


**Research Article**


# Structural and electrohydraulic design of an automatic horizontal corrugated cardboard compactor

Diseño estructural y electrohidráulico de compactadora horizontal automática de cartón corrugado

José L. García-Toledo<sup>1\*</sup> · Benjamín Quispe-Condori<sup>2</sup> · Miguel A. Terán-Luna<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Instituto Tecnológico Boliviano Canadiense "EL PASO", Carrera de Mecánica Industrial, Cochabamba, Bolivia

<sup>2</sup> Universidad Nacional "Siglo XX", Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, Llallagua, Bolivia

<sup>3</sup> Universidad Nacional "Siglo XX", Carrera de Ingeniería Electromecánica, Llallagua, Bolivia

\* Corresponding author: [tjotaing@gmail.com](mailto:tjotaing@gmail.com) (J. L. García-Toledo)

Received: 30 September 2025. Accepted: 31 October 2025. Published: 10 December 2025.

## Abstract

The objective of this research was to design and validate an automatic horizontal compactor for corrugated cardboard waste, focused on optimizing the logistics efficiency and production process of the company CARTONBOL. This proposal arises in response to the low performance of the current machine, which only achieves a density of 231,48 kg/m<sup>3</sup>, affecting transportation efficiency and operating costs. The engineering approach was based on a structured methodology that integrated 3D modeling (Autodesk Inventor), analytical structural calculations (MathCad), and validation using Finite Element Analysis (FEA) simulations and electrohydraulic analysis in FluidSim. The design was based on a compaction force of 18 tons and a safety factor greater than 2,5 for the structural components. The key results confirm the technical feasibility of the design, with the machine achieving an average density of 412,69 kg/m<sup>3</sup>, representing an increase of 78.38% over the performance of the previous technology. With a total manufacturing cost estimated at 220708,19 Bs, with the hydraulic power unit accounting for more than 50% of the budget, the design is therefore considered technically and economically viable. Its implementation will increase the competitiveness and sustainability of CARTONBOL, as it not only improves operational efficiency and safety, but also strengthens industrial recycling processes, aligning with the principles of the circular economy and current environmental policies in Bolivia.

**Keywords:** Finite elements; electrohydraulic; safety factor; industrial recycling.

## Resumen

El objetivo de esta investigación fue diseñar y validar una compactadora horizontal automática para residuos de cartón corrugado, enfocada en optimizar la eficiencia logística y el proceso productivo de la empresa CARTONBOL. Esta propuesta surge como respuesta al bajo rendimiento de la máquina vigente, la cual solo logra una densidad de 231,48 kg/m<sup>3</sup>, afectando la eficiencia del transporte y los costos operativos. El enfoque de ingeniería se basó en una metodología estructurada que integró modelado 3D (Autodesk Inventor), cálculos estructurales analíticos (MathCad), y validación mediante simulaciones de Elementos Finitos (FEA) y análisis electrohidráulico en FluidSim. El diseño se estableció sobre una fuerza de compactación de 18 toneladas y un Factor de Seguridad mayores a 2,5 para los componentes estructurales. Los resultados clave confirman la viabilidad técnica del diseño, la máquina diseñada logra una densidad promedio de 412,69 kg/m<sup>3</sup>, lo que representa un incremento del 78,38% respecto al desempeño de la tecnología anterior. Con un costo total de fabricación estimado en 220708,19 Bs siendo la central hidráulica responsable del más de 50% de presupuesto, por tanto, el diseño se considera técnica y económicamente viable. Su implementación incrementará la competitividad y sostenibilidad de CARTONBOL, ya que no solo mejora la eficiencia operativa y la seguridad, sino que también fortalece los procesos de reciclaje industrial, alineándose con los principios de la economía circular y las políticas medioambientales vigentes en Bolivia.

