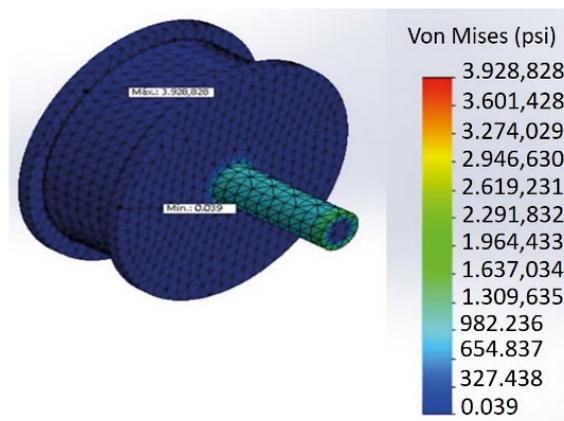


**Figura 24:** Condiciones iniciales de eje y tambor

**Fuente:** Los autores

El resultado del análisis indica que el esfuerzo máximo se encuentra en el punto donde hay un cambio de sección, el cual se encuentra entre 1637 a 1964 psi como indica la Figura 25. Una vez realizado el análisis estático se procede al análisis de fatiga, que nos indica los ciclos de vida del eje tambor; para ello se considera que el tambor va a tener una vida infinita como se demostró anteriormente en los cálculos realizados. Por lo tanto, como lo indica la Figura 26 la vida mínima del eje del tambor es de  $1 \times 10^6$  ciclos, lo que confirma el diseño para vida infinita.

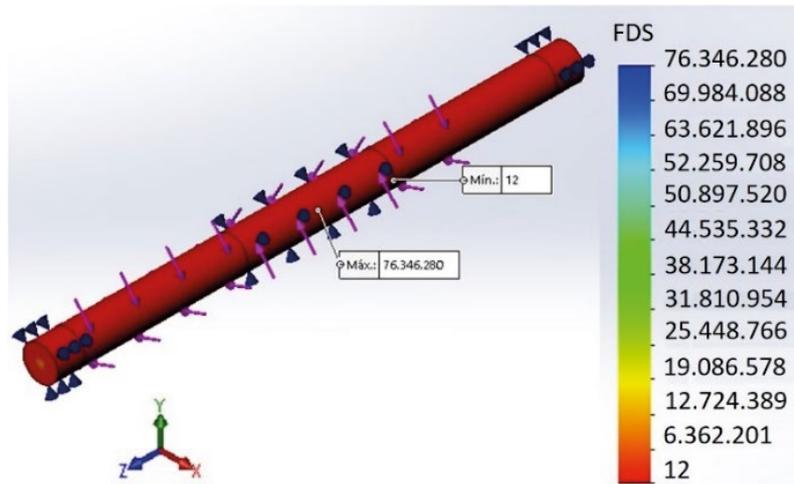
A través del análisis por elementos finitos del eje pasante, y para un momento torsor de  $215 \text{ N}\cdot\text{m}$  en el punto O y reacciones  $F_c$  y  $F_d$  (1075 N), se obtienen pares torsores de  $107,5 \text{ N}\cdot\text{m}$  con un radio de 0,1m, se establece el diagrama de deformación unitaria (Figura 27), el de factor de seguridad (Figura 28) y el de esfuerzos (Figura 29), y permite establecer una deformación máxima de 0,01 mm, valor despreciable debido a que está dentro de los límites normales de deformación; además, del diagrama de esfuerzos (Figura 29) se observa que el valor del esfuerzo máximo es de 32,27 MPa, y al compararlo con el límite elástico del material (Acero AISI 1045 - 530 MPa) se garantiza que el eje no fallará por concentración de esfuerzos residuales, se garantiza un factor de seguridad mínimo de 12, ver Figura 28.



**Figura 25:** Resultados de la simulación para el conjunto eje y tambor, esfuerzo de Von Mises

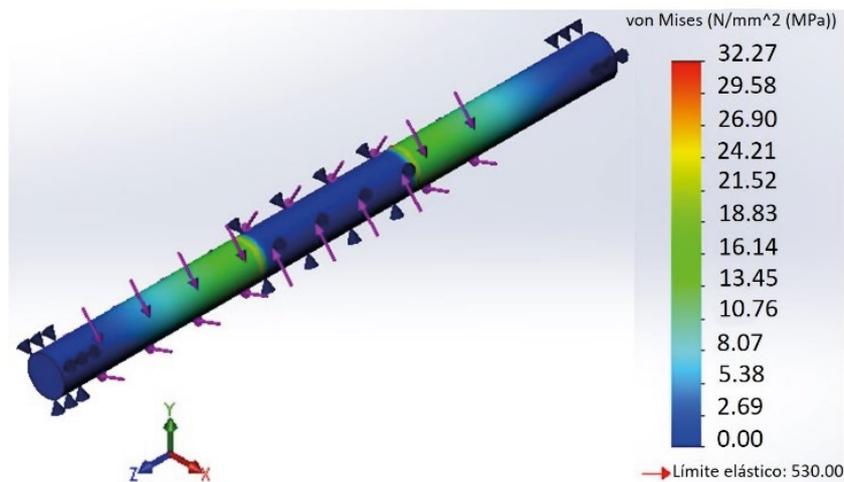
**Fuente:** Los autores





**Figura 28:** Resultados de simulación para el eje del tambor, factor de seguridad con esfuerzo de Von Mises

**Fuente:** Los Autores

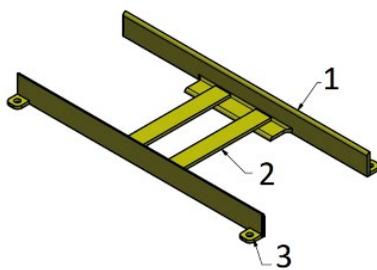


**Figura 29:** Resultados de simulación para el eje del tambor, esfuerzo de Von Mises

**Fuente:** Los autores

## 6. DISEÑO DE LA BANCADA DEL MOTORREDUCTOR

Conocida la estructura a elevarse y la potencia de accionamiento se procede al diseño de la bancada, conformada por dos perfiles en L apernados a la estructura externa para su fácil desmonte y mantenimiento, a ellos están soldadas cuatro platinas encargadas de sostener el peso del motorreductor y, que se encuentra asegurado a las mismas siguiendo las recomendaciones del fabricante para el montaje tipo patas [35]. En la Figura 30 se observan los elementos constitutivos de la bancada. Para el análisis estático de la estructura de la bancada, se considera que el peso del conjunto motorreductor (1080 N), y del eje de transmisión (48 N), se distribuye entre las platinas simétricamente, ahora bien, a este peso se le suma la reacción que soporta ese punto, a saber, 498.31 N (R2 Figura 19). La Figura 31 muestra la distribución de fuerzas en la bancada.



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
1	Perfil Angular 2"x2"x1/4"	2	ACERO ASTMA36
2	Platina 1"x1/2"x1/4"	4	ACERO ASTMA36
3	Orejas Sujetadoras	4	ACERO ASTMA36

**Figura 30:** Bancada motorreductor

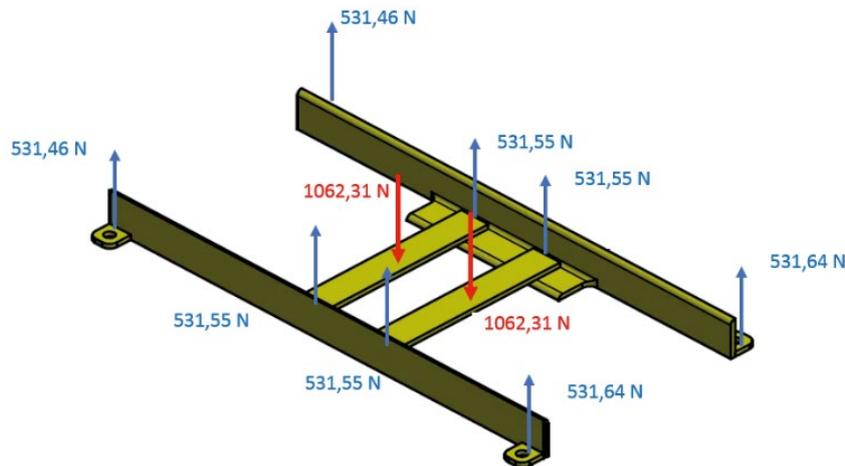
**Fuente:** Los autores

La reacción del conjunto se transmite primero a las platinas y luego al perfil L, por ello la reacción de 1062,31 N en el centro de las platinas se divide a la mitad por simetría, este valor es reactivo para el perfil L y su diagrama de fuerza cortante y momento flector se muestra en la Figura 32. A partir de los diagramas de fuerza cortante y momento flector presentados en la Figura 32, se encuentra que la sección crítica de la viga es el punto intermedio de los puntos A y B a 260 mm, en esta sección se presenta una condición crítica (en los extremos de la sección), que se analiza según las teorías para materiales dúctiles sometidas a esfuerzos uniaxiales normales a la sección. A partir de las teorías desarrolladas para materiales dúctiles sometidos a cargas estáticas, se tiene que para esfuerzos uniaxiales el criterio de selección debe ser, para esfuerzos de tensión y de compresión [29, p.195], donde;  $\sigma$ : esfuerzo aplicado,  $\sigma_d$ : esfuerzo de diseño, N: factor de seguridad.

$$\sigma < \sigma_d = S_y / N \quad (41)$$

Debido a que el elemento crítico se encuentra sometido a flexión pura se procede a determinar el esfuerzo máximo al que está sometido [29, p.106], a partir de la Ecuación (42), donde S: módulo de la sección.

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_{\max}|}{S} \quad (42)$$



**Figura 31:** Diagrama de cuerpo libre de la bancada

**Fuente:** Los autores

A partir de la teoría de diseño plasmada en la Ecuación (41), se tiene que para que no se presente falla se debe cumplir que  $\sigma_{\max} < \sigma_d$ ; al tomar el esfuerzo de diseño igual al esfuerzo de fluencia del material del perfil en L ASTM A36 (250 MPa), se determina el módulo de la sección mínimo para que la viga no falle, despejando  $S$  de (42) con momento máximo 136,64 N·m se obtiene un módulo de sección mínimo  $S_{\min} = 0,54 \text{ cm}^3$ . Las propiedades físicas del perfil en L  $\frac{1}{4}'' \times 2''$  se toman del catálogo de Acero Steckerl [28], a partir estos datos se obtiene un módulo de la sección de  $4,10 \text{ cm}^3$ , determinado a partir del cociente entre el momento de inercia de la sección y la distancia desde el eje de interés a uno de sus extremos  $y$ , que garantiza la estabilidad de la estructura diseñada ya que se cumple la condición en la Ecuación (43).

$$S \text{ sección} > S \text{ mínimo} \rightarrow 4,10 \text{ cm}^3 > 0,54 \text{ cm}^3 \quad (43)$$

De acuerdo con el módulo de la sección seleccionada y, a la Ecuación (42) se tiene que el esfuerzo al cual está sometido el elemento es  $\sigma = 33,30 \text{ MPa}$ , por tanto según la teoría de diseño aplicada se establece que este no fallará debido a que el máximo esfuerzo al que será sometido es menor al máximo esfuerzo que puede soportar el material base ( $\sigma < \sigma_d$ ), a partir del máximo valor de esfuerzo al que se encuentra sometido el elemento se determina un factor de seguridad de 7 al resolver la Ecuación (41). El factor de seguridad obtenido es bastante conservador al considerar que se tiene conocimiento de las cargas a las que estará sometida la estructura, además de que la naturaleza de la misma es estática y, para estas condiciones se recomienda un factor entre 2,5 y 4 [29, p.185]. Debido a que no se tienen en cuentas las condiciones de vibración del conjunto motorreductor – tambor de arrollamiento a la ubicación exacta del centro de gravedad de la máquina se deduce que el factor de seguridad obtenido es aceptable con el diseño que se realiza.

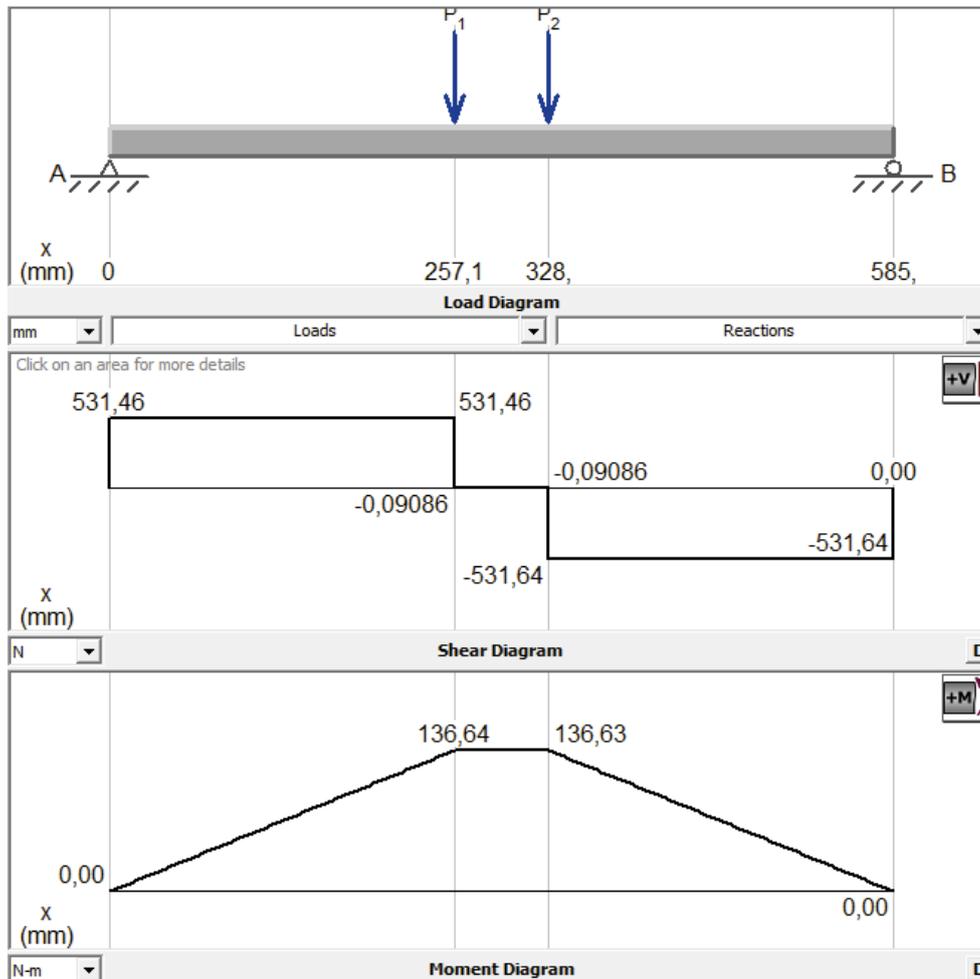


Figura 32: Diagrama de fuerza cortante y momento flector de perfil L, bancada del motorreductor

Fuente: Los Autores, generado con MDSolids 4.0®

## 6.1 Análisis de juntas soldadas de la bancada

Las juntas soldadas a realizar son juntas de filete, estas no presentan preparación y debido a la dirección en la cual la carga es aplicada se pueden analizar como cordones de soldadura frontales. Se procede a determinar el espesor de la garganta mínimo para el que se garantice la estabilidad de la junta teniendo en cuenta la influencia que tiene cada una de las cargas que soporta. A partir de la aplicación del método alternativo para el análisis de cordones frontales, Ecuación (45), se presentan las bases para determinar la altura de garganta mínima que garantizará la integridad de la junta [41], donde,  $a$ : espesor de garganta,  $l$ : longitud del cordón,  $\sigma_p$ : esfuerzo normal al área de la

garganta,  $\tau$ : esfuerzo tangencial al área de la garganta,  $\gamma_{Mw}$ : coeficiente parcial de seguridad del cordón,  $\beta_w$ : factor de correlación,  $f_u$ : esfuerzo último.

$$\sigma_1 = \tau_1 = \frac{F}{2\sqrt{2} \cdot a \cdot l} \quad (44)$$

$$\sqrt{\sigma_1^2 + 3 \tau_1^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{Mw}} \quad (45)$$

A partir de las Ecuaciones (44) y (45) se despeja el valor mínimo del espesor de garganta, para ello se recomienda tomar como factor de seguridad  $\gamma_{Mw} = 1,25$ , factor de correlación  $\beta_w = 0,85$ , teniendo en cuenta que este es el factor aconsejable cuando el material base es acero estructural; al conocer que la fuerza soportada por los extremos es de 531,1550 N y, a partir de los datos sobre las propiedades físicas del acero estructural ASTM A36, esfuerzo último 400 MPa, y longitud 38 mm, se determina que el espesor mínimo de garganta es 0,02 mm. Por lo anterior se establece que para garantizar la estabilidad de la junta esta debe tener como espesor mínimo de garganta 2 centésimas de milímetros, es decir, que el cordón debe ser mínimo de 5 centésimas de milímetros de grueso; debido a que este es un valor absurdo e imposible de garantizar se establece que la junta es estable ya que durante las condiciones del proceso nos dan entre un espesor de garganta de 1 mm hasta 1,5 mm.

## 6.2 Diseño de pernos de chumacera

Para el diseño de los pernos se considera las reacciones en los extremos del perfil L donde están ubicados, la Figura 33 muestra la ubicación de los pernos en la bancada del conjunto motorreductor – tambor de arrollamiento. De la Figura 31 se observa que la reacción en A y B es 531,46 N y 531,64 N respectivamente, dado que la mayor reacción es en el punto B, allí se efectúa un análisis al corte para determinar el diámetro mínimo de los pernos, que son de acero bajo o medio carbono con una resistencia mínima a la fluencia de 340 MPa [25, p.420], por ende, se tiene que el esfuerzo al corte del material con factor de diseño 2 es de 170 MPa y, con un factor de seguridad de 2, el esfuerzo de diseño es de 85 MPa.

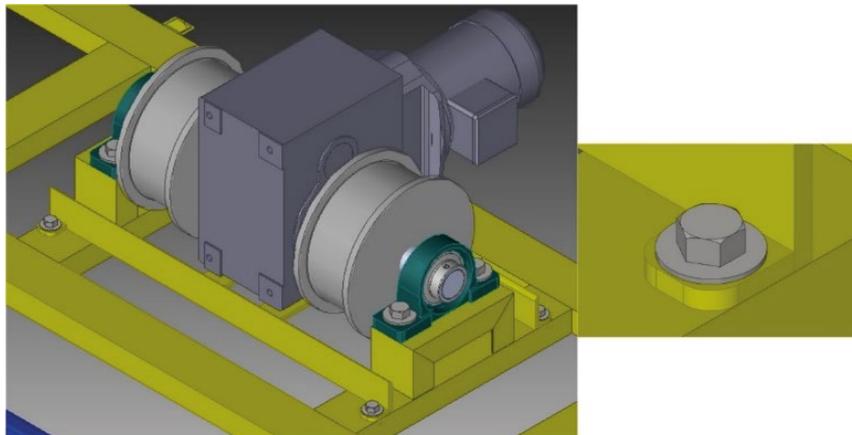
Empleando la Ecuación de esfuerzo cortante en (46), se determina un área de sección transversal,  $A = 3,12 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ , donde,  $F_{\text{perno}}$ : fuerza que soporta el perno, con un valor numérico de 531,46 N, y  $\sigma_{\text{diseño}}$ : esfuerzo de diseño con valor de 85 MPa. Con esta área se

obtiene de la Ecuación (47) un diámetro mínimo del perno de 2 mm, donde, d: diámetro del perno, A: área de sección transversal del perno, por ello se ubica en cada extremo de la bancada un tipo de perno M10, para garantizar un alto factor de seguridad.

$$\sigma_{diseño} = \frac{F_{perno}}{2A} \quad (46)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (47)$$

De la referencia [42, p.744] se establece que la resistencia de prueba,  $S_p$ , para este perno es de 310 Mpa, y su área de esfuerzo por tensión,  $A_t = 57,99 \text{ mm}^2$  [42 p.727]. Para ensambles cargados dinámicamente (carga de fatiga), se usa comúnmente una precarga del 75 %, por tanto la precarga,  $F_i = 0,75 S_p A_t = 13,48 \text{ kN}$  [42 p.744]. Un esquema de la junta pernada se muestra en la Figura 34 y a partir de ella se determinan las longitudes de cuerda  $l_{cuerda}$  y vástago  $l_s$ . De [43] se establece una longitud de perno de 35 mm y a partir de la relación  $2d + 6 \text{ mm}$  una longitud de rosca  $l_{cuerda}$ , de 26 mm, por tanto  $l_s = 9 \text{ mm}$  y longitud de cuerda en la zona de sujeción  $l_z$ , de 3,7 mm para un valor  $l$  de 12,7 mm. La constante teórica de resorte para un perno redondo de diámetro  $d$ , con una longitud  $l_z$  de cuerda cargada axialmente dentro de la zona de sujeción y de longitud  $l$  se indica en la Ecuación (48), donde  $A_t$ : área de esfuerzo por tensión del perno de  $57,99 \text{ mm}^2$  [42 p.727];  $A_b$ : área total de la sección transversal  $52,296 \text{ mm}^2$  [44],  $l_s$ : longitud del vástago sin cuerda, 9 mm;  $l_z$ : longitud de la cuerda en la zona de sujeción, 3,7 mm;  $E = 207 \text{ GPa}$  para el acero.



**Figura 33:** Montaje de pernos en el perfil L

**Fuente:** Los autores

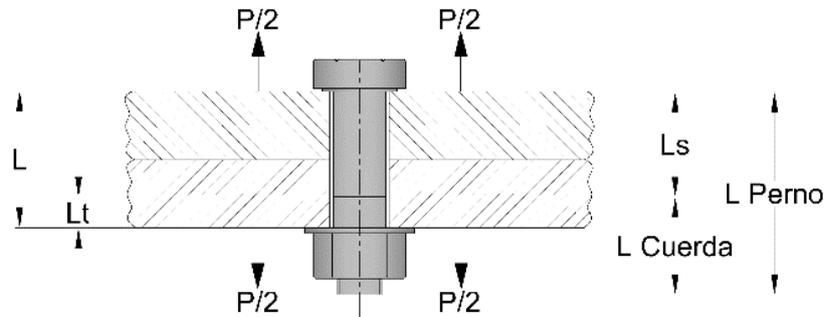


Figura 34: Esquema de la junta pernada

Fuente: Los autores

$$k_b = \frac{A_t A_b}{A_b l_t + A_t l_s} E \quad (48)$$

A partir de la Ecuación (48) se tiene  $K_b = 918 \times 10^3$  N/mm y de la Ecuación (49) que la rigidez de los elementos,  $K_m$ , tiene un valor numérico de  $2908,51 \times 10^3$  N/mm, para  $l = 12,7$  mm, diámetro efectivo del perno  $d = 10$  mm y  $E = 207$  GPa. Al remplazar estos valores en la Ecuación (50) se determina que el factor de rigidez de la junta tiene un valor numérico de  $C = 0,24$ . La porción de carga aplicada que experimentan el perno  $P_b$ , y el material  $P_m$ , se determina mediante las Ecuaciones (51) y (52), respectivamente, donde  $P$ : fuerza externa aplicada con valor numérico de 531,64 N. Al resolver se tiene  $P_b = 127,6$  N y  $P_m = 404,05$  N, las cargas resultantes en el perno,  $F_b$ , y el material,  $F_m$ , después de que se aplica la carga  $P$  se determinan mediante las Ecuaciones (53) y (54), respectivamente, donde  $F_i$ : precarga inicial de 13,48 kN y se obtiene que  $F_b = 13,6076$  kN y  $F_m = 13,076$  kN.

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln\left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d}\right)} \quad (49)$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (50)$$

$$P_b = CP \quad (51)$$

$$P_m = (1 - C)P \quad (52)$$

$$F_b = F_i + P_b \quad (53)$$

$$F_m = F_i - P_m \quad (54)$$

Debido a que las cargas son fluctuantes, se tiene que la componente media de la fuerza,  $F_{media} = 13,54$  kN y la componente alternante,  $F_{alt} = 0,0638$  kN determinadas mediante las Ecuaciones (55) y (56), respectivamente. Los esfuerzos nominales medio,  $\sigma_{anom}$ , y alternante,  $\sigma_{mnom}$ , en el perno son  $1,10$  N/mm<sup>2</sup> y  $233,48$  N/mm<sup>2</sup> respectivamente determinados a partir de las Ecuaciones (57) y (58), donde  $A_t$ : área de esfuerzo por tensión del perno de  $57,99$  mm<sup>2</sup> [42, p.727].

$$F_{media} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (55)$$

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (56)$$

$$\sigma_{anom} = \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (57)$$

$$\sigma_{mnom} = \frac{F_{media}}{A_t} \quad (58)$$

El factor de concentración de esfuerzo por fatiga,  $K_f$ , para el diámetro de 10 mm se determina con la Ecuación (59), y se obtiene  $K_f = 5,96$ . A partir de la Ecuación (60) se calcula el factor de concentración de esfuerzos medio  $K_{fm}$  debido a que  $K_f |\sigma_{máxnom}| > S_y$ ,  $1398,09$  MPa  $>$   $340$  MPa y se obtiene que  $K_{fm} = 1,428$ . Por tanto, los esfuerzos locales medio y alternante en el perno son respectivamente  $\sigma_{anom} = 6,559$  N/mm<sup>2</sup> y  $\sigma_{mnom} = 333,40$  N/mm<sup>2</sup>, determinados a partir de las Ecuaciones (61) y (62), respectivamente. El esfuerzo con la precarga inicial,  $\sigma_i$ , para  $K_{fm} = 1,428$  y  $F_i = 13,48$  kN es de  $331,94$  N/mm<sup>2</sup> obtenido con la Ecuación (63).

$$K_f = 5.7 + 0.02682d \quad (59)$$

$$K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{anom}}{\sigma_{mnom}} \quad (60)$$

$$\sigma_{anom} = K_f \sigma_{anom} \quad (61)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \sigma_{mnom} \quad (62)$$

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (63)$$

A partir de la línea de Goldman se obtiene el factor de seguridad contra fatiga, para ello, primero se obtiene la resistencia física del material, donde los factores de reducción de resistencia se toman de las tablas y las fórmulas empleadas para el diseño a fatiga del

eje del tambor de arrollamiento, valorando el tamaño del perno, un acabado de maquinado, temperatura ambiente y 99 % de confiabilidad. El límite de fatiga  $S_e$ , se estima mediante (64), y el factor de modificación de la condición superficial  $S'_e$  a partir de la Ecuación (65), donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión con valor numérico de 420 MPa, Para  $C_{carga} = 0,85$  en tensión axial,  $C_{tamaño} = 0,951$ ,  $C_{sup} = 0,54$ ,  $C_{temp} = 1$ ,  $C_{conf} = 0,817$  se tiene que el límite de resistencia a la fatiga  $S_e = 74,89$  MPa.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (64)$$

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad (65)$$

En la Ecuación (66) se utilizan la resistencia física corregida y la resistencia última a la tensión para obtener el factor de seguridad  $N_f$  a partir de la línea de Goodman; al resolver se verifica un factor de seguridad por fatiga de 2,3. El esfuerzo estático del perno después de la fluencia local inicial,  $\sigma_s$ , y el factor de seguridad contra la fluencia,  $N_y$ , se determinan mediante las Ecuaciones (67) y (68), respectivamente, donde  $F_{perno} = 13,6076$  kN,  $A_t = 57,99$  mm<sup>2</sup>,  $S_y = 340$  MPa,  $\sigma_b = \sigma_s = 234,65$  MPa, por tanto, el factor de seguridad contra fluencia  $N_y = 1.45$ .

$$N_f = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_a} \quad (66)$$

$$\sigma_s = \frac{F_{perno}}{A_t} \quad (67)$$

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (68)$$

De la Ecuación (69) se verifica que el factor de seguridad contra la separación de la junta  $N_{separación} = 33$ , donde  $F_i = 13,48$  kN,  $P = 531,64$  N y  $C = 0,24$ . Los factores de seguridad contra la fatiga y la separación son aceptables. El factor de seguridad contra la fluencia es bajo, pero también es aceptable, ya que el perno se precarga deliberadamente a un nivel cercano a su resistencia a la fluencia.

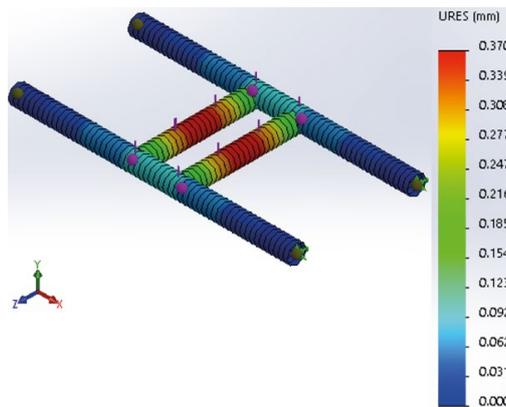
$$N_{separación} = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (69)$$

### 6.3 Análisis de elementos finitos de la bancada

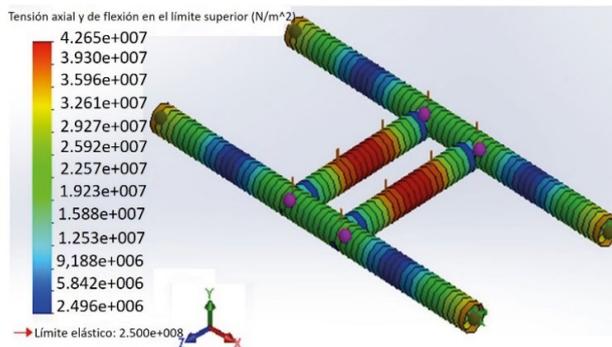
Una forma de validar los resultados obtenidos para el diseño de la bancada es a partir del estudio de la estructura a través de un análisis estático realizado en SolidWorks®;

este se realizó teniendo en cuenta las cargas descritas en la Figura 31, con base en las consideraciones hechas durante el análisis teórico se corre la simulación asumiendo que las reacciones en los extremos corresponden a reacciones tipo fija, es decir, que no permiten la rotación ni movimientos axiales; con ello se procede a la representación de la estructura para obtener el diagrama de deformaciones (Figura 35), distribución de esfuerzos von Mises (Figura 36) y distribución de factor de seguridad (Figura 37).

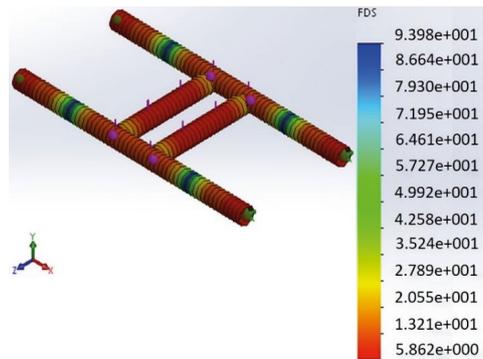
Cada uno de estos resultados concuerdan con las consideraciones tomadas; un ejemplo de esto es la Figura 37, que muestra factores de seguridad de 13, similares al factor de seguridad que se determinó teóricamente; adicional a esto se confirma que la estructura se encuentra sobredimensionada ya que los esfuerzos axiales máximos a los que se encuentra sometida la estructura son de 30 MPa, y el esfuerzo permisible del material es de 250 MPa.



**Figura 35:** Diagrama de deformaciones para la bancada  
**Fuente:** Los autores



**Figura 36:** Distribución de esfuerzos von Mises para la bancada  
**Fuente:** Los Autores



**Figura 37:** Distribución de factores de seguridad para la bancada

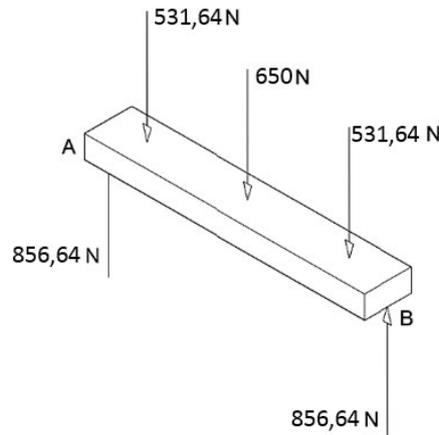
**Fuente:** Los autores

#### 6.4 Diseño de apoyo de chumaceras

Para el análisis estructural se tiene en cuenta que como apoyo de las chumaceras se emplea acero estructural perfil en C 3x5 que cumple la norma ASTM A36, soldados a la estructura externa de la máquina elevadora. Para garantizar su estabilidad, se determinan los factores de seguridad asemejando estos apoyos a vigas. En el diagrama de cuerpo libre, Figura 38, se observa la reacción de 650 N en el centro del perfil, obtenida de la suma de la reacción en ese punto (Figura 19) y el peso de la chumacera (23.6 N); además las reacciones en los extremos del perfil en L (Figura 32), se trasladan al perfil C como se observa en la Figura 38.

A partir de los diagramas de fuerza cortante y momento flector presentados en la Figura 39, se encuentra que la sección crítica de la viga está en un punto B' intermedio a 200 mm de los puntos A y B, en dicha sección se presenta una condición crítica (en los extremos de la sección), que se analiza según las teorías para materiales dúctiles sometidas a esfuerzos uniaxiales normales a la sección. De las teorías desarrolladas para materiales dúctiles sometidos a cargas estáticas, se sigue la misma metodología empleada para los perfiles y platinas de la bancada, para ello el esfuerzo máximo al que está sometido se determina a partir de la Ecuación (42), debido a que el elemento crítico está sometido a flexión pura y, a partir de la teoría de diseño plasmada en la Ecuación (41), se tiene que para que no se presente falla se debe cumplir que  $\sigma_{\max} < \sigma_d$ ; tomándose el esfuerzo de diseño igual al esfuerzo de fluencia del material del perfil C 3x5 ASTM A36 (250 MPa) y, a partir de la Ecuación (42) se determina un módulo de la

sección mínimo  $S_{\min} = 0,36 \text{ cm}^3$  para un momento máximo de 91,05 N·m que garantiza que la viga no falle.



**Figura 38:** Diagrama de Cuerpo Libre del apoyo de las chumaceras

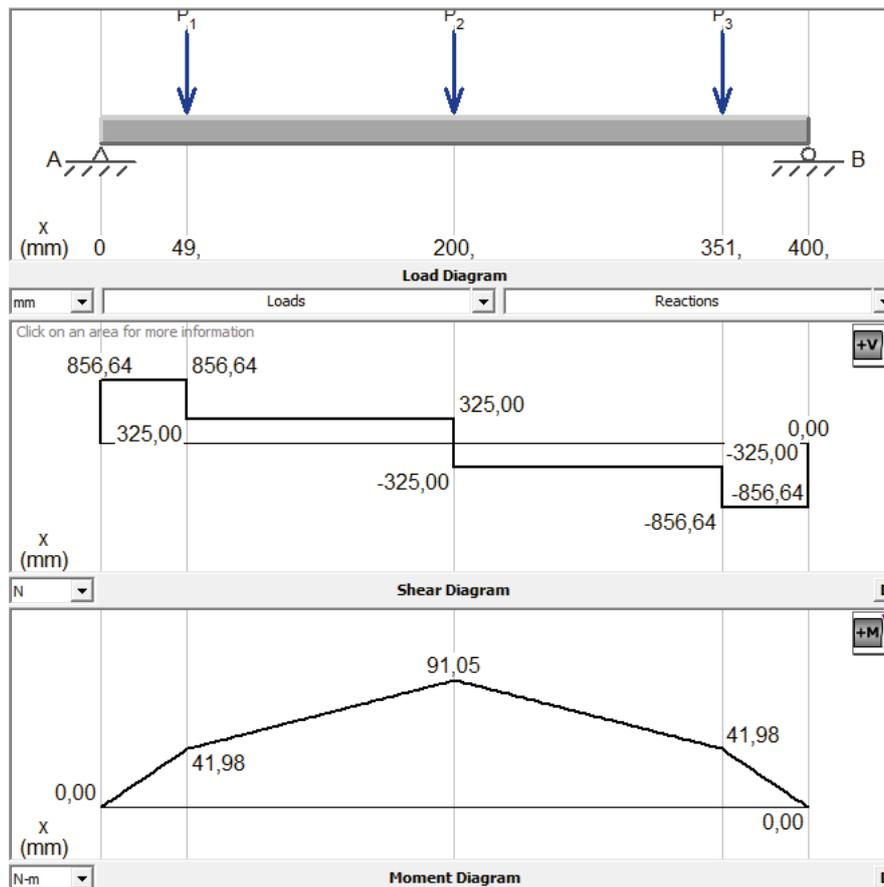
**Fuente:** Los autores

El módulo de la sección se determina a partir de los datos de las propiedades físicas del perfil en C 3x5 [28], para ello se divide el momento de inercia de la sección y la distancia desde el eje de interés a uno de sus extremos, y se obtiene un valor de  $19,7 \text{ cm}^3$ , dicha sección garantiza la estabilidad de la estructura diseñada al cumplirse la condición en la Ecuación (70).

$$S_{\text{sección}} > S_{\text{mínimo}} \rightarrow 19,7 \text{ cm}^3 > 0,36 \text{ cm}^3 \quad (70)$$

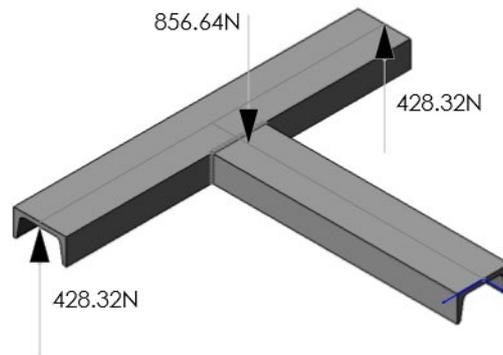
De acuerdo con el módulo de la sección seleccionada y a la Ecuación (42) se tiene que el esfuerzo al cual está sometido el elemento es  $\sigma = 4,62 \text{ MPa}$ . A partir de la teoría de diseño a aplicar se tiene que el elemento no fallará debido a que el máximo esfuerzo al que será sometido es menor que el máximo esfuerzo que puede soportar el material base ( $\sigma < \sigma_d$ ), conociendo el máximo valor de esfuerzo al que se encuentra sometido el elemento se determina un factor de seguridad de 54 de la Ecuación (41). El factor de seguridad obtenido es elevado, debido a que el recomendado para carga estática es un factor entre 2,5 y 4 [29, p.185], además al considerar que no se tiene en cuenta las condiciones de vibración del conjunto motorreductor – tambor de arrollamiento a la ubicación exacta del centro de gravedad de la máquina, se deduce que el factor de seguridad obtenido es para una estructura sobredimensionada, por tanto, es aceptable con el diseño realizado.