**Palabras clave:** Elementos finitos; electrohidraulico; factor de seguridad; reciclaje industrial.

## Introducción

La administración completa de residuos sólidos es uno de los retos más importantes en términos operativos y medioambientales para las naciones en vías de desarrollo, especialmente en industrias que producen muchos empaques y desechos de cartón. En Bolivia, cada año se generan más de 1,6 millones de toneladas de desechos; aproximadamente el 22% de estos son materiales que pueden ser reciclados desde un punto de vista técnico, como papel y cartón (INE, 2023). Según MacArthur (2019), este flujo es particularmente estratégico en la economía circular por sus elevados índices de valorización industrial y recuperación. La efectividad del reciclaje de cartón depende en gran medida del nivel de compactación y la gestión logística que resulta, según lo resaltan investigaciones recientes (Belle et al., 2024). Estos efectos se han observado en análisis de sostenibilidad de cadenas circulares que emplean empaques de fibra.

La materia prima principal para la industria de reciclaje de papel es el cartón corrugado, por lo tanto, su valorización está directamente relacionada con la densidad obtenida durante el proceso de compactación. Conforme a la bibliografía, factores como la rigidez estructural de la cámara de prensado, el sistema de atado y la presión hidráulica establecen la densidad del fardo al final del proceso y, en consecuencia, su eficacia económica y logística (Zawada et al., 2023; Yin et al., 2023). Según los estudios experimentales sobre prensas horizontales, estos equipos posibilitan la obtención de densidades mayores a 400 kg/m<sup>3</sup>, disminuir el volumen del material que se está procesando y optimizar el rendimiento energético del proceso (Voicu et al., 2023; Tudor et al., 2023). Adicionalmente, se ha demostrado que la densificación óptima del cartón puede disminuir costos de transporte mediante modelos logísticos avanzados basados en compactación (Zhao et al., 2022).

En Bolivia la empresa Cartonbol, empresa pública productiva, enfrenta restricciones operativas porque usa principalmente una compactadora vertical. Esto ocasiona que los fardos no alcancen con frecuencia los 200–250 kg/m<sup>3</sup>, lo cual eleva los costos de transporte y almacenamiento. Esto tiene un impacto no solo en la eficacia interna de la cadena de reciclaje, sino también en la competitividad del producto reciclado. La automatización en sistemas de compactación, que incluye sensores de densidad, atado automático y control continuo, incrementa notablemente la seguridad operativa y la productividad, a la vez que disminuye los tiempos muertos y la variabilidad en el enfardado (Sánchez & Boudaoud, 2020; Yin et al., 2023). De igual manera, análisis sobre resistencia y consumo energético en etapas sucesivas de compactación confirman la superioridad técnica del prensado horizontal para materiales reciclables como el cartón (Tudor et al., 2023).

La modernización tecnológica para el manejo del cartón corrugado en Bolivia cobra mayor importancia si se tiene en cuenta las políticas de transición hacia modelos de economía circular que están promovidas en América Latina y el Caribe. La importancia de implementar tecnologías que disminuyan la cantidad de residuos reciclables y optimicen su incorporación en cadenas circulares ha sido resaltada por organismos internacionales, entre ellos el Instituto del Medio Ambiente de Estocolmo (2025), quien menciona a la densificación mecánica como un paso fundamental en la valorización industrial. En esta línea, la brecha tecnológica detectada en CARTONBOL se convierte en un asunto estratégico para la sostenibilidad y para la competitividad de ese sector.

Por lo tanto, el presente trabajo es un estudio de tipo tecnológico, orientado a realizar el diseño y validación de una máquina compactadora horizontal automática para residuos de cartón corrugado, enmarcado dentro del contexto productivo de la empresa boliviana CARTONBOL, incluyendo para esta la realización de los cálculos estructurales, hidráulicos, eléctricos y económicos que garantizan la viabilidad técnica de la misma así como su pertinencia dentro del contexto productivo boliviano.

## Materiales y métodos

### Requisitos de diseño y materiales iniciales

- *Residuos de cartón corrugado*: Materia prima objeto de compactación, caracterizada mediante mediciones de volumen, peso y densidad medida por una balanza de plataforma.
- *Normas y estándares técnicos*: Las normas para el sistema estructural, implican referencias de diseño estructural (ASTM A36/A36M), (ISO 898-1), hidráulico (ISO 6020-1), (ISO 4006), (NAS1638) y eléctrico (IEC 947), (NB 777), con énfasis en factores de seguridad  $\geq 2,5$  (Norton, 2011).

- *Software de diseño y simulación:* Se utilizó **Autodesk Inventor (v. 2017)** para el modelado 3D y el análisis estructural mediante el método de elementos finitos (FEA); **FluidSim (v. 4) (Festo FluidSIM, 2010)** para la representación de circuitos electrohidráulicos; **MathCad (v. 15) (Razdow, Allen & Bernoff, 1986)** y **Microsoft Excel (v. 2016)** para cálculos de ingeniería y tabulación de resultados; y **Prescom (v. 2013) (Romero, 2013)** para el análisis y gestión de procesos económicos.
- *Componentes de referencia:* Catálogos técnicos de fabricantes de compactadoras **Abyper (Tabla S1)** y **HSM (Tabla S2)**, como también bases de datos de proveedores nacionales e internacionales de equipos hidráulicos, eléctricos y electrónicos.

### Metodología de diseño estructurada

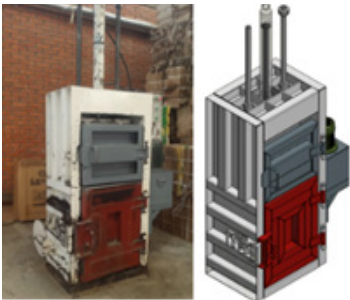

La metodología contemplo el diseño de ingeniería sistemática y planteamiento estructurado de **Pahl y Beitz (2007)**, fue utilizada en las fases de modelamiento de referencia que son ampliamente aceptados por **Budynas & Nisbett, (2012); Mott (2006) y Norton (2011)**. Aunque la terminología y las representaciones gráficas difieren entre los autores, pero el factor común es una solución de optimización de análisis metódico, imparcial y secuencial. Establecemos el trabajo en 4 fases, para asegurar el desarrollo sistemático que son:

#### Fase 1: Requisitos y criterios de diseño

*Parámetros de diseño y restricciones:* Tras identificar el problema (**Figura S1**) y justificar la necesidad de diseñar una nueva máquina, se realizó un levantamiento de información mediante entrevistas al personal de operación y mantenimiento, así como mediciones directas sobre la compactadora existente, considerando capacidad de carga, densidad de los fardos producidos y número de unidades procesadas diariamente (**Tabla 1**). Estos datos permitieron establecer parámetros comparativos de referencia: densidad de fardos de 185–230 kg/m<sup>3</sup>, producción diaria de 12–14 fardos y peso promedio por fardo de 50–100 kg.

*Criterios estructurales y materiales:* Para garantizar la seguridad y durabilidad del diseño, se empleó acero ASTM A36 por sus propiedades físicas y mecánicas y su disponibilidad comercial (**Tabla S3**). Se adoptó un factor de diseño de (2.5), siguiendo las recomendaciones de **Mott (2006)** para sistemas casi estáticos con material dúctil y cargas ligeramente variables (**Tabla S4**), y se estableció la tensión admisible como límite máximo en cualquier punto de la estructura, utilizándose como criterio de verificación en cálculos analíticos y en análisis por elementos finitos.