Dado a que en este punto se evidencia una fuerza cortante de 854,6 N se analiza una de las cuatro uniones soldadas del perfil C a la estructura externa (Figura 40); para ello con ayuda de SolidWorks se calcula el esfuerzo máximo empleado en la unión soldada (Figura 41) y se verifica el factor de seguridad (Figura 42) que garantiza que las juntas soldadas no fallarán por concentración de esfuerzos. El cálculo se efectuó para el Electrodo 6011  $\varnothing 3/16"$  (4,76 mm) que presenta las siguientes propiedades mecánicas; resistencia a la cedencia de 518 MPa y resistencia a la tensión de 581 MPa [45]; al comparar estos valores con el máximo esfuerzo obtenido en el análisis (83,15 MPa) (Figura 41), se encuentra inferior a las propiedades del E-6011, verificándose un factor de seguridad mínimo de 3, que garantiza la seguridad estructural de nuestra máquina debido a que en esta zona se concentran los mayores esfuerzos.

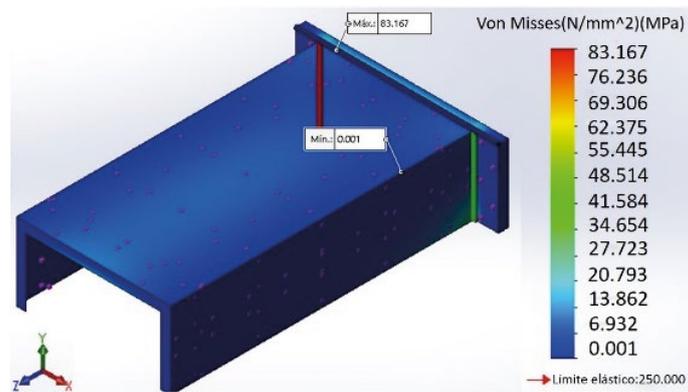


**Figura 39:** Diagrama de cargas, cortante y momento flector para perfil apoyo de chumaceras

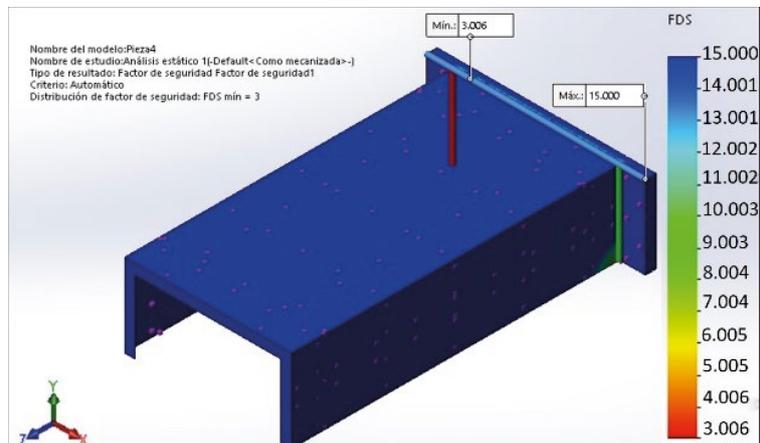
**Fuente:** Los Autores, generado con MDSolids 4.0 ®



**Figura 40:** Diagrama de Cuerpo Libre de la unión del Perfil C-estructura externa  
**Fuente:** Los autores



**Figura 41:** Esfuerzos unión Perfil C-estructura externa  
**Fuente:** Los autores



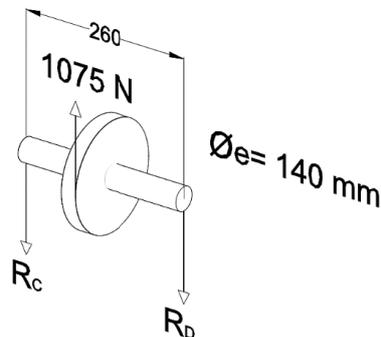
**Figura 42:** Factores de seguridad unión Perfil C-estructura externa  
**Fuente:** Los autores

## 7. ANÁLISIS DEL EJE DE LAS POLEAS

Para el cálculo del diámetro del eje de las poleas se sigue el mismo procedimiento que se aplicó para el eje del tambor; para ello del sistema de Ecuaciones en (71), se deduce que la reacción en los extremos,  $R_C = R_D$ , con valor numérico de 537,5 N. Al aplicar la Ecuación (20), diámetro para ejes macizos con carga pequeña o nula, se estima un diámetro de 1 in para el eje de las poleas, que presenta las siguientes características, fuerza aplicada de 1075 N, momento flector máximo de 69,88 N·m = 618,448 lb·in, momento torsor de 75,25 N·m = 616,018 lb·in y, esfuerzo permisible  $S_s$  (permisible)= 6000 psi, tal como lo especifica el código ASME para ejes con cuñero [37].

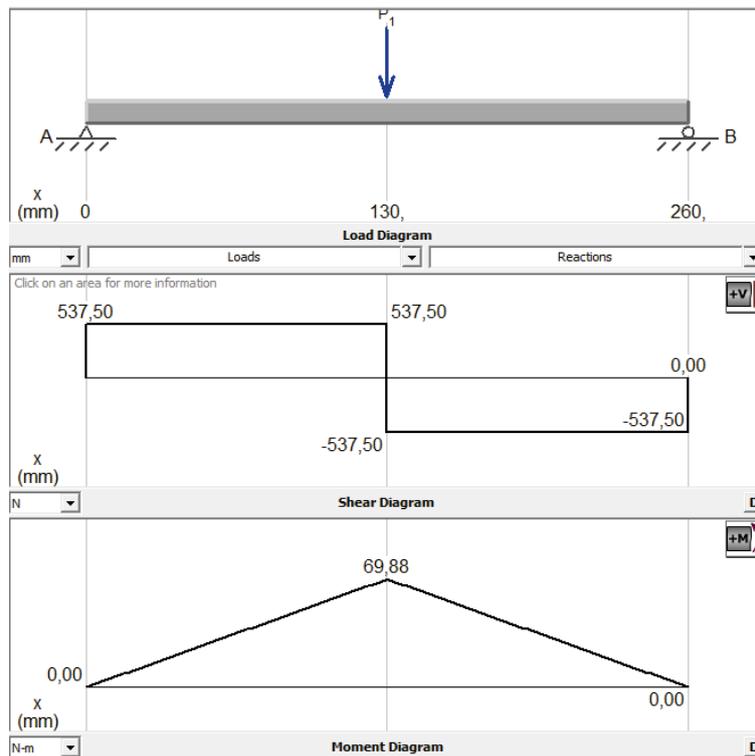
$$+\uparrow \sum F_y = -R_C + 1075 \text{ N} - R_D = 0$$

$$+\curvearrowright \sum M_C = -1075 \text{ N} (0.13 \text{ m}) + R_D (0.26 \text{ m}) = 0 \quad (71)$$



**Figura 43:** Esquema del eje tensor de las poleas, medidas en mm

**Fuente:** Los Autores



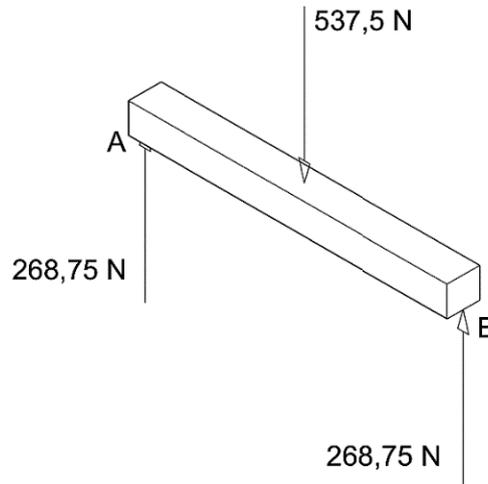
**Figura 44:** Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el eje de las poleas  
**Fuente:** Los Autores, generado con MDSolids 4.0 ®

## 8. DISEÑO DE APOYOS DEL EJE DE POLEAS-ESTRUCTURA INTERNA

El eje de las poleas está apernado a los perfiles C 3x5 que actúan como apoyo y, estos a su vez están soldados a la estructura interna. Para garantizar su estabilidad, se determinan los factores de seguridad asemejando estos apoyos a vigas; partiendo del análisis realizado en el eje de las poleas y del diagrama de cuerpo libre Figura 45, la reacción en el centro del perfil C es de 537,5 N; de acuerdo a las condiciones de la viga se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector mostrados en la Figura 46.

A partir de los diagramas de fuerza cortante y momento flector presentados en la Figura 46, se encuentra que la sección crítica de la viga está en un punto B' intermedio a 192 mm de los puntos A y B, en dicha sección se presenta una condición crítica (en los extremos de la sección), esta se analiza según las teorías para materiales dúctiles sometidas a esfuerzos uniaxiales normales a la sección. El criterio de selección es el mismo que se empleó en el diseño de la bancada para materiales dúctiles sometidos a cargas estáticas; debido a que el elemento crítico se encuentra sometido a flexión pura se procede a determinar el esfuerzo máximo al que está sometido a partir de la Ecuación (42) y, a partir de la teoría de diseño plasmada en la Ecuación (41) se tiene que para que no se presente falla se debe cumplir que  $\sigma_{\max} < \sigma_{di}$ ; tomándose el esfuerzo de diseño igual al esfuerzo de fluencia del material del perfil C 3x5 ASTM A36 (250 MPa)

y, a partir de la Ecuación (39) se determina un módulo de la sección mínimo,  $S_{\min} = 0,21 \text{ cm}^3$  para un momento máximo de  $51,73 \text{ N}\cdot\text{m}$  que garantiza que la viga no falle.



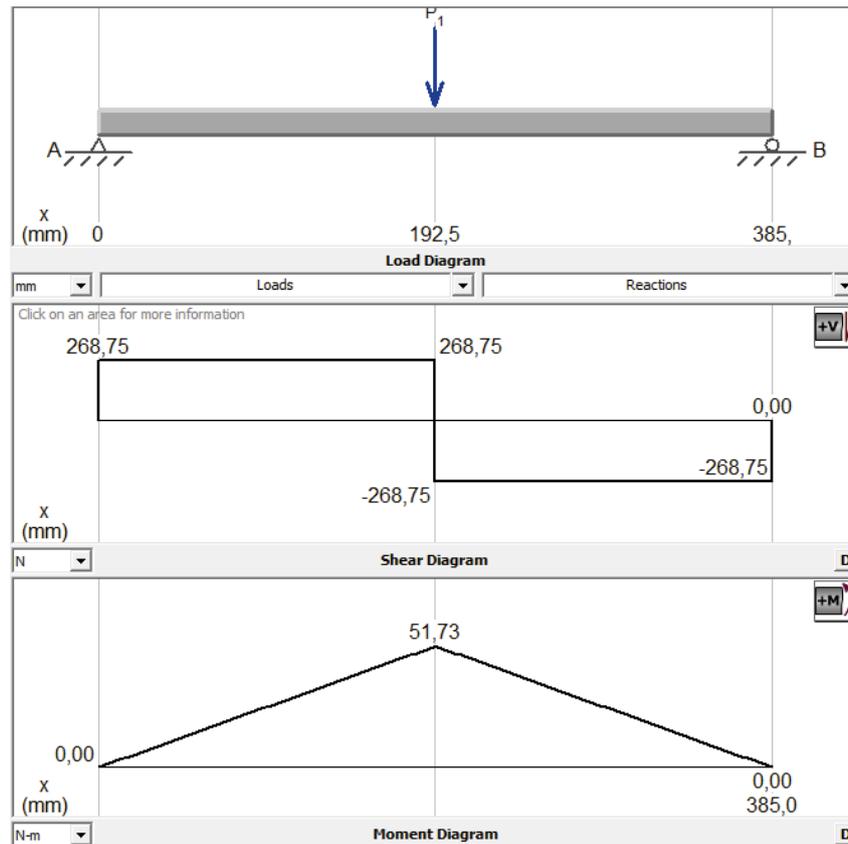
**Figura 45:** Diagrama de Cuerpo Libre Perfil C apoyo del eje de las poleas

**Fuente:** Los autores

El módulo de la sección se determina a partir de los datos de las propiedades físicas del perfil en C 3x5 [28], para ello se divide el momento de inercia de la sección y la distancia desde el eje de interés a uno de sus extremos, y se obtiene un valor de  $19,7 \text{ cm}^3$ , dicha sección garantiza la estabilidad de la estructura diseñada puesto que se cumple la condición en la Ecuación (72).

$$S \text{ sección} > S \text{ mínimo} \rightarrow 19,7 \text{ cm}^3 > 0,21 \text{ cm}^3 \quad (72)$$

De acuerdo con el módulo de la sección seleccionada y a la Ecuación (42) se tiene que el esfuerzo al cual está sometido el elemento es  $\sigma = 2,62 \text{ MPa}$ . A partir de la teoría de diseño a aplicar se tiene que el elemento no fallará debido a que el máximo esfuerzo al que será sometido es menor que el máximo esfuerzo que puede soportar el material base ( $\sigma < \sigma_d$ ), conociendo el máximo valor de esfuerzo al que se encuentra sometido el elemento se determina un factor de seguridad de 95 de la Ecuación (41). El factor de seguridad obtenido es bastante conservador al considerar que se tiene conocimiento de las cargas a las que estará sometida la estructura además de que la naturaleza de la misma es estática; para estas condiciones se recomienda un factor entre 2,5 y 4 [29, p.185], se deduce por tanto que el factor de seguridad obtenido es aceptable y la estructura está sobredimensionada.



**Figura 46:** Diagrama de cargas, cortante y momento flector sobre el apoyo del eje de las poleas

Fuente: Los autores, generado con MDSolids 4.0 ®

### 8.1 Análisis de las juntas soldadas en apoyos del eje

Las juntas soldadas que se realizarán son juntas de filete, estas no presentan preparación y debido a la dirección en la cual la carga es aplicada se pueden analizar como cordones de soldadura frontales. Se procede a determinar el espesor de la garganta mínimo para el cual se garantice la estabilidad de la junta teniendo en cuenta la influencia que tiene cada una de las cargas que soporta. A partir de la aplicación del método alternativo para el análisis de cordones frontales Ecuación (45), empleada en el análisis de las juntas soldadas de la bancada del motorreductor se presentan las bases para determinar la altura de garganta mínima que garantizará la integridad de la junta. De la Ecuación (45) se procede a despejar el valor mínimo del espesor de garganta, para calcular este se recomienda tomar como factor de seguridad  $\sigma_{Mw} = 1,25$ ,

factor de correlación  $\sigma_w = 0,85$ , teniendo en cuenta que este es el factor aconsejable cuando el material base es acero estructural; conociendo que la fuerza soportada en los extremos es de 268,75 N y a partir de los datos sobre las propiedades físicas del acero estructural ASTM A36, esfuerzo último 400 MPa, y longitud de 20 cm, se determina que el espesor mínimo de garganta es 0,002 mm. Por lo cual para garantizar la estabilidad de la junta esta debe tener como espesor mínimo de garganta 2 milésimas de milímetros, es decir, el cordón debe ser mínimo de 5 milésimas de milímetros de grueso; este es un valor absurdo e imposible de garantizar; se establece que la junta es estable ya que durante las condiciones del proceso nos dan entre un espesor de garganta de 1 mm hasta 1,5 mm.

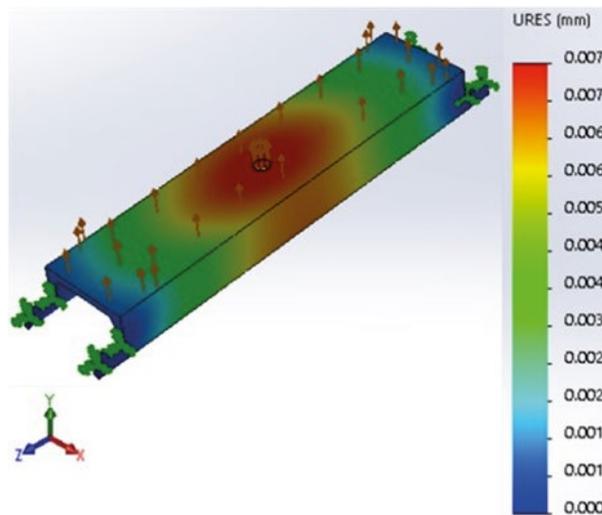
## 8.2 Diseño del perno

Se aplica la misma metodología empleada para el diámetro del perno en el perfil L de la bancada. La reacción donde irá ubicado el perno en el perfil C tiene un valor numérico de 537.5 N; en este punto se efectúa un análisis al corte para determinar el diámetro mínimo de los pernos, que será de acero bajo o medio carbono con una resistencia mínima a la fluencia de 340 MPa [25, p. 420], por ende, el esfuerzo al corte del material con factor de diseño 2 es de 170 MPa y con un factor de seguridad de 2 el esfuerzo de diseño es por tanto 85 MPa. A partir de la ecuación de esfuerzo cortante en la Ecuación (46), se determina un área de sección transversal,  $A = 6,36 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  para  $F_{\text{perno}} = 537,5 \text{ N}$  y  $\sigma_{\text{diseño}} = 85 \text{ MPa}$ , aplicando la Ecuación (47) se tiene un valor de diámetro mínimo de 2,84 mm, razón por la que se selecciona un tipo de perno M10 en cada extremo, garantizándose un alto factor de seguridad, dado a que el perno seleccionado es el mismo empleado en la bancada del motorreductor, se tienen los mismos valores de precarga inicial,  $F_i = 13,48 \text{ kN}$  y factor de rigidez de la junta,  $C = 0,24$ , sin embargo, debido a que la carga externa aplicada no varía significativamente de 531,64 N a 537,5 N, se garantiza factores de seguridad por fatiga,  $N_f = 2,3$ , contra la fluencia,  $N_y = 1,45$ , y la separación,  $N_{\text{separación}} = 33$  determinados mediante las Ecuaciones (66), (67) y (68), respectivamente.

## 8.3 Análisis por elementos finitos de apoyos del eje

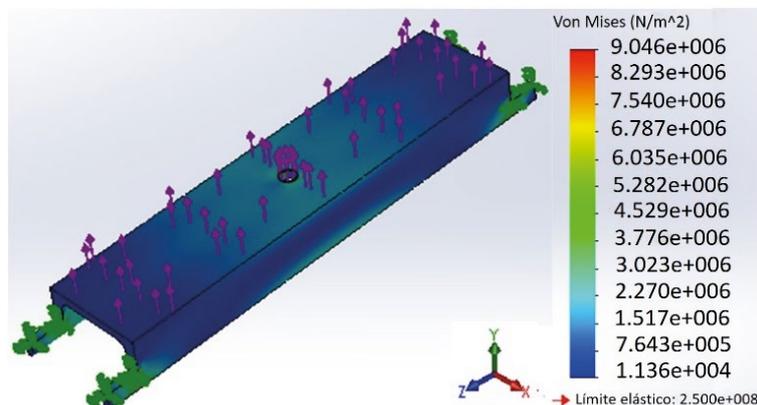
Los resultados obtenidos para la estructura se validan mediante un análisis estático realizado en SolidWorks; la carga aplicada es de 537,5 N, estudiada a detalle en el capítulo X, con base en las consideraciones del análisis teórico se corre la simulación,

asumiendo que las reacciones en los extremos corresponden a reacción tipo fija, es decir, que no permiten la rotación ni movimientos axiales, con ello se procedió con la representación de la estructura, para obtener el diagrama de deformaciones (Figura 47), de Von Mises (Figura 48) y factor de seguridad (Figura 49). Los resultados obtenidos son acordes con las consideraciones tomadas; por ejemplo, la Figura 49 muestra un factor de seguridad de 85, similar al factor de seguridad que se determinó teóricamente, confirmando además que la estructura se encuentra sobredimensionada debido a que los esfuerzos axiales máximos aplicados a la estructura son de 2 MPa, y el esfuerzo permisible del material es de 250 MPa.