**Tabla 1.** Características técnicas, maquina vertical de la empresa Cartonbol y del fardo producido

	Descripción	Magnitud	Unidad
	Dimensiones de la maquina (ancho x alto x largo)	1,045 x 2,505 x 0,56	[m]
	Dimensiones cámara de carga (ancho x alto x largo)	0,6 x 0,795 x 0,5	[m]
	Fuerza de compactación	53013,48	[N]
	Tiempo de compactación	10	[s]
	Potencia del motor	2,2	[kW]
	Peso de la maquina	550	[kg]
<b>Características del fardo - empresa Cartonbol</b>			
	Dimensiones del fardo (ancho x alto x largo)	0,6 x 0,9 x 0,4	[m]
	Volumen del fardo	0,216	[m3]
	Peso del fardo	50	[kg]
	Densidad del fardo	231,481	[kg/m3]

**Fase 2: Diseño Conceptual y Estructura del Sistema**

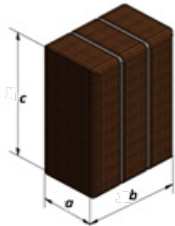
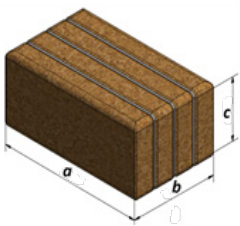
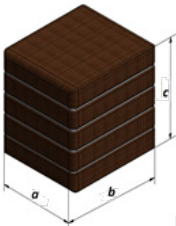
Se evaluaron varias alternativas de diseño, seleccionándose finalmente la máquina horizontal automática con accionamiento hidráulico, a partir del diagnóstico, los criterios de diseño se enfocaron en los requisitos técnicos de la máquina, incluyendo como esenciales la reducción del volumen de residuos de cartón corrugado en fardos de (100–130 kg), un diseño modular y una confiabilidad estructural con un factor de diseño mayor a (2,5), mientras que los deseables fueron bajo costo de inversión, operación automática y facilidad de mantenimiento. Para validar estos requisitos, se tomaron como referencia máquinas de fabricantes externos (**Tabla 2**), comparando volumen y peso de los fardos en equipos de Cartonbol, Abyper (modelo EHA-6040) y HSM (modelo HSM AK 807), junto con el modelo propuesto, confirmando los parámetros necesarios para la compactadora horizontal.

Asimismo, se evaluaron dos opciones de fardos de distintas dimensiones con igual peso de transporte, para optimizar el espacio en la carrosa del camión (**Figura S2; Figura S3**); tras el análisis, la opción 2 se seleccionó como la más adecuada por su menor longitud, facilidad de manipulación y mejor aprovechamiento del espacio (**Tabla 3**). Posteriormente, se establecieron los requerimientos técnicos del nuevo diseño y los cálculos posteriores (**Tabla 4**). La arquitectura del sistema estructural se define mediante tres subsistemas funcionales independientes que interactúan de manera secuencial. El sistema mecánico y estructural comprende la cámara de compactación (paredes laterales, superior e inferior y puerta corrediza), la mesa móvil de compactación y el soporte del cilindro hidráulico (**Figura S4**).

**Tabla 2.** Comparación y determinación del peso por fardo y fuerza de compactación para el diseño

		Volumen [m <sup>3</sup> ]	Peso [kg]	Peso fardo empresa [kg]	Peso modelo a catálogo [kg]
		<b>Prueba 1 - Abyper</b>			<b>Calculo</b>
Modelo prueba	EHA-6040	0,129	50		
Modelo Empresa	Cartonbol	0,216	50	83,72	
Modelo diseño #2	Cartonbol	0,315	c1		122,09
		<b>Prueba 2 - HSM</b>			<b>Calculo</b>
Modelo prueba	HSM AK 807	0,2	60		
Modelo Empresa	Cartonbol	0,216	50	64,8	
Modelo diseño #2	Cartonbol	0,315	c1		94,5
		Total promedio modelo diseño [kg]			108,295
		<b>Peso considerado para el diseño [kg]</b>			<b>130</b>
<b>Determinación del parámetro fuerza</b>					
	Datos actuales (Cartonbol)	Referencia catálogos		Determinación referencia	
Peso por fardo [kg]	50,0	90,0		130,0	
Volumen de fardo [m <sup>3</sup> ]	0,216	0,216		0,315	
Fuerza compactación [tn]	4,524	8,146		17,153	
		Fuerza de compactación considerado para el diseño [tonne]			18