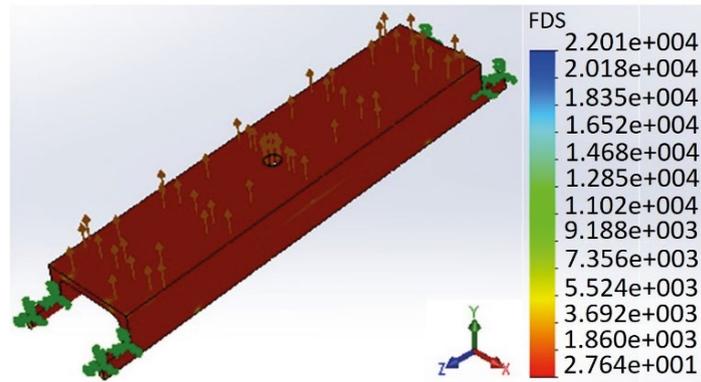
**Figura 47:** Diagrama de deformaciones para el apoyo del eje de poleas

**Fuente:** Los autores



**Figura 48:** Distribución de esfuerzos Von Mises para el apoyo del eje de poleas

**Fuente:** Los autores



**Figura 49:** Distribución de factores de seguridad para el apoyo del eje de poleas

**Fuente:** Los autores

## 9. RESUMEN DE LA MÁQUINA ALIMENTADORA DE CAJAS

Un despiece de los elementos que componen la máquina alimentadora de cajas de baterías se muestra en la Figura 50, para detalles de los nombres y cantidades ver la Tabla 15, y para plano general ver Anexo A y para despiece puede consultar el Anexo B.

**Tabla 15:** Listado Componentes de Máquina Alimentadora de Cajas de Baterías

Clasificación	Ítem	Nombre	Cantidad
Elementos estructurales	1	Marco Externo	1
	2	Marco Interno	1
	3	Soporte de los Rodillos	8
	4	Rodillos PVC 1,9" Long. 280 mm	172
	5	Soporte de las Llantas de Deslizamiento	8
	6	Ruedas de Deslizamiento D 4"	8
	7	Bancada Motorreductor	1
Elementos de transmisión de potencia	8	Motorreductor Doble Sin Fin Corona Ramfe Sb0402	1
	9	Tambor	1
	10	Eje Principal de Transmisión	2
	11	Polea de Transmisión	1
	12	Eje de la Polea de Transmisión	2
	13	Chumaceras Nsk 24200-40208	2
	14	Rodamientos Nsk 6003 de las Poleas	2
Elementos de cierre y apertura	15	Pared Frontal Superior	1
	16	Pared Frontal Inferior	1
	17	Compuerta	1
	18	Base Inferior Cilindro	1
	19	Base Superior Cilindro	1
	20	Rieles de la Compuerta	1
	21	Topes de la Compuerta	2
	22	Oreja de la Compuerta	2
	23	Cilindro Neumático Norgren-Rm-8025-M-300	1
	24	Electroválvula 5x2 Monoestable Norgren	1

Clasificación	Ítem	Nombre	Cantidad
Elementos de control	25	Sensor Fotoeléctrico Capacitivo	1
	26	Sensor Reflectivo Autonics 59c8	1
	27	Reflectivos 32,5x48 Mm	4
	28	Módulo FX3G-CNV-ADP-Mitsubishi	4
	29	PLC Fx3ge-24m/Es Mitsubishi	1
	30	Relé Electromec 5 Pines 6 Amp 24 Voltios Con Base	1
	31	Terminal de Aguja Cable 18AWG Bolsa X 100 Unidades	1
	32	Bornera 1492-J3	1
	33	Bornera1492-J6 Calibre #22	1
	34	Contactora 9a Lc009 Cr-164786 Schneider	1
	35	Guarda Motor Gv2me08 Schneider	1
	36	Mini Breaker 3 X 20 Schneider	1

Fuente: Los autores

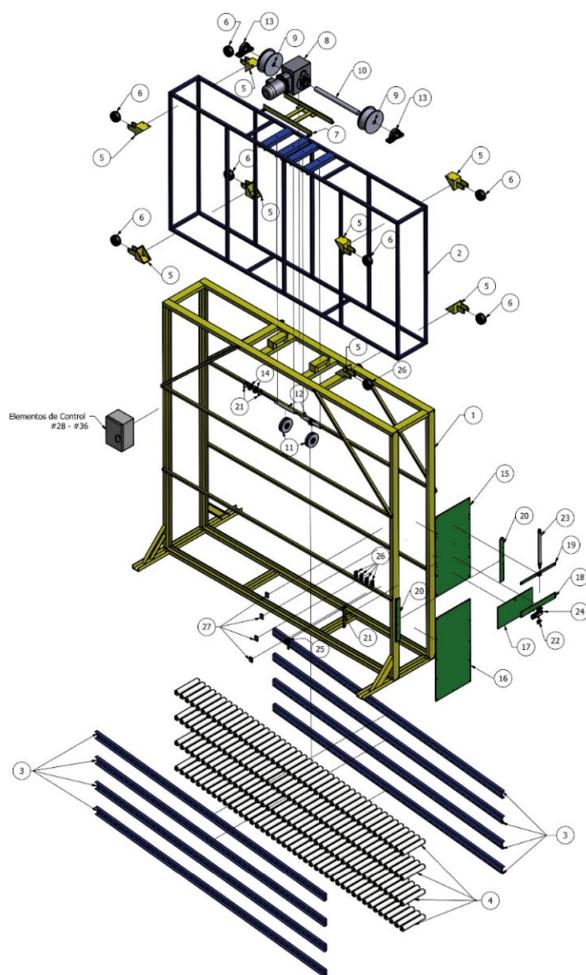


Figura 50: Vista explosionada de la máquina alimentadora de cajas de baterías

Fuente: Los autores

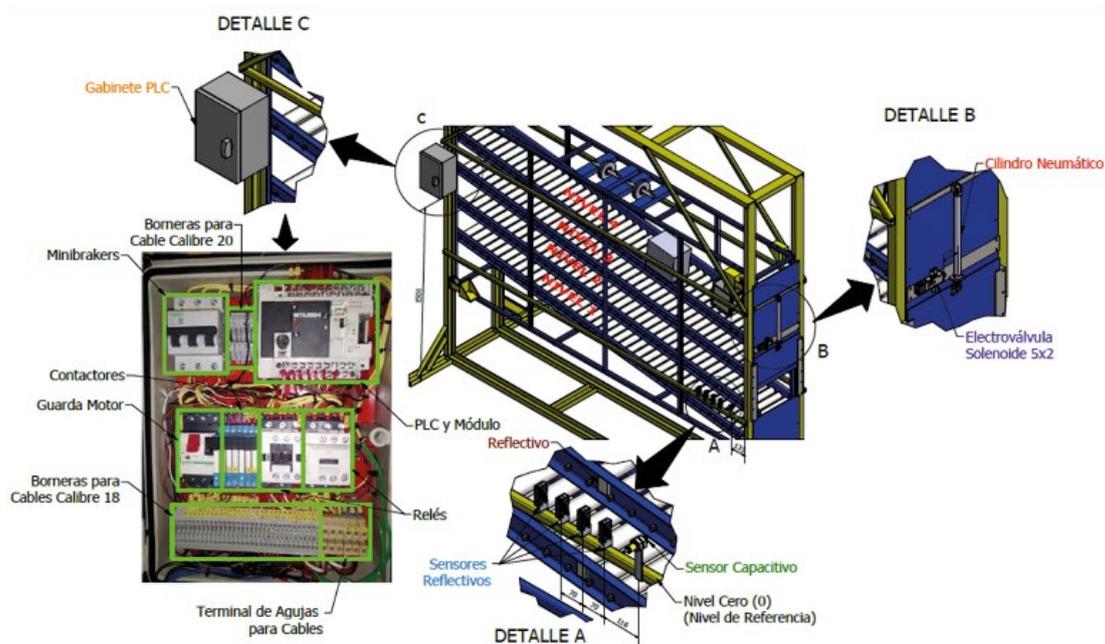
# 10. GENERALIDADES DE LA AUTOMATIZACIÓN DEL EQUIPO ALIMENTADOR DE CAJAS DE BATERÍAS

## 10.1 Descripción del ciclo y selección de elementos

La máquina elevadora de cajas de baterías funciona como un sistema de elevación con motorreductor similar al del ascensor de un edificio. Esta consta de 4 niveles conformados por bandas transportadoras de rodillos con una inclinación de  $7^\circ$  (Figura 51), donde las baterías son impulsadas hacia la salida de la máquina por medio de la fuerza de gravedad. El nivel de entrega de las cajas de baterías a la máquina Hotmelt es el nivel cero (Figura 51 detalle A), que corresponde a la altura de su banda transportadora. El ciclo de trabajo de la máquina elevadora de cajas consiste en sincronizar cada uno de sus cuatro niveles, con el nivel cero.

El diagrama de proceso de la máquina (Figura 52) muestra que al encender la máquina, el motorreductor entra en funcionamiento elevando la estructura interna, en este punto se activa un sistema de rastreo de cajas, que inicia en el cuarto nivel e integra cinco sensores, uno de ellos, de tipo capacitivo, sensor S18SN6L, ubicado a la salida de la máquina (Figura 51-detalle A), su función es detectar las baterías que se encuentran al final de cada nivel de la plataforma de elevación y enviar continuamente señal a los cuatro sensores reflectivos ubicados en el nivel cero (Figura 51-detalle A), cada uno de ellos tiene un nivel asignado y, cuando la estructura interna que está ascendiendo

o descendiendo pasa por su nivel y detecta caja en el mismo, esta se detiene, activando un cilindro neumático conectado a una válvula electro neumática monoestable 5x2 (Figura 51-detalle B), encargada de distribuir el flujo de aire al cilindro que permite u obstaculiza el paso de las cajas de las baterías de cada nivel hacia la banda transportadora del equipo Hotmelt; al terminarse el paso de todas las cajas de baterías del nivel detectado, el motorreductor eleva la estructura interna y, se detiene en el siguiente nivel en el que se detecte baterías. Estos sensores están interconectados y sincronizados entre sí al PLC FX3GE-24M/ES de la familia Mitsubishi (Figura 51-detalle C).



**Figura 51:** Esquema de ubicación de componentes

**Fuente:** Los autores

## 10.2 Narrativa del ciclo de trabajo

El ciclo de trabajo de la máquina alimentadora de cajas de baterías se inicia cuando se pulsa el botón de inicio (entrada x004 en el programa de PLC) y las marcas de paro (m99), de emergencia (m100) y manual (x011) no se encuentran abiertas, seteando la marca m0, que da inicio arriba. Al desactivarse esta marca y activarse SEN.COM, sin estar abiertas las señales senpiso3 (x002), al igual que la marca inicio abajo (m10), paro (m99), y manual (x011), se activa la salida Y001 que indica carro arriba, se resalta en este

punto que ante un paro (m99) y una emergencia (m100), el ciclo se detiene y retorna sin ningún problema.

Al ser activado carro arriba y encontrarse activo alguno de los siguientes sensores, senpiso3(x002), senpiso2(x001), senpiso1 (x000), se resetea la marca m0, desactivando la salida Y001. Ahora bien, si el inicio es abajo y se activa la marca m10, se activa la salida y000, que indica carro hacia abajo una vez que el sensor SEN.COM esté activo, pasando nuevamente por los sensores senpiso3 (X002), senpiso2 (x001), senpiso1 (x000), se resetea la marca m10 que da paro a la salida de este y si el sensor piso está activo y la entrada x013 no se encuentra activa se procede a setear la marca m60 que da inicio al temporizador T3 on delay, el cual cuenta un tiempo determinado y activa la guillotina (y002), siempre y cuando el botón de inicio (x004) no esté activado. Una vez terminado el tiempo se desactiva dicha salida; se destaca además que el botón de paro también activa la guillotina por medio de la marca m99.

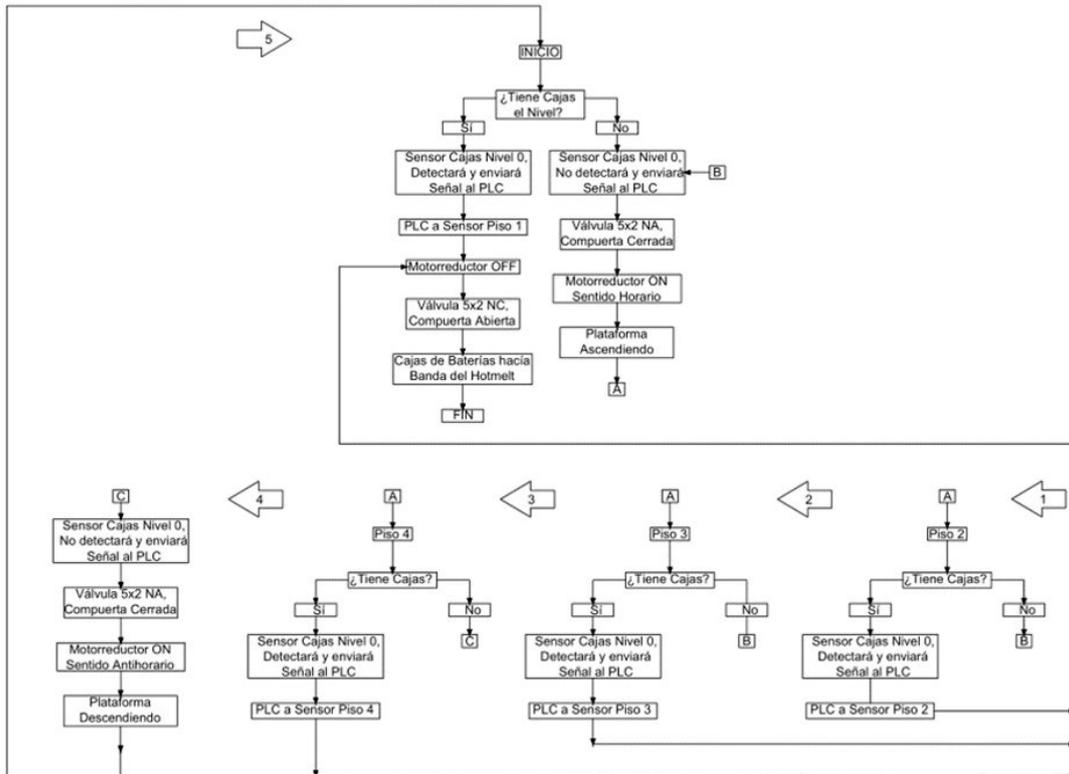


Figura 52: Diagrama de mando y señales

Fuente: Los autores

### 10.3 Simulación en Ladder

La programación del PLC se hizo a partir de lenguaje Ladder, simulando y verificando este a través del software GxWork2®. Las rutinas programadas en el PLC corresponden a la narrativa de ciclo descrita previamente. En las Tablas 16 y 17 se describen las señales de entrada y salida respectivamente, cuya nomenclatura corresponde al diagrama Ladder presentado en el Anexo C.

**Tabla 16:** Señales de Entrada Utilizadas

Nombres	Entradas	Tipo del Switch	Función
INICIO	X004	Pulsador NO	Arrancar La máquina
PARO	M99	Pulsador NC	Paro general
EMERGE	M100	Contacto NC retención	Marca de emergencia
MANUAL	X011	Switch con retención	Opción de poner en manual
SEN.COM	X012	Inductivo PNP NO	Sensor de posición
SENPISO 1	X000	Inductivo PNP NO	Ubicación en el piso 1
SENPISO 2	X001	Inductivo PNP NO	Ubicación en el piso 2
SENPISO 3	X002	Inductivo PNP NO	Ubicación en el piso 3
SENPISO	X003	Inductivo PNP NO	Ubicación en el piso bajo
SENDECAJAS	X015	Capacitivo PNP NO	Presencia de caja
SENCAJAS	X014	Capacitivo PNP NO	Presencia de no cajas
PARADA DE EMERGENCIA	X006	Pulsador NC	Botón que no permite hacer nada en el sistema

**Fuente:** Los autores

**Tabla 17:** Señales de Salida Utilizadas

Nombres	Salidas	Tipo del Switch	Función
CARRO ARRIBA	Y001	Salida a relé	Activar el solenoide
CARRO ABAJO	Y000	Salida a relé	Activar el solenoide
GUILLOTINA	Y002	Salida a relé	Activar el solenoide
INICIO ARRIBA	M0	Marca set de inicio Arriba	Marca para empezar ciclo
INICIO ABAJO	M10	Marca set de inicio Abajo	Marca para empezar ciclo abajo
m.m.arriba	M9	Marca que permite decir ubicación	Marca que nos permite saber posición
M30	M30	Marca	Seteo del sensor piso
T1 Tiem espera	K80	Temporizador	Temporiza activación de marca de inicio
T2	K82	Temporizador	Temporiza el seteo de inicio abajo
T3	K80	Temporizador	Temporiza la guillotina
M40	M40	Marca	Marca de reset del sensor arriba
M50	M50	Marca	Marca de reset del sensor abajo

**Fuente:** Los autores

# 11. ACERCA DEL MANUAL DE OPERACIÓN

El manual de operación de la máquina elevadora de cajas de baterías en la línea de ensamble de bodega 2 para Baterías Willard S.A., se desarrolló con el fin de establecer el principio de funcionamiento, procedimientos y pasos que se deben llevar a cabo en el correcto y eficiente uso de la misma; para esto en primera instancia se estableció con los operarios, técnicos e ingenieros involucrados en el proceso de ensamble, el ciclo de trabajo, que permite la correcta selección de los elementos constitutivos de la máquina definiéndose la secuencia de proceso de la misma, dado lo recomendado por [46] para manuales de operación. Este manual consta de siete secciones, la primera de ellas describe el objetivo de la máquina, en la segunda se especifican los componentes principales de la máquina elevadora, mediante una breve explicación de su funcionamiento en el ciclo de trabajo; en la tercera y cuarta sección se da atención a las precauciones y advertencias de seguridad [47], minimizando el nivel de riesgo de incidentes y accidentes laborales originados en el proceso productivo realizado por el operario.

Para el uso correcto del manual de operación, ver Anexo D, en la quinta y sexta sección se detalla el principio de funcionamiento y la rutina de trabajo que debe seguirse en el proceso de elevación y transporte de las distintas referencias de cajas de baterías a la máquina inyectora de pegamento Hotmelt, mediante el uso de imágenes reales, donde se identifica el área de trabajo y cada una de las actividades a realizar [48], destacándose la puesta en marcha del conjunto motorreductor, los distintos elementos del sistema de control, así como su ubicación en el conjunto, logrando de esta forma al personal calificado para la labor, indicado en la sección siete del manual, familiarizarse y sobre el camino monitorear su funcionamiento.



## 12. PRUEBAS Y PUESTA A PUNTO

La validación del ciclo de trabajo se realizó para la máquina elevadora de cajas de baterías verificando su ciclo de operación en los movimientos habituales, ascendiendo y descendiendo, para esto en primer lugar se estableció el ángulo de inclinación que permitiera que las cajas de baterías se deslizaran por gravedad hacia la banda transportadora de la máquina Hotmelt en cada uno de los niveles, este se estipuló en  $7^{\circ}$  respecto a la horizontal; seguidamente se sincronizaron cada uno de los sensores reflectivos Autonics con su nivel de alimentación correspondiente, dada su importancia en la automatización, sincronización y correcta operación del equipo alimentador.

Al poner en marcha el sistema de rastreo de cajas junto con el sistema de elevación se revisó la ejecución de los siguientes movimientos: compuerta abierta, compuerta cerrada, máquina detenida, plataforma ascendiendo y plataforma descendiendo, indicados por las luces número uno, dos, tres, cuatro y cinco respectivamente en el tablero de control, como se evidencia en la Figura 54. Cuando no se detecta caja a la salida de la máquina, esta pasa al siguiente nivel con un tiempo aproximado de 45 segundos, establecido en la etapa de diseño. Por seguridad la máquina solo asciende o desciende con compuerta cerrada y al entregar las cajas de baterías a la máquina Hotmelt, esta primero se detiene y, posteriormente abre la compuerta, como se observa en la Figura 55.



**Figura 53:** Luces indicadoras para cada uno de los movimientos

**Fuente:** Los autores



**Figura 54:** Compuerta abierta y máquina detenida

**Fuente:** Los autores

Se comprobó que el equipo alimentador de cajas de baterías automatizado pueda funcionar en las dos secuencias establecidas, ascendiendo o descendiendo, como se evidencia en las Figuras 55 y 56, respectivamente. El tiempo promedio de entrega de baterías a la máquina Hotmelt es 6 cajas por minuto, quedando evacuado un nivel aproximadamente en 4 minutos, dado que esto depende de la disponibilidad de la máquina inyectora de pegamento Hotmelt. Con las pruebas y puesta a punto del equipo realizadas, se logró la correcta implementación del equipo alimentador de cajas de baterías automatizado para la máquina inyectora de pegamento Hotmelt en Baterías Willard S.A.



**Figura 55:** Plataforma ascendiendo

**Fuente:** Los autores



**Figura 56:** Plataforma descendiendo

**Fuente:** Los autores



## 13. COMENTARIOS FINALES

En este trabajo se documentó la implementación de una máquina automatizada de alimentación de cajas de baterías para la unidad inyectora de pegamento Hotmelt en Baterías Willard S.A., con el propósito de agilizar el tráfico de las baterías alimentadas a la sección de pegado y ensamble de placas. Inicialmente, se consideraron aspectos generales de operación de la máquina y sugerencias por parte del personal técnico y de ingeniería de la sección. La forma preliminar de la estructura se dimensionó de manera general usando principios de antropometría y diseño de producto, con base en las medidas de la población para el percentil 50. El mismo criterio fue empleado para la ubicación de accesorios, apuntando a un producto cómodo y de fácil uso. Se incluyeron espacios adecuados para la manipulación de los elementos, teniendo en cuenta la estatura promedio de la población que hará uso de este; caracterizándose además porque los requerimientos de espacio se ajustan a las condiciones presentes en la línea de ensamble de bodega 2 en Baterías Willard. Posteriormente, se seleccionó el mecanismo de elevación y transmisión de movimiento, tipo motorreductor sinfín-corona, con base en las exigencias de carga que debían ser suplidas; se recomienda cambiar el cable de izar cada 24 meses que corresponde a 200000 ciclos calculados antes de la falla. A partir de la eficiencia de la transmisión y la carga (torque) mínima, se determinó la potencia requerida, para la posterior selección del motor con base en la disponibilidad comercial, resultando en una unidad de  $\frac{1}{2}$  HP.

Un modelo CAD en SolidWorks se creó a partir de las dimensiones estructurales antes establecidas, y con la potencia y cargas actuantes fue posible un análisis de elemento finito para determinar los factores de seguridad de los componentes, tanto en los elementos estructurales, en los cordones de soldadura y en los elementos removibles

de sujeción. Se encontró que el factor de seguridad mínimo de la máquina es de 6, en la sección correspondiente a la bancada del motorreductor. Lo anterior sugiere un diseño conservador que busca evitar condiciones de vibración del conjunto motorreductor-tambor de arrollamiento. En total se integraron cerca de 400 piezas que se construyeron a partir de los planos de fabricación generados en SolidWorks, resultando en una máquina con 240 piezas efectivas de ensamble.

El ciclo de trabajo de la máquina elevadora se diseñó para cuatro niveles de alimentación, los cuales entregan las cajas de baterías en un nivel cero que corresponde a la banda transportadora de la máquina de pegamento Hotmelt. Un sensor tipo capacitivo S18SN6L ubicado al final del nivel cero indica la presencia o ausencia de cajas, mediante la emisión constante de señal a los cuatro sensores reflectivos Autonics BMS 2M-MDT para identificar el nivel de alimentación rastreado. Ante la presencia o ausencia de cajas se activa la compuerta accionada por un cilindro neumático que permite u obstaculiza el paso de las cajas de las baterías de cada nivel hacia la banda transportadora del equipo Hotmelt. Los sensores y actuadores están sincronizados entre sí al PLC FX3GE-24M/ES de la familia Mitsubishi y son gobernados mediante un algoritmo de secuencia de trabajo, programado con KOP Ladder para apreciar las entradas, acciones y procesos intermedios provocados, teniendo en cuenta las condiciones de operación del elevador.

Para facilitar el uso adecuado de la máquina, se elaboró un manual de operación que permite al usuario familiarizarse con sus componentes principales, principio de funcionamiento y normas de seguridad. Este se socializó con todo el personal involucrado en el proceso de ensamble con el objeto de contribuir al adecuado uso por parte de los operarios de la empresa. Como trabajo futuro se sugiere la elaboración de un manual de mantenimiento y plan de mantenimiento bajo rutas semanales, mensuales y semestrales que puedan garantizar mayor vida útil de las diferentes piezas que constituyen la máquina elevadora de cajas de baterías. Con la implementación del equipo se contribuyó a la disminución de los costos de mano de obra, antes de la construcción y puesta en marcha del equipo se empleaban 3 auxiliares de máquina por turno, necesi-tándose 9 auxiliares en total ya que la empresa dispone de 3 turnos diarios, ahora con su implementación se hizo una reducción a 1 auxiliar por turno, necesi-tándose 3 auxiliares por un ciclo de producción diaria. Además al adecuar el espacio que ocupaban las cajas durante el proceso de ordenamiento por pilas se redujo el riesgo por ausentismo laboral en la empresa ocasionados por los movimientos repetitivos durante el proceso de ensamble de placas; razón por la que Baterías Willard S.A optó en la implementación de 3 equipos para sus 3 líneas de ensamble de Placas.



# **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen el apoyo brindado por la Vicerrectoría de Investigaciones, Extensión y Proyección Social de la Universidad del Atlántico y Baterías Willard S.A.



## REFERENCIAS

1. E. M. Pérez, J. M. Acevedo, y C. F. Silva, *Autómatas programables y sistemas de automatización*. España: Marcombo, 2009.
2. J. G. C. Lugo, J. J. P. Ybarra, y E. Romero, "Metodología para realizar una automatización utilizando PLC", *Impulso*, p.18, 2005.
3. A. Miravete y E. Larrodé, *Elevadores: Principios e innovaciones*. España: Reverté, 2007.
4. E. Esteban, O. Salgado, A. Iturrospe, y I. Isasa, "Model-based approach for elevator performance estimation", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 68, pp.125-137, 2016.
5. Z. Jie, "Application of PLC in elevator control system", *Journal of Liaoning Normal University (Natural Science Edition)*, vol. 3, p.013, 2009.
6. S. A. Pangaokar y V. Sharma, "Development of a PLC Based Elevator System with Colour Sensing Capabilities for Material Handling in Industrial Plant", in *Power System Technology and IEEE Power India Conference, 2008. POWERCON 2008. Joint International Conference on IEEE, 2008*, pp.1-7.
7. L. Yong-Qiu, "Research on the PLC Technology Solutions in Four-Story Elevator Control and Renovation", in *Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA), 2015 8th International Conference on IEEE, 2015*, pp.780-783.
8. "Conozca 3 tipos de investigación: Descriptiva, Exploratoria y Explicativa". [En línea]. Disponible en: <http://manuelgross.blogoo.com/conozca-3-tipos-de-investigacion-descriptiva-exploratoria-y-explicativa>. [Consultado: 26-jun-2017].
9. F. G. Arias, *El proyecto de investigación*. Caracas: Fideas G. Arias Odón, 1999.
10. R. Hernández Sampieri, C. Fernández Collado, y P. Baptista Lucio, *Metodología de la investigación*, Mexico: MacGraw-Hill, 2010.

11. J. C. Sánchez, *Metodología de la investigación científica y tecnológica*. Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2011.
12. E. ISO, "13849-1. Safety of machinery, Safety-related parts of control systems, Part 1: General principles for design", *International Organization for Standardization*, 2006.
13. J. Balcells, J. L. Romeral, y J. L. R. Martínez, *Autómatas programables*, vol. 1089. Marcombo, 1997.
14. J. R. Duque y J. Roldán-Mckinley, "Equipo didáctico basado en el enfoque GEMMA/ GRAFCET para la enseñanza de la automatización", in *First International Conference on Advanced Mechatronics, Design, and Manufacturing Technology - AMDM 2012*, pp.5-12, septiembre 2012.
15. E. E. Santacruz Figueroa y J. H. Suárez Rubio, "Diseño y modelamiento de una máquina dosificadora y empacadora de frutas deshidratadas", tesis, Universidad de la Salle, 2007.
16. Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito. "Diseño antropométrico de puestos de trabajo", en *Laboratorios de condiciones de trabajo*, Facultad de Ingeniería Industrial, p.6.
17. K.H. Kroemer. *How to design for ease and efficiency*. New York: Prentice-Hall, 1994, p.2.
18. D. J. Osborne, *Ergonomía en acción: la adaptación del medio de trabajo al hombre*. México; Puerto Rico: Trillas, 1996, p.6.
19. "ERGONOMIA". [En línea]. Disponible en: [http://training.itcilo.it/actrav\\_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm#F.%20El%20dise%C3%B1o%20de%20los%20puestos%20de%20trabajo](http://training.itcilo.it/actrav_cdrom2/es/osh/ergo/ergonomi.htm#F.%20El%20dise%C3%B1o%20de%20los%20puestos%20de%20trabajo). [Consultado: 13-jul-2016].
20. C. Alvarado, "Propuesta para el diseño ergonómico de los puestos de trabajo en el área de confección de la empresa textimoda S.A.S en la ciudad de San José de Cúcuta", tesis, Universidad Francisco de Paula Santander, 2013.
21. Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito. "Niveles de ruido", en *Curso de higiene y seguridad industrial*, Facultad de Ingeniería Industrial, p.15.
22. "¿Qué es ergonomía? | ERGONOMÍA OCUPACIONAL S.C." [En línea]. Disponible en <http://www.ergocupacional.com/quienes-somos/>. [Consultado: 17-jul-2016].
23. W. Laurig y J. Vedder, "Ergonomía, herramientas y enfoques", en: *Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo*, p.29.26.
24. J. Estrada, J. Camacho, M. Restrepo et al., "Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana", *Revista Facultad Nacional de Salud Pública*, vol. 15, núm. 2, p.2, 1998.

25. R. G. Budynas, J. E. Shigley, J. K. Nisbett, y M. A. Ríos Sánchez, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill, 2008.
26. R. A. Gómez y A. A. Correa, "Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento en empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos", *Boletín de Ciencias de la Tierra*, núm. 29, 2011.
27. "Catálogo extrema". [En línea] Disponible en [http://bateriaswillard.com/site/wp-content/uploads/2016/10/Willar\\_CatalogoExtrema.pdf](http://bateriaswillard.com/site/wp-content/uploads/2016/10/Willar_CatalogoExtrema.pdf). [Consultado: 17-jul-2016].
28. "Catálogos – Steckerl Aceros". [En línea]. Disponible en: <http://steckerlacers.com/catalogos/>. [Consultado: 17-jul-2016].
29. R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*. 4 ed. México: Pearson Educación, 2006.
30. "Table A-1. Mechanical Properties and Allowable Design Stresses". [En línea]. Disponible en: <http://usacetechnicalletters.tpub.com/ETL-1110-2-534/ETL-1110-2-5340006.htm>. [Consultado: 18-jul-2016].
31. N. Larburu Arrizabalaga, *Máquinas: prontuario; técnicas máquinas herramientas*, 7. ed. Madrid: Ed. Paraninfo, 1995.
32. "6x19+1 - Características". [En línea]. Disponible en: [http://www.tenso.es/productos/cables/caracteristicas.asp?composicion=6x19%2B1&superficie=Negra&arrollamiento=Cruzado+derecha+\(sZ\)&resistencia=180](http://www.tenso.es/productos/cables/caracteristicas.asp?composicion=6x19%2B1&superficie=Negra&arrollamiento=Cruzado+derecha+(sZ)&resistencia=180). [Consultado: 18-jul-2016].
33. "Prodinsa S.A. Fábrica de Cables de Acero y Estrobos - cables de aceros y sus elementos, cable 1x7 Resistencia a la tracción en santiago chile". [En línea]. Disponible en: [http://www.prodinsa.cl/index.php?option=com\\_content&task=view&id=49&Itemid=50](http://www.prodinsa.cl/index.php?option=com_content&task=view&id=49&Itemid=50). [Consultado: 08-nov-2017].
34. E. Helmut, *Aparatos de elevación y transporte*, tomo I. España: Blume ediciones, 1972.
35. Catálogo general de selección, Industrias Ramfe, Bogotá D.C. Colombia.
36. J. F. Zapata, "Vigas curvas en flexión" en *Diseño de elementos de máquinas I*, Piura: eumed.net, 2013, p.77.
37. C. D. R. A, "Diseño de árboles y ejes según criterio de resistencia a la fatiga del Código ASME".
38. "Sunbelt-Turret Steel". [En línea]. Disponible en: [http://www.sunbeltturretsteel.com/product\\_specs/mechanical\\_properties\\_carbon\\_steels.html](http://www.sunbeltturretsteel.com/product_specs/mechanical_properties_carbon_steels.html). [Consultado: 18-jul-2016].

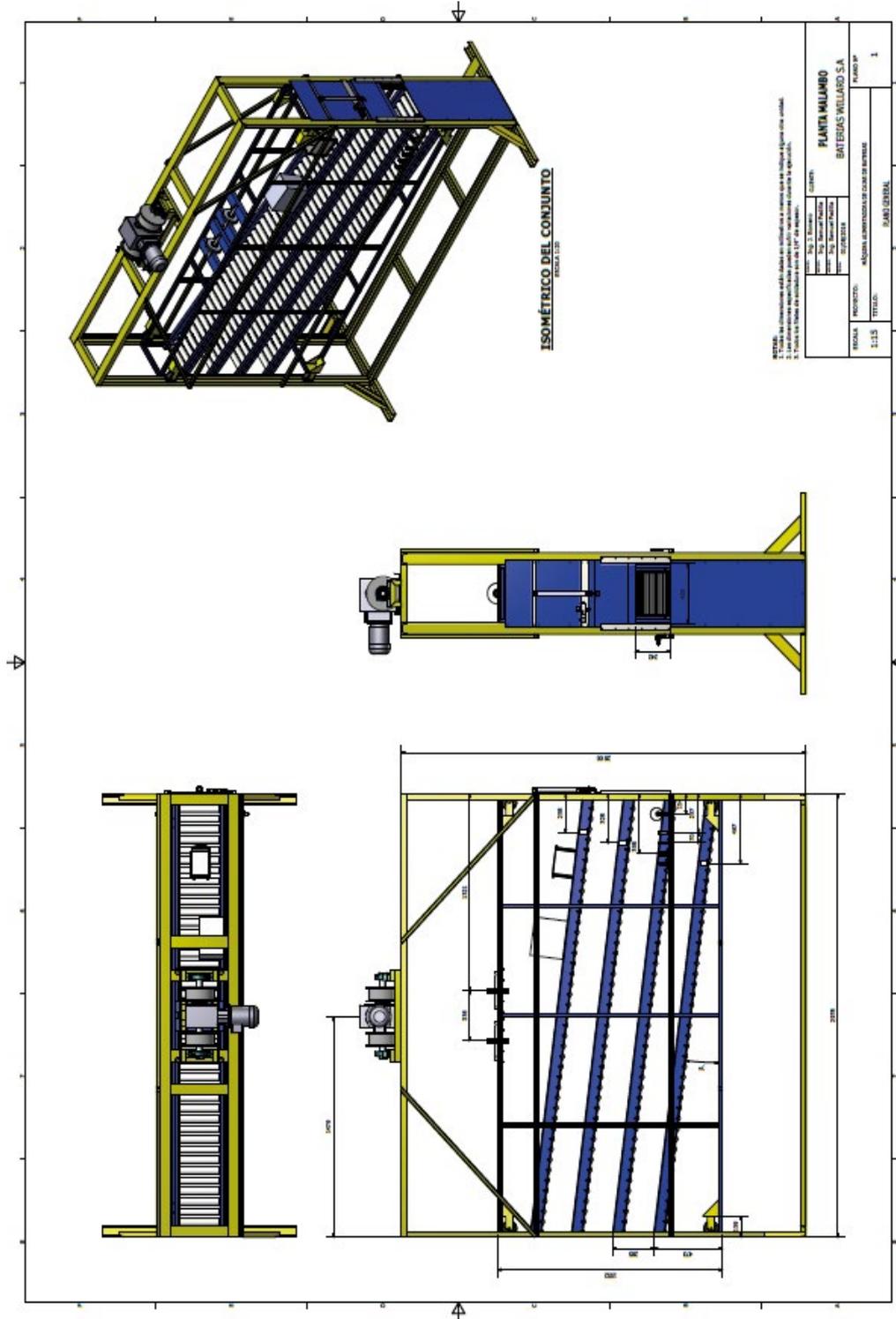
39. Catalog No. 24200-40208, 24200 pillow block bearing pedestal type ucp, Norelem, Birmingham, Reino Unido.
40. "Normas y características a las que se sujetan los aceros fabricados por altos hornos de México". [En línea]. Disponible en [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/Capitulo\\_1.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf). [Consultado: 18-jul-2016].
41. Instituto Técnico de la Estructura en Acero, *Diseño de uniones*, tomo 13, España: ITEA, p. 281.
42. R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. 4 ed. México: Pearson Educación, 2011.
43. "Tornillería y remaches". [En línea]. Disponible en: <http://www.echebarriasuministros.com/images/catalogo/13-tornilleria-y-remaches.pdf> [Consultado: 24-abr-2018].
44. «Dimensiones Rosca Métrica - Valvias». [En línea]. Disponible en: <http://www.valvias.com/prontuario-rosca-metrica-din-13.php?m=11>. [Consultado: 24-abr-2018].
45. "Indura 6011". [En línea]. Disponible en: <http://www.indura.cl/Descargar/INDURA%206011?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fcl%2Fbiblioteca%2F44f5dff3b2e844c6a499d0d999763c67.pdf> [Consultado: 24-abr-2018].
46. "How to Write an Operations Manual | Operations Manual Template". [En línea]. Disponible en: <http://www.klariti.com/technical-writing/operating-manuals-tutorial.shtml>. [Consultado: 09-nov-2017].
47. "Elaboración de Manuales | Tecsup | Page Array". [En línea]. Disponible en: <https://www.tecsup.edu.pe/home/consultoria-e-investigaciones/elaboracion-de-manuales/>. [Consultado: 09-nov-2017].
48. L. Castañeda, "Como hacer un Manual de Operación para máquinas". [En línea]. Disponible en: <http://www.casasauza.com/procesos-tequila-sauza/como-hacer-un-manual-de-operacion-para-maquinas>. [Consultado: 09-nov-2017].
49. J. Cegarra-Sánchez, *Metodología de la investigación científica y tecnológica*. Madrid: Ediciones Díaz de santos, 2006.