**Tabla 3.** Opciones de fardo para el diseño

Dimensiones fardo Empresa	Opción 1: Dimensiones fardo	Opción 2: Dimensiones fardo
		
a = 400[mm] b = 600[mm] c = 900[mm] V = a*b*c=0,216[m <sup>3</sup> ] P <sub>real</sub> = 50[kg] N = 150 P <sub>(TR.cam)</sub> = P <sub>real</sub> * N = 7,5 [tn]	a <sub>1</sub> = 1000[mm] b <sub>1</sub> = 600[mm] c <sub>1</sub> = 500[mm] V <sub>1</sub> = a*b*c = 0,3[m <sup>3</sup> ] P <sub>1</sub> = 125[kg] N <sub>1</sub> = 112 P <sub>T1</sub> = P <sub>1</sub> * N <sub>1</sub> = 14 [tn]	a <sub>1</sub> =600[mm] b <sub>1</sub> =700[mm] c <sub>1</sub> =750[mm] V <sub>2</sub> =a*b*c=0,315[m <sup>3</sup> ] P <sub>2</sub> =129,63[kg] N <sub>2</sub> =108 P <sub>T2</sub> =P <sub>2</sub> *N <sub>2</sub> =14 [tn]
Peso determinado para el cálculo y diseño de la maquina P <sub>diseño</sub> =130[kg]		

**Tabla 4.** Requerimientos necesarios de diseño de maquina compactadora horizontal automática

Parámetro	Valor definido	Unidad
Fuerza de compactación	18	[tonne]
Avance de compactación	1600	[mm]
Ciclo de trabajo	16	[s]
Peso por fardo	130	[kg]
Dimensiones de fardo	0,6x0,7x0,75	[m]
Densidad de compactación	412,69	[Kg/m3]
Posición de la maquina	Horizontal	
Accionamiento	Cilindro hidráulico	

El sistema hidráulico incluye la central oleohidráulica (bomba, motor y depósito), los cilindros de doble efecto (principal y auxiliares). Finalmente, el sistema de control y automatización se basa en un Controlador Lógico Programable (PLC) para gestionar la secuencia de trabajo, monitorear sensores de posición y activar las electroválvulas direccionales.

### Fase 3: Ingeniería y dimensionamiento detallado

Diseño del sistema estructural, se enfocó en la cámara de compactación y la mesa móvil, los cuales soportan la máxima carga del cilindro principal (18 toneladas). Los cálculos analíticos, desarrollados en MathCad, se basaron en la tensión admisible y un factor de diseño de (2,5) recomendado para estructuras casi estáticas. La cámara de compactación, compuesta por dos paredes laterales, una superior e inferior y la puerta corrediza, se modeló como vigas empotradas o simplemente apoyadas sometidas a carga distribuida uniformemente (**Figura S5**). En la (**Tabla 5**) se presentan los datos iniciales utilizados para identificar el punto crítico del diseño, determinados a partir de los requisitos técnicos necesarios (**Tabla 4**). Para hallar las ecuaciones de momentos y reacciones en los extremos, se siguió los principios de equilibrio, métodos de doble integración por tramos (**Figura 1**), se obtiene las siguientes ecuaciones para hallar los parámetros y selección del perfil más adecuado.