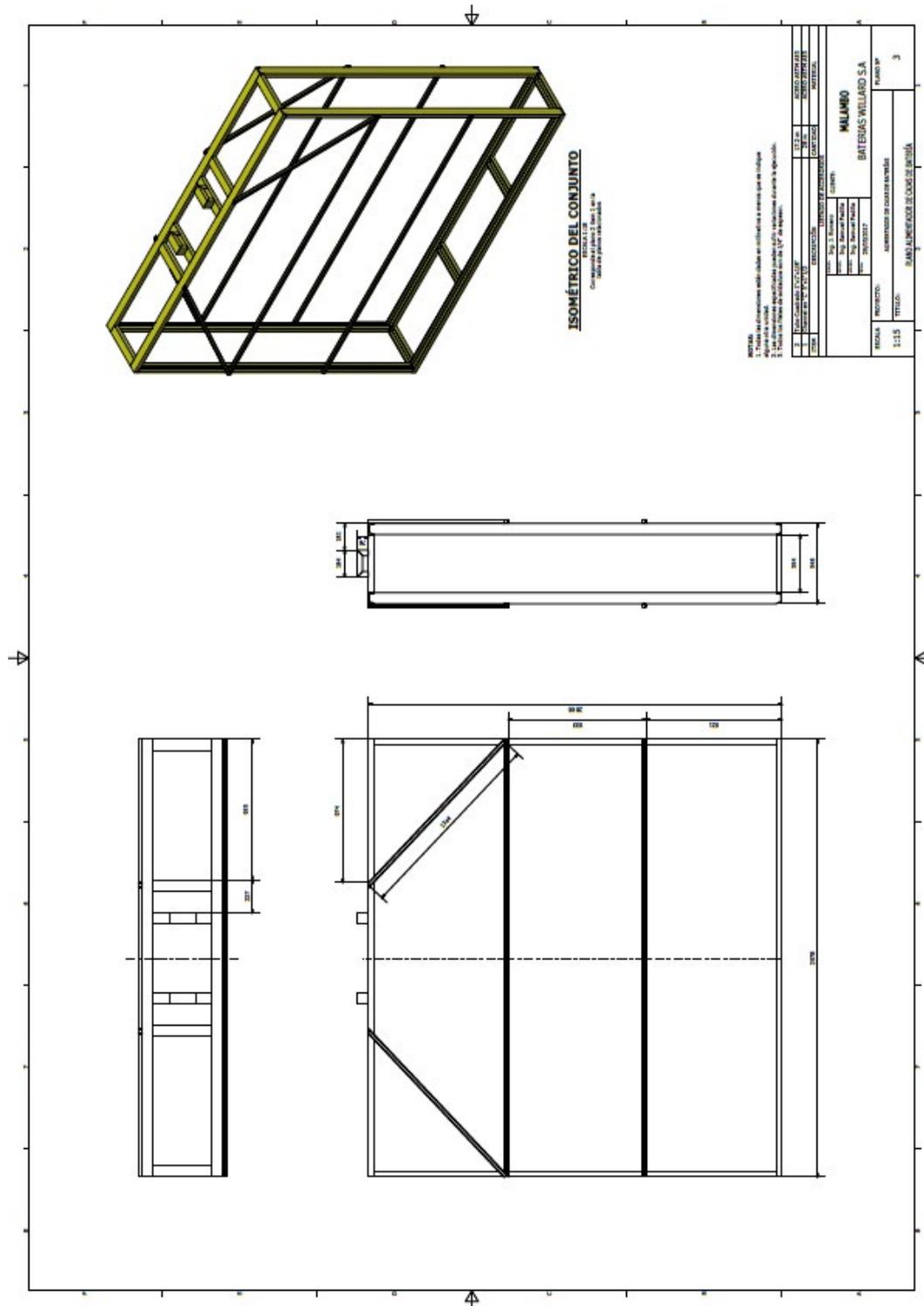
# **ANEXOS**



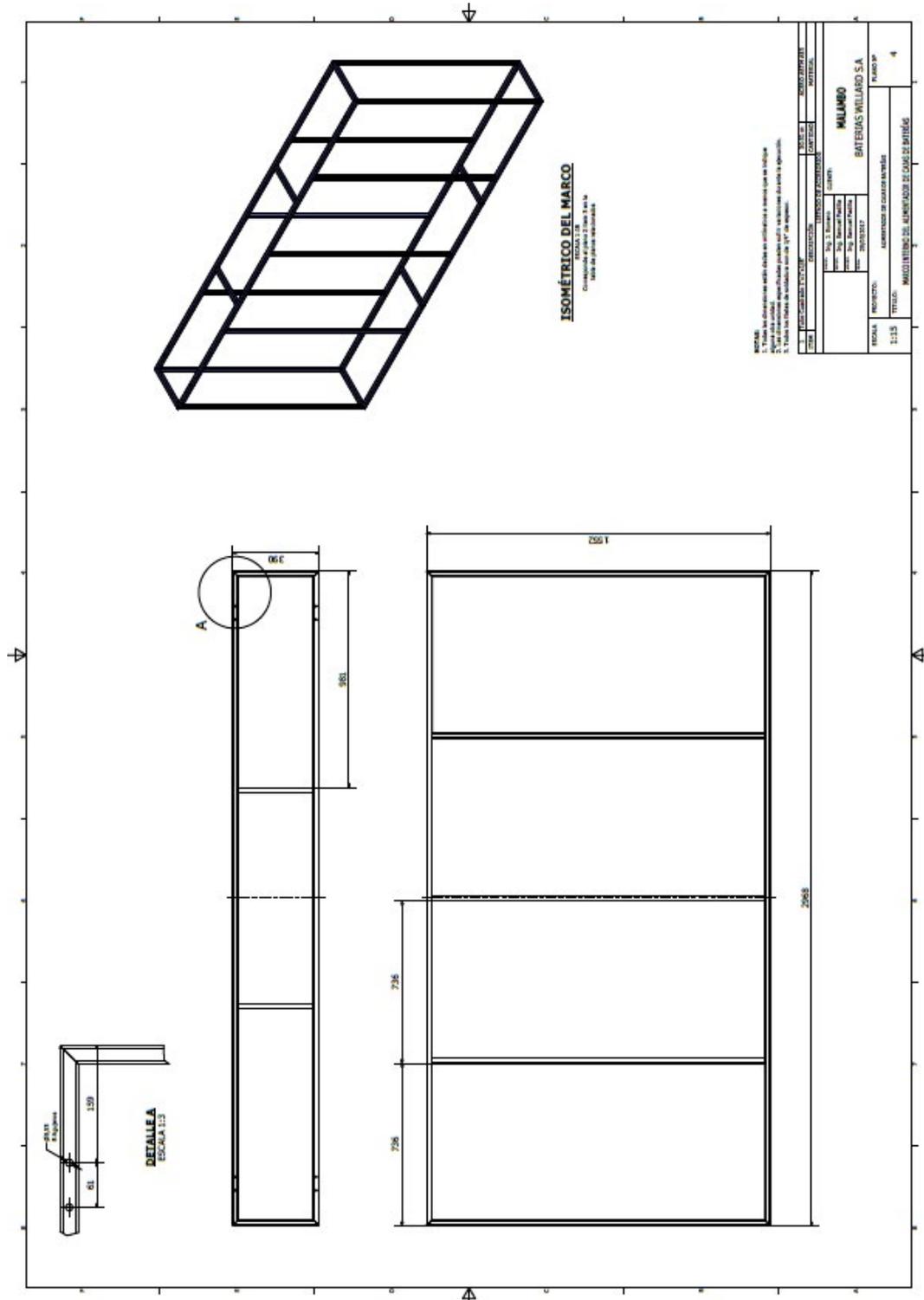
Anexo A: Plano general



Anexo B: Despiece: marco externo



**Anexo B: Despiece: marco interno**



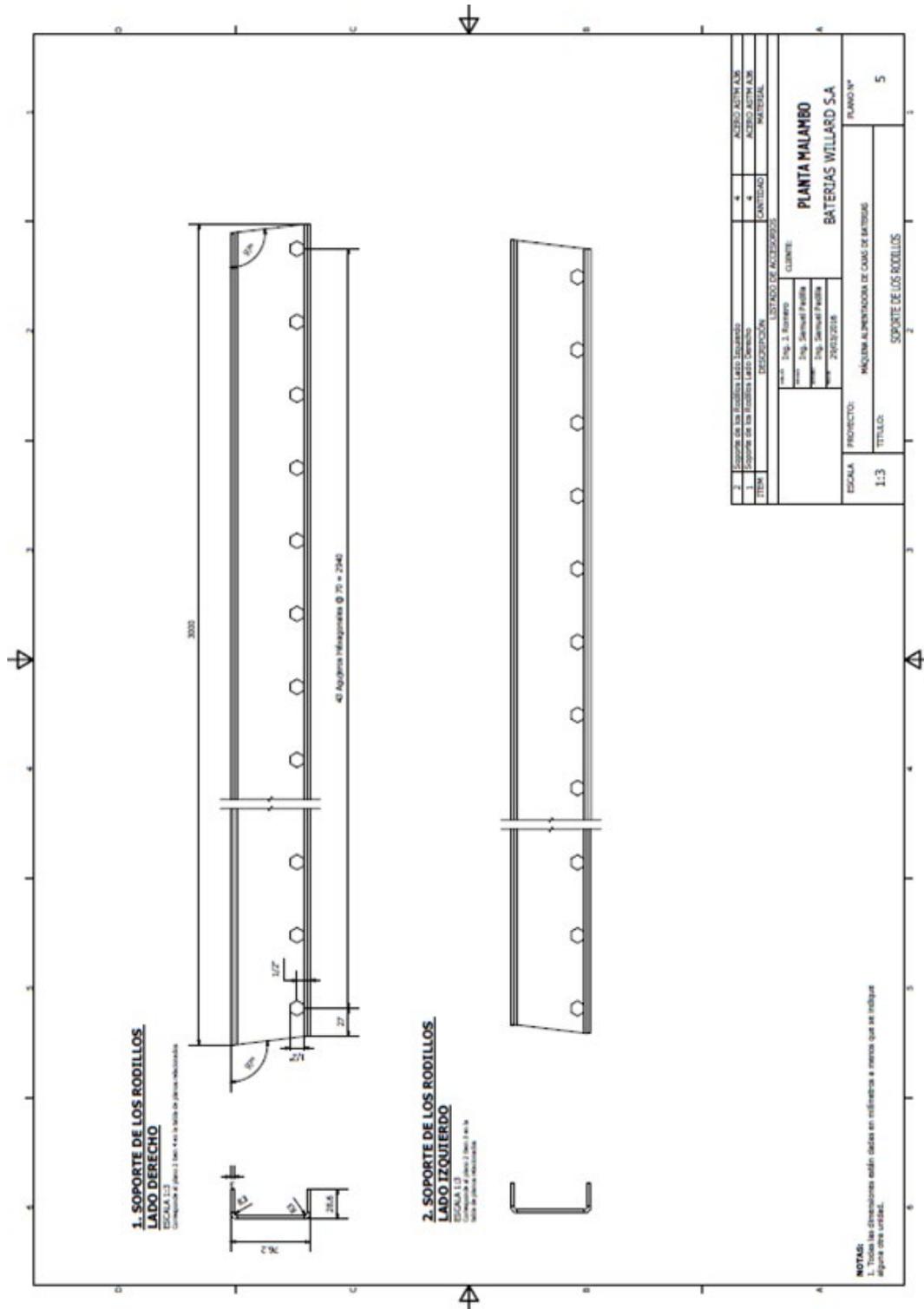
NOTAS:  
 1. Todas las construcciones serán de acuerdo con las especificaciones y normas que se indiquen.  
 2. Se debe considerar el espesor de los materiales y las tolerancias de fabricación de los mismos.  
 3. Se debe considerar el espesor de los materiales y las tolerancias de fabricación de los mismos.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	VALOR
1	MARCO INTERNO	1	UNIDAD	1

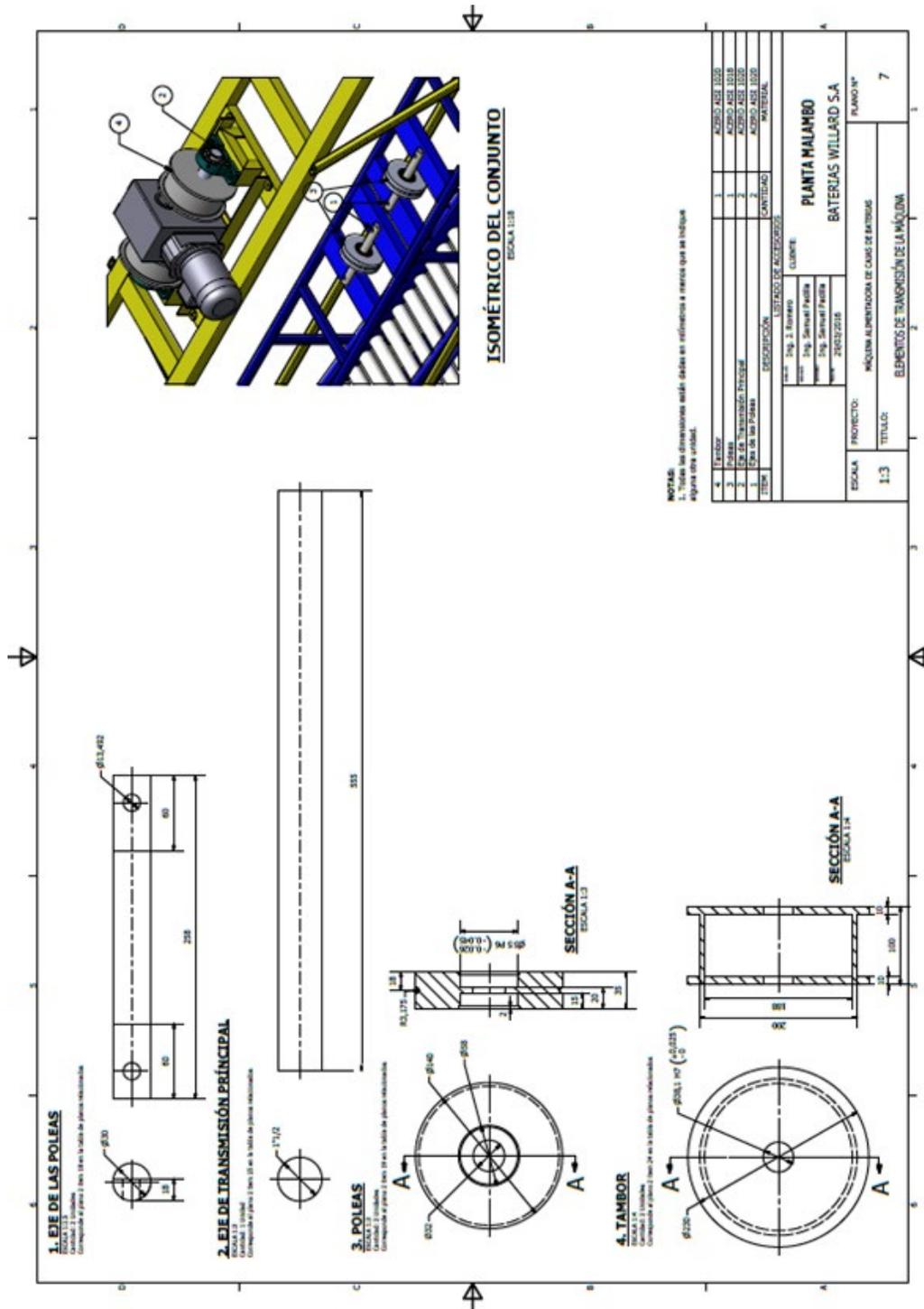
PROYECTO:	ADMINISTRACIÓN DE ZONAS TURÍSTICAS
CLIENTE:	BATERÍAS WILLIARD S.A
PROYECTISTA:	INGENIERÍA DE ZONAS TURÍSTICAS
FECHA:	20/07/2017
PROYECTO:	ADMINISTRACIÓN DE ZONAS TURÍSTICAS
CLIENTE:	BATERÍAS WILLIARD S.A
PROYECTISTA:	INGENIERÍA DE ZONAS TURÍSTICAS
FECHA:	20/07/2017

Anexo B: Despiece: soporte de los rodillos

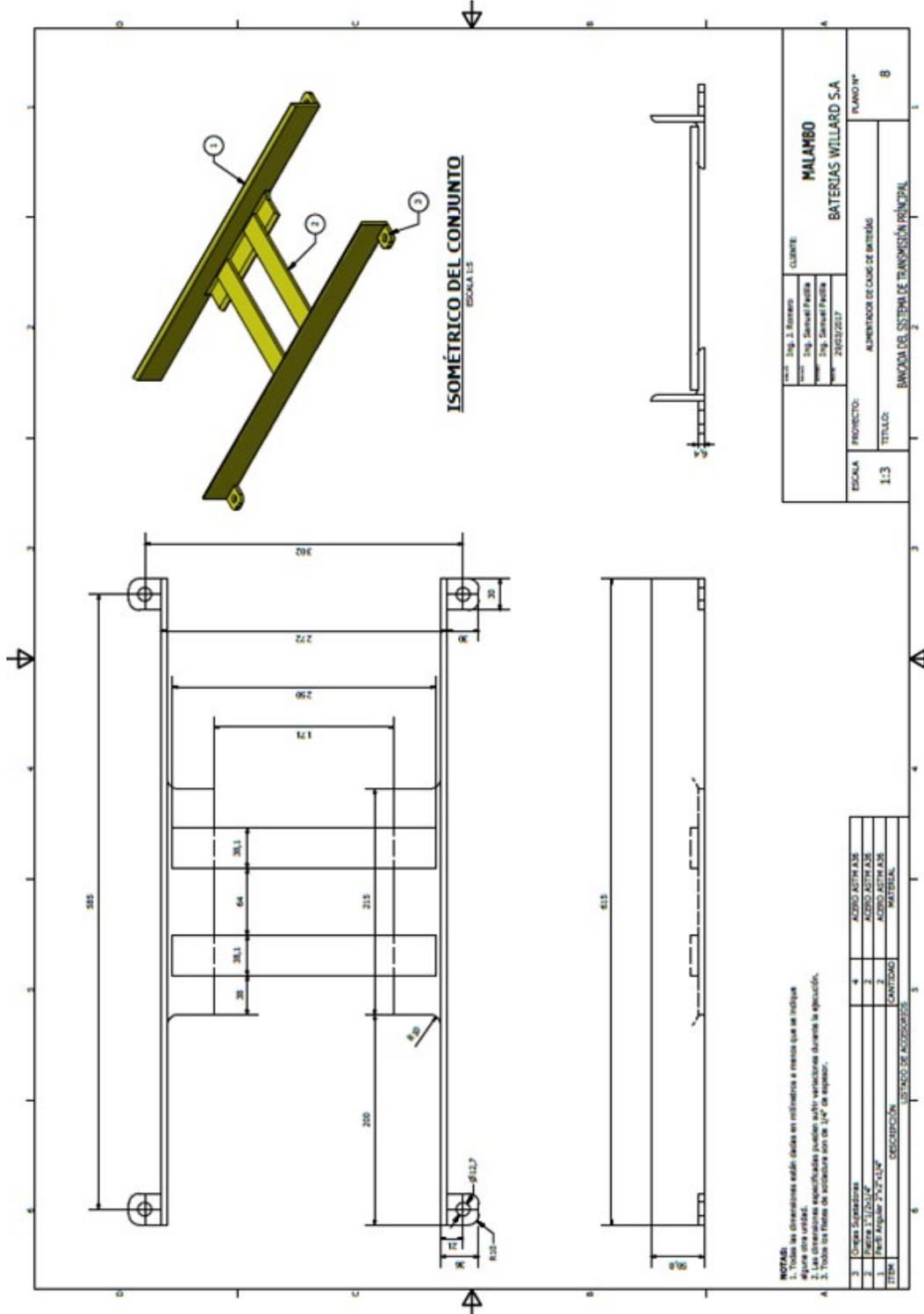




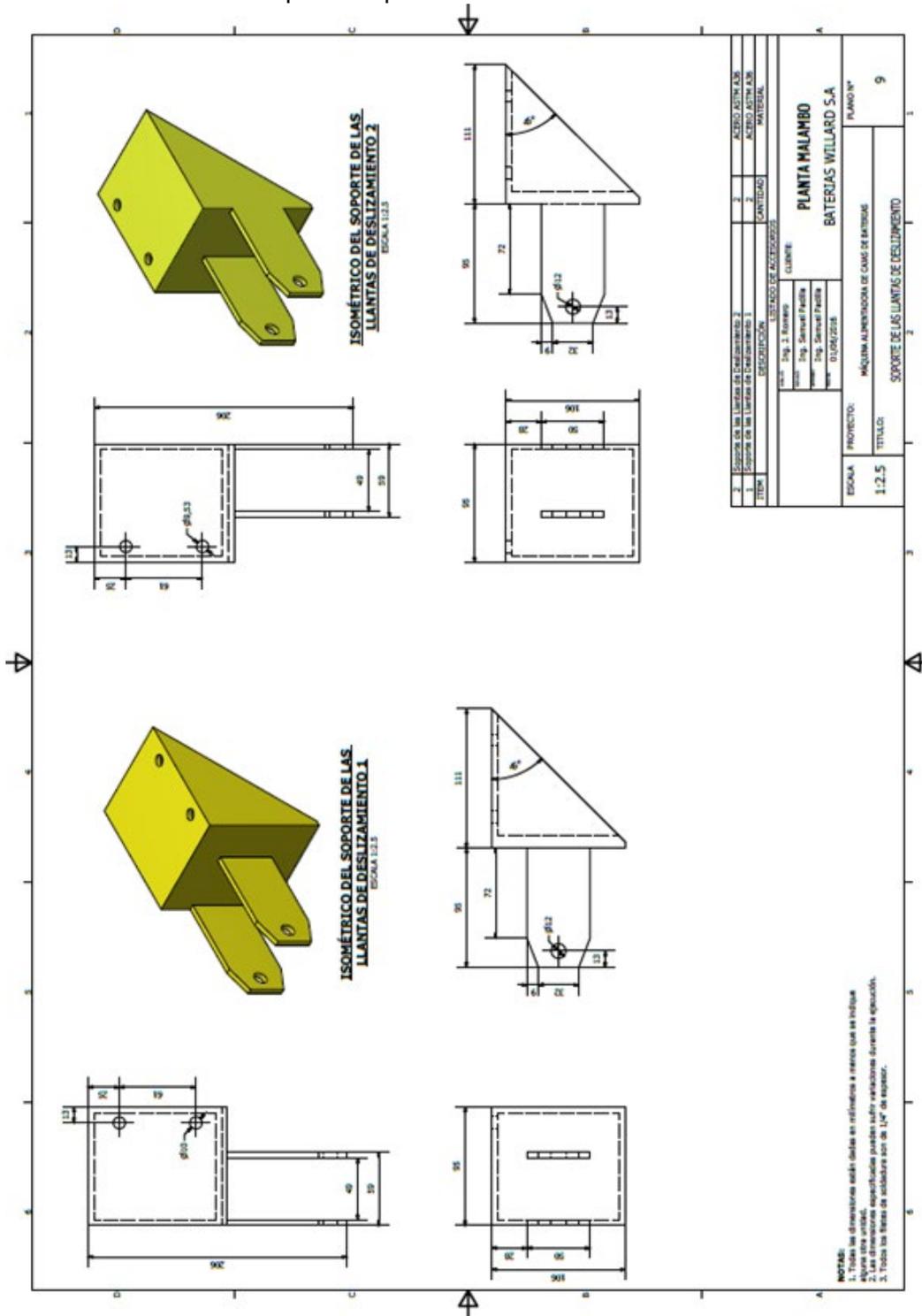
Anexo B: Despiece: elementos de transmisión



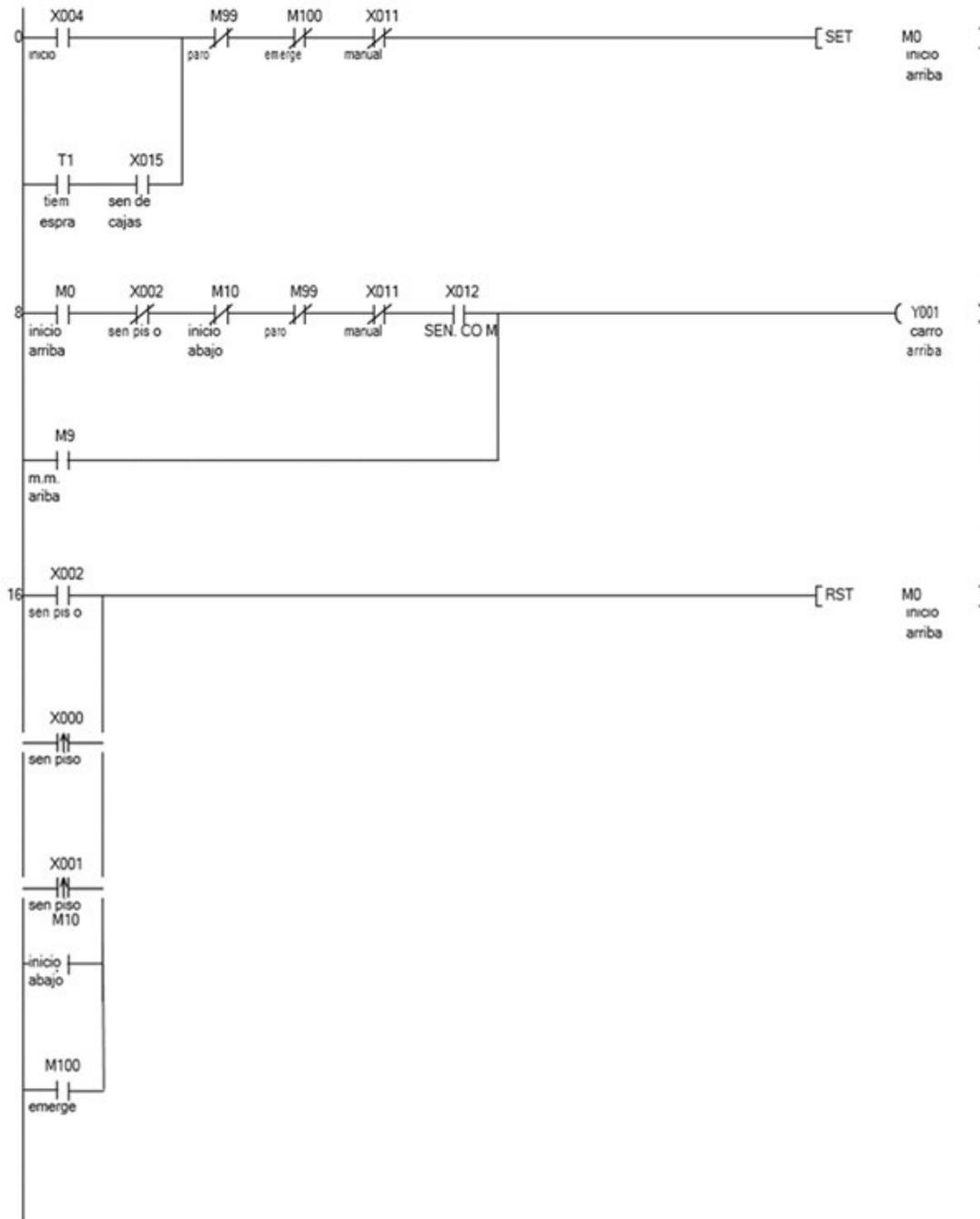
**Anexo B: Despiece: bancada del sistema de transmisión principal**

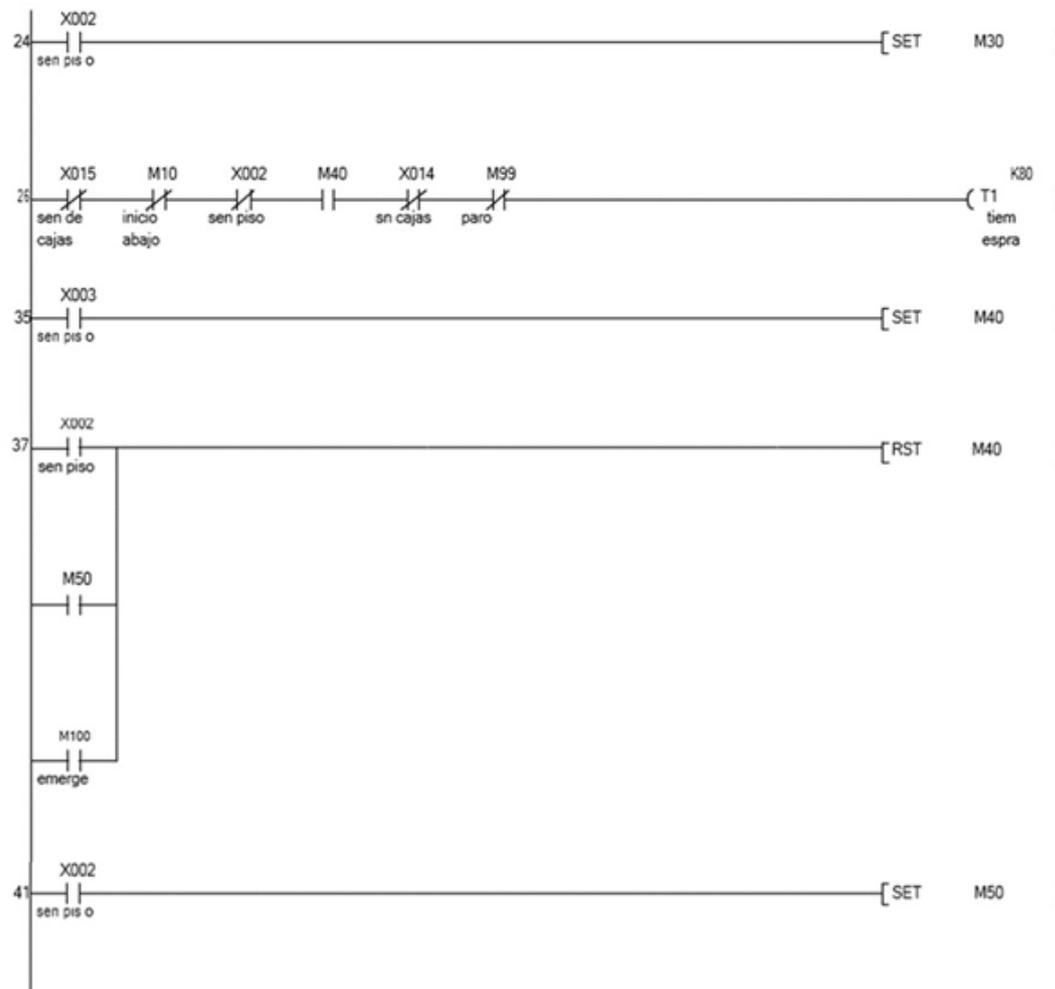


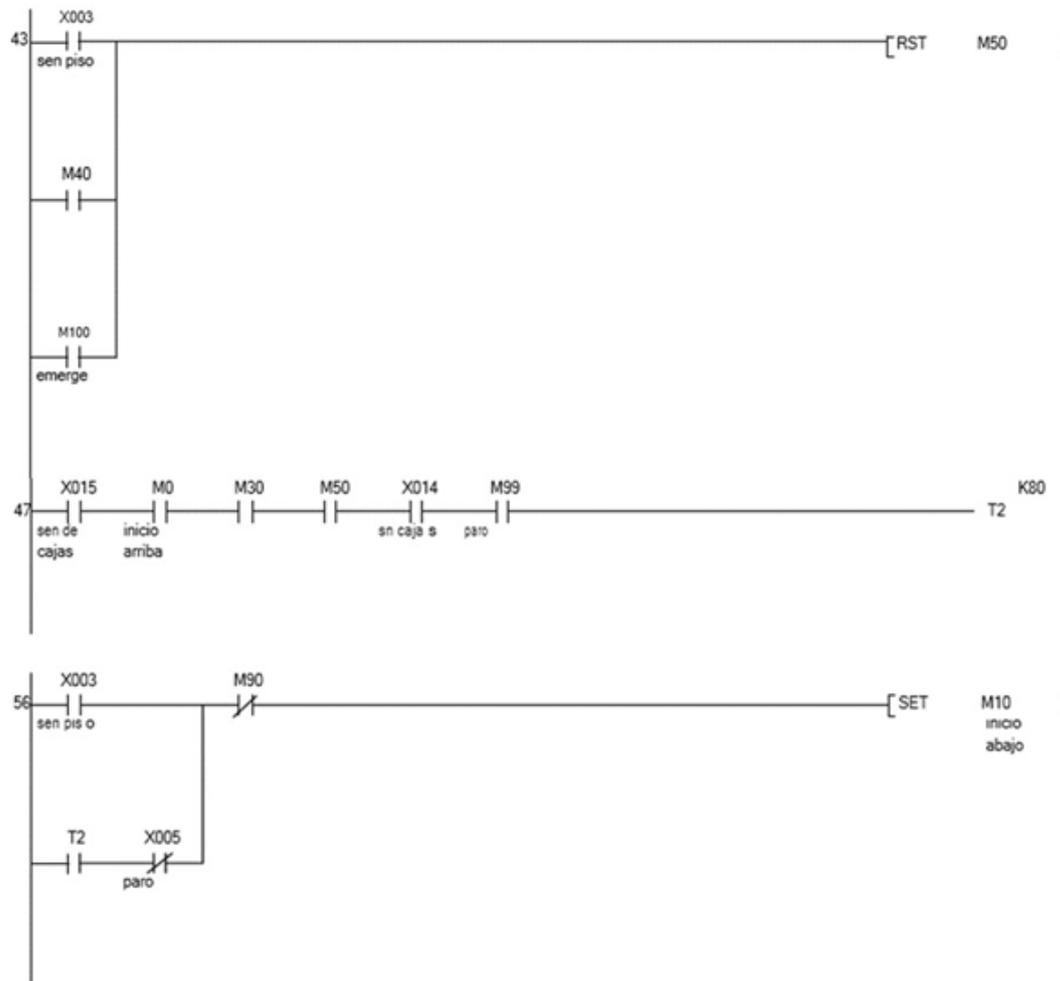
Anexo B: Despiece: soporte de las ruedas de deslizamiento



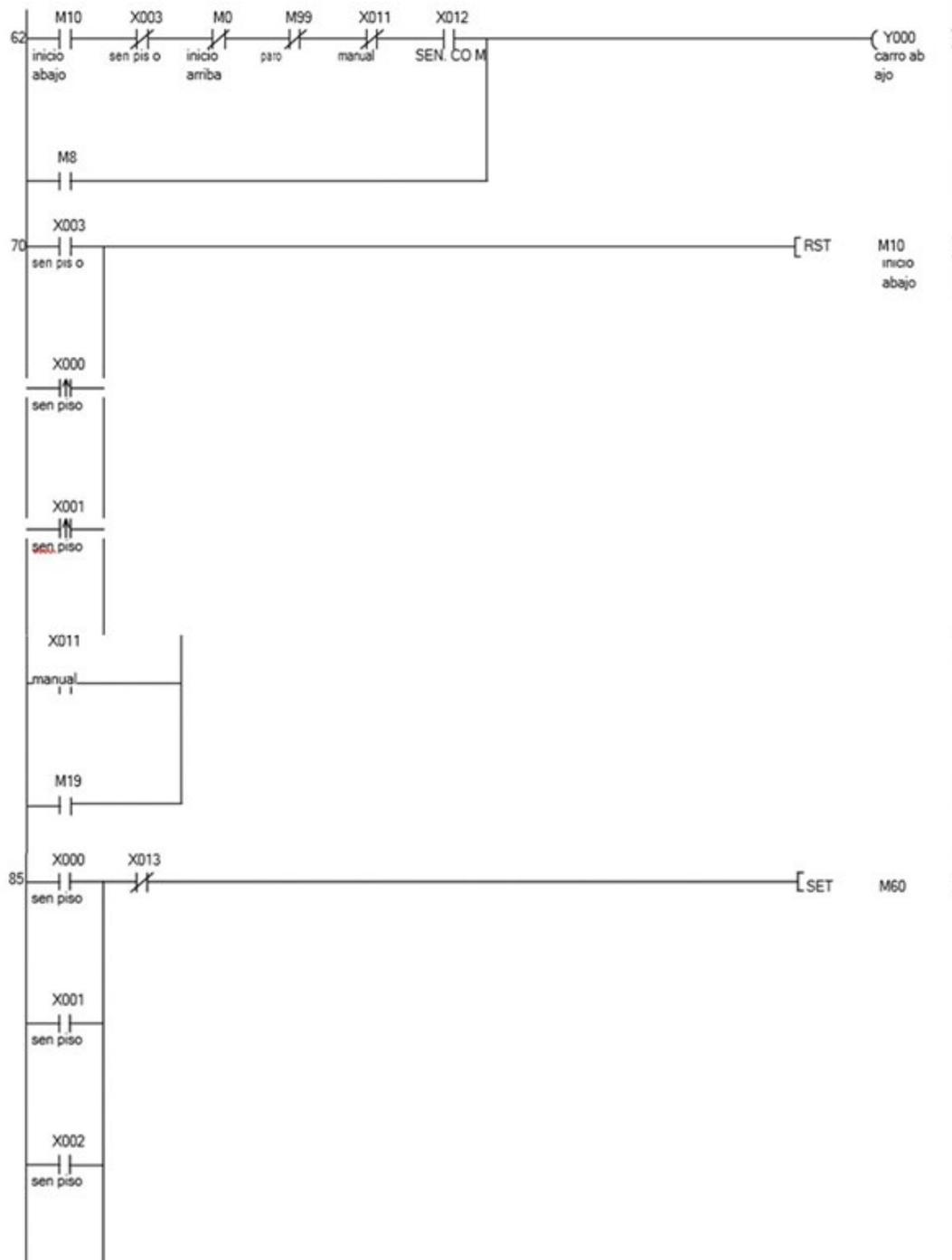
**Anexo C: Programa del PLC en lenguaje Ladder**

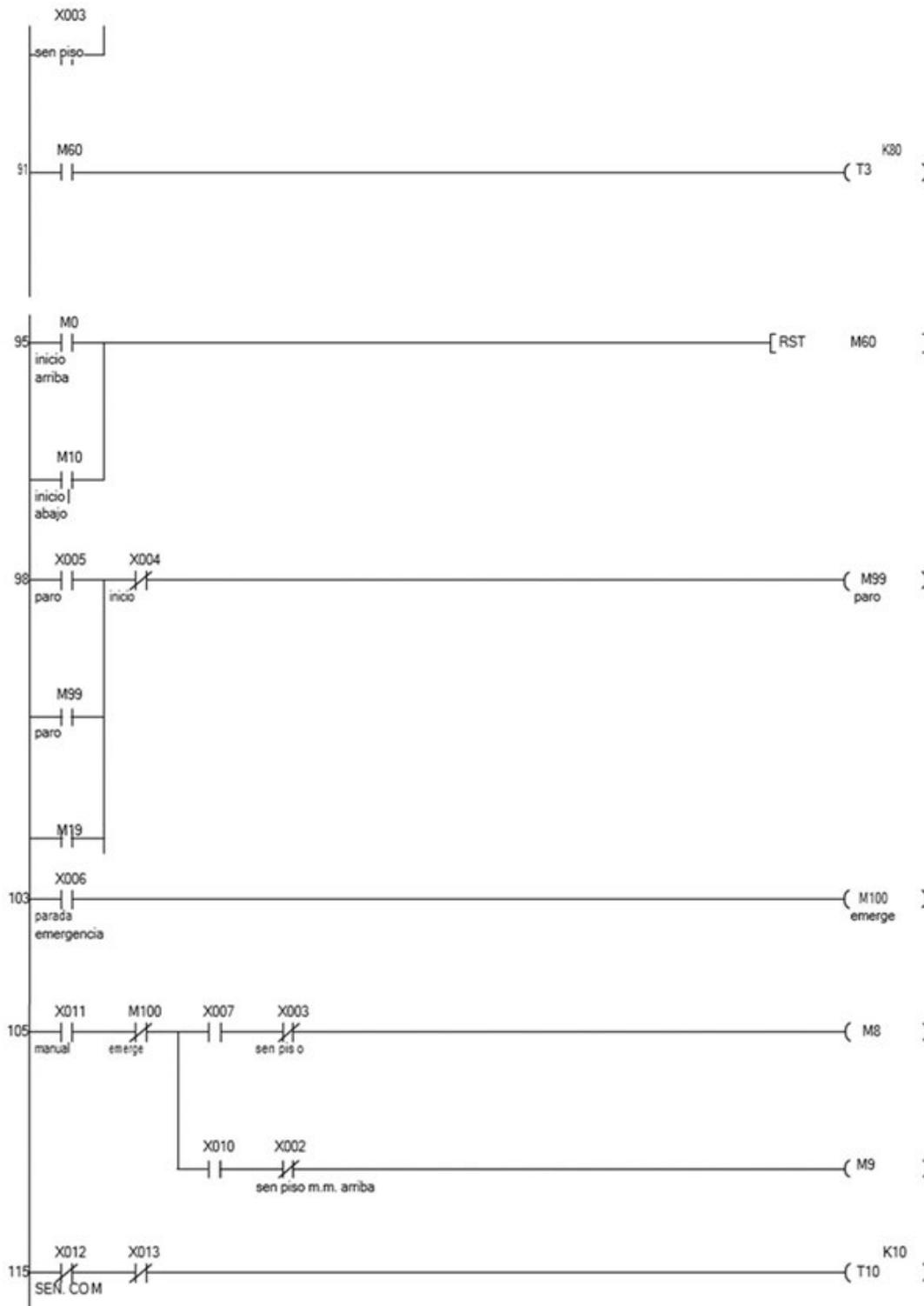






Equipo Alimentador de Cajas de Baterías Automatizado  
para Máquina Inyectora de Pegamento Hotmelt





## **Anexo D:** Manual de funcionamiento para la máquina elevadora de cajas de la línea de ensamble de baterías

### **OBJETO**

Establecer los principios de funcionamiento, procedimientos y pasos que se deben llevar a cabo para el uso correcto y eficiente de la máquina elevadora de cajas de las líneas de ensamble de baterías de bodega 2.

### **DEFINICIONES**

La máquina elevadora de cajas es la máquina encargada del transporte de las cajas de baterías hacia la banda transportadora de la máquina Hotmelt.

### **COMPONENTES PRINCIPALES**

- A. **SENSOR S18SN6L** (Sensor a la salida de la máquina): Elemento electrónico, capaz de detectar las cajas de las baterías dentro de su alcance. (Ver Imagen 1: Sensor S18SN6L).



**Imagen 1:** Sensor S18SN6L

- B. **SENSOR REFLECTIVO AUTONICS:** Es el encargado de sensar la posición de cada nivel de la máquina elevadora. (Ver Imagen 2: Sensores reflectivos Autonics).



**Imagen 2:** Sensores reflectivos Autonics

- C. CILINDRO NEUMÁTICO: Elemento neumático, encargado de frenar el paso de las cajas de baterías hacia la banda transportadora del equipo Hotmelt, y se encuentra a la salida de la máquina. (Ver Imagen 3: Cilindro neumático).



**Imagen 3:** Cilindro neumático

- D. ELECTROVÁLVULA MONOESTABLE DE 5 VÍAS POR 2 POSICIONES: Elemento neumático, encargado de la distribución de aire hacia el cilindro neumático. (Ver Imagen 4: Electroválvula monoestable 5x2).



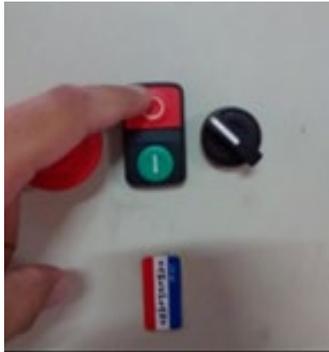
**Imagen 4:** Electroválvula monoestable 5x2

- E. BOTÓN PULSADOR DE ENCENDIDO (ON): Botón pulsador encargado de la puesta a marcha de la máquina, cuya coloración es de color verde, y está ubicado en el tablero de mando. (Ver Imagen 5: Botón pulsador de encendido on).



**Imagen 5:** Botón pulsador de encendido on

- F. **BOTÓN PULSADOR DE APAGADO (OFF):** Botón pulsador encargado de detener la puesta a marcha de la máquina, cuya coloración es de color rojo, y está ubicado en el tablero de mando. (Ver Imagen 6: Botón pulsador de apagado off).



**Imagen 6:** Botón pulsador de apagado off

- G. **GRUPO DE CONTROL:** Conjunto de elementos eléctricos y electrónicos, encargados del control de la máquina y está conformado por contactores, PLC, brakers, relevos y un guardamotor. (Ver Imagen 7: Grupo de control de la máquina).



**Imagen 7:** Grupo de control de la máquina

## PRECAUCIONES

- Nunca deje el equipo en operación al vacío; si este no tiene cajas, detenga el funcionamiento de la máquina, ya que esto ocasionaría un consumo eléctrico y un desgaste innecesario que disminuiría la vida útil del equipo.
- No coloque cajas de baterías u otros elementos debajo de la zona de elevación de la máquina, ya que esto le propiciaría daños al equipo y por lo tanto una discontinuidad en el proceso productivo.
- No colocarse debajo de la plataforma de elevación cuando la máquina esté operando, porque puede causar graves daños a su integridad.
- No manipular los componentes eléctricos y electrónicos que se encuentran dentro del tablero del grupo de control, solo personal capacitado y autorizado lo podrá hacer.
- En caso de generarse fallas o anomalías en el proceso de producción, presionar el botón de PARADA DE EMERGENCIA (rojo) y acudir al personal capacitado del departamento de mantenimiento, no intente repararla.
- Cuide este equipo, ya que fue fabricado para su comodidad y para aumentar la eficiencia de la producción.

## SEGURIDAD INDUSTRIAL

### Elementos de protección personal requeridos

- Protección en manos: Guantes de nitrilo.
- Protección Respiratoria: Mascarilla media cara.
- Protección de pies: Botas de seguridad.

## PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La máquina funciona con un sistema de elevación con motorreductor similar al sistema de elevación de un ascensor de un edificio, consta de 4 niveles que de las cuales son bandas transportadoras de rodillos con una inclinación de 7°, donde las baterías serán impulsadas hacia la salida de la máquina por medio la fuerza de la gravedad. (Ver Imagen 8: Máquina elevadora de cajas).



**Imagen 8:** Máquina elevadora de cajas

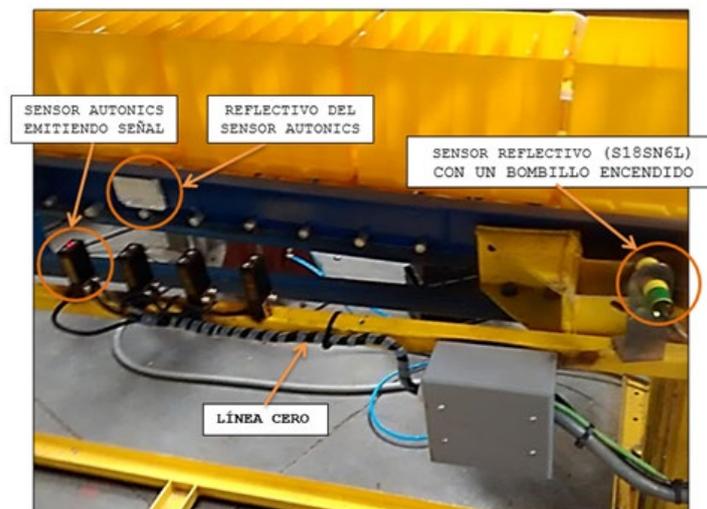
La automatización consiste en un sistema de rastreo de cajas que consta de 5 sensores reflectivos, que de los cuáles 4 (reflectores Autonics) están interconectados y sincronizados entre sí al PLC para detectar cada nivel de la plataforma de elevación cuando esta se encuentre ascendiendo o descendiendo; el otro sensor (S18SN6L) se encuentra ubicado a la salida de la máquina, este se encarga de detectar o rastrear las baterías que se encuentren en cada nivel de la plataforma de elevación, además consta de un cilindro neumático conectado a una válvula electroneumática monoestable 5x2 que se encarga de distribuir el flujo de aire al cilindro logrando a este permitir u obstaculizar el paso de las cajas de las baterías de cada nivel hacia la banda transportadora del equipo Hotmelt.

Al momento de encender la máquina, el motorreductor entra en funcionamiento, elevando la plataforma de elevación (véase Imagen 9: Motorreductor elevando la plataforma de la máquina), entonces los sensores entraran en funcionamiento junto con la válvula electroneumática monoestable y su cilindro neumático, cuando la plataforma asciende o desciende y pasa a través de la línea 0 (cero), donde se encuentran los sensores Autonics, estos emitirán una señal dependiendo del nivel que se encuentre la plataforma de elevación; cada sensor tiene un nivel asignado que cuando se sincronizan con sus respectivos niveles, encienden sus bombillos led de manera automática y envían la señal recibida del reflectivo que está adherido en cada nivel de la plataforma al PLC del grupo de control (ver Imagen 7: Grupo de control de la máquina); estos

sensores dependen del sensor detector de cajas (S18SN6L), ubicado a la salida de la máquina, porque este emitirá una señal que cuando es interrumpida o interceptada por una caja (un bombillo encendido), detendrá al sistema hasta que su señal no esté obstaculizada por alguna caja, mientras que el sensor no detecte cajas se dispondrá de 8 segundos (2 bombillos encendidos), para que la máquina continúe su ciclo de elevación y bajada, por eso es importante que en el momento de que no hayan cajas en la máquina preferiblemente se debe apagar presionando el botón OFF, (Ver Imagen 6: Botón pulsador de apagado off) de esta manera ahorraremos energía eléctrica y aumentaríamos la vida útil de nuestro equipo (Ver Imagen 10: Principio de funcionamiento).



**Imagen 9:** Motorreductor elevando la plataforma de la máquina

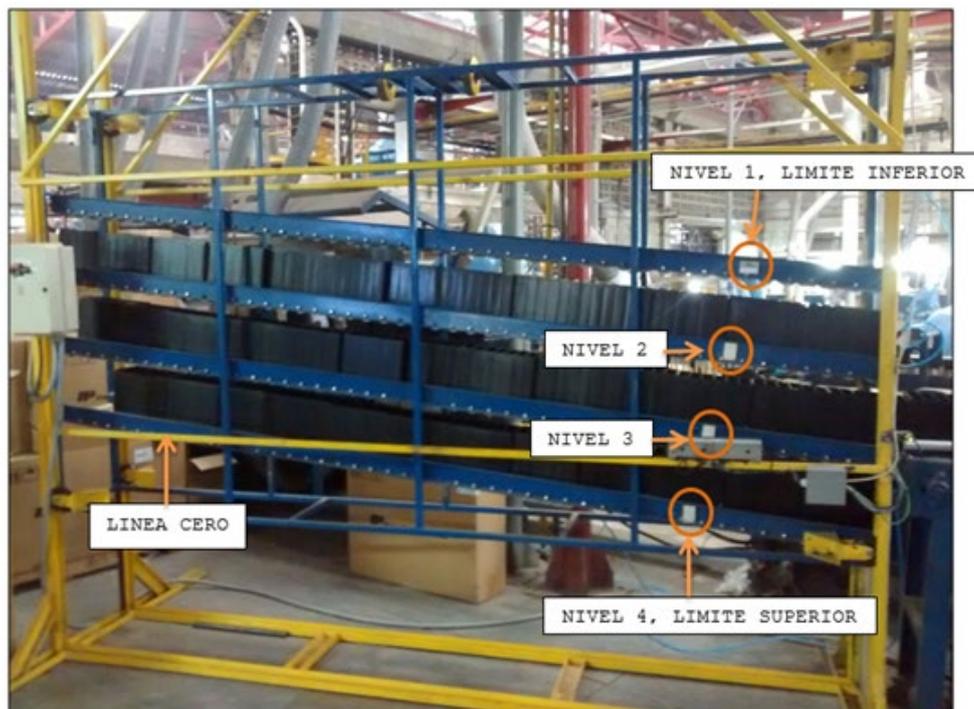


**Imagen 10:** Principio de funcionamiento

## OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

### PASOS PARA OPERAR LA MÁQUINA ELEVADORA DE CAJAS

Presionar el botón ON de encendido (Verde, ver Imagen 5: Botón pulsador de encendido on), para operar el equipo, y verificar que la máquina cumpla el ciclo de elevación; es decir que llegue al límite máximo y al límite mínimo de elevación de manera automática, si todo está funcionando correctamente seguir al siguiente paso (Ver Imagen 11: Límite superior e inferior de la plataforma de elevación de la máquina).



**Imagen 11:** Límite superior e inferior de la plataforma de elevación de la máquina

1. Cuando la máquina se encuentre en su posición de reposo (límite inferior de elevación), presionar el botón STOP de parada (Rojo, Ver Imagen 6: Botón pulsador de apagado OFF) para comenzar con el proceso de llenado de cajas, (llenar los 4 niveles inicialmente).
2. Presionar el botón ON de encendido y de esta manera la máquina empezara a operar de manera automática.
3. En la medida que cada nivel de la máquina se desocupe, llenar instantáneamente para evitar tiempos muertos en la producción.
4. Al terminar el proceso productivo se deberá colocar la máquina en su posición de reposo y proceder a presionar el botón STOP (rojo).

### PERSONAL CALIFICADO PARA LA LABOR

- Operario de ensamble de grupos.
- Ayudante operario de ensamble de grupos.



## ACERCA DE LOS AUTORES



**Javier Roldán Mckinley** es Ingeniero Mecánico de la Universidad del Atlántico (Puerto Colombia, Colombia) en el año 2001. Posteriormente obtuvo título de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con concentración en Ciencias de Maquinarias en el año 2004 por la Universidad de Puerto Rico-Mayagüez (Puerto Rico, USA). Luego recibió grado de Doctor en Ingeniería Mecánica en la Universidad de La Florida (Gainesville, FL-USA) en el año 2007. Actualmente trabaja como Profesor Asociado del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Puerto Colombia, Colombia) desde el año 2011. Es integrante activo del grupo de investigación DIMER. Sus intereses investigativos incluyen principalmente la instrumentación y control de procesos y sistemas, diseño de mecanismos y máquinas, y educación de la ingeniería.



**Eugenio Yime Rodríguez** es Ingeniero Mecánico de la Universidad del Norte (Puerto Colombia, Colombia) en el año 1996. Hizo su Maestría en Ingeniería Mecánica en la U. de los Andes (Bogotá, Colombia) en 1999. Recibió grado de Doctor en Automática y Robótica de la Universidad Politécnica de Madrid (Madrid, España) en el año 2008. Actualmente es profesor asociado del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Puerto Colombia, Colombia) en el área de Diseño de Maquinaria. Es integrante del grupo de investigación DIMER.



**Jesús D. Cervantes-Tilano** Obtuvo su título en Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Puerto Colombia, Colombia) en 2018. Su experiencia profesional inició con el diseño y modificación a doble fondo de botes de la empresa Naviera Fluvial Colombiana S.A. (Barranquilla, Colombia). Actualmente se desempeña como ingeniero independiente en las áreas de mantenimiento industrial y diseño de maquinaria.



**Jeison J. Romero-Jiménez** Obtuvo su título en Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico (Puerto Colombia, Colombia) en 2018. Tiene experiencia profesional como ingeniero proyectista en la Empresa Team Foods S.A. (Barranquilla, Colombia) y posteriormente como ingeniero de la empresa Ultracem S.A.S. (Galapa, Atlántico), cargo que desempeña actualmente.



**Samuel Padilla-García** Obtuvo su título en Ingeniería Electrónica de la Universidad Autónoma de Colombia (Bogotá, Colombia) en 2004. Su experiencia profesional se ha desarrollado principalmente en la empresa Baterías Willard S.A. (Barranquilla, Colombia), en donde se ha desempeñado en las áreas de supervisión, planeación y coordinación de mantenimiento desde el año 2006 hasta la actualidad.