#### Cálculo del momento flector y módulo de sección

El punto más crítico del diseño se identifica cuando el momento flector alcanza su valor máximo, criterio que permite seleccionar el perfil adecuado capaz de soportar la carga con un factor de seguridad mayor a 2,5. Según la **Tabla 5**, se realizaron seis pruebas, sustituyendo los datos en las ecuaciones 1 a 4, identificándose que el caso más crítico corresponde a la prueba 4, con los siguientes resultados (R) y para mayor precisión (P), se subdividió el intervalo entre las pruebas 3 y 4, obteniendo resultados más exactos del momento flector máximo.

Se determinó que el momento máximo ocurre en la prueba 6 a una distancia (a=375mm), el momento será máximo con un valor de (MB=2827449,03 Nmm). Este valor, junto con la longitud de carga variable, constituye el parámetro fundamental para el diseño de los elementos de la cámara de compactación. Posteriormente, estos datos se introdujeron en Autodesk Inventor en su módulo de análisis estructural, obteniéndose los diagramas de fuerza cortante y momento flector correspondientes. El módulo de sección es un parámetro crítico para el diseño por flexión, ya que determina la selección del perfil estructural, priorizando secciones livianas y económicas que cumplan con la resistencia y el factor de diseño. Los cálculos se realizan mediante las siguientes ecuaciones:

**Tabla 5.** Pruebas de determinación más crítica de funcionamiento

(R)	Parámetro	Valor definido	
	RA=8194,98542[N]	Longitud total	700 [mm]
RB=26941,0146[N]	Numero de probetas consideradas	6 probetas	
MA=1529730,61[Nmm]	Longitud por ciclo de compactación	100 [mm]	
MB=2820440,82 [Nmm]	Fuerza o carga aplicada en la pared	175680 [N]	
(P)	Numero de divisiones de pared	5 unidades de vigas	
	Fuerza por unidad de pared	35136 [N]	
	Número de pruebas	Longitud (a) en [mm]	Fuerza aplicada por longitud (q) en [N/mm]
	Prueba 1	100	351,36
	Prueba 2	200	175,68
	Prueba 3	300	117,12
	Prueba 4	400	87,84
	Prueba 5	500	70,27
	Prueba 6	600	58,56

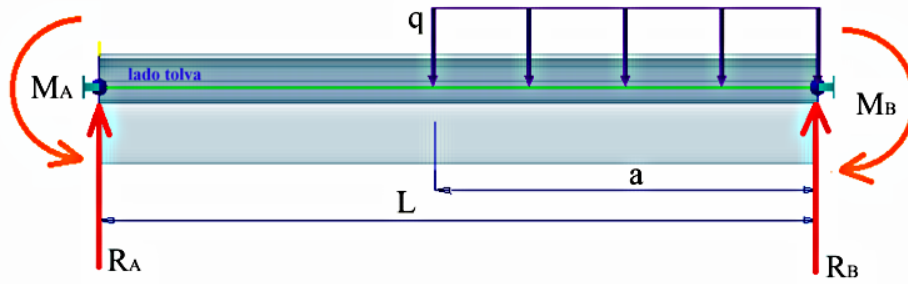


Figura 2. Viga empotrada y denominación de parámetros

$$M_A = \frac{R_A + L}{2} - \frac{q + a^3}{6 + L} \tag{1}$$

$$R_A = \frac{q + a^3}{L^2} - \frac{q + a^4}{2 + L^3} \tag{2}$$

$$R_B = q + a - \frac{q + a^3}{L^2} - \frac{q + a^4}{2 + L^3} \tag{3}$$

$$M_B = M_A - q + a + L - \frac{a}{2} + q + a - \frac{q + a^3}{L^2} - \frac{q + a^4}{2 + L^3} \tag{4}$$

Donde estos parámetros son:

RA: Reacción en el punto A (lado tolva) en [N]

RB: Reacción en el punto B (lado puerta) en [N]

MA: Momento en el punto A (lado tolva) en [Nmm]

MB: Momento en el punto B (lado puerta) en [Nmm]

a: longitud variable de carga aplicada en [mm]

q: carga distribuida (variable en función de la longitud a) en [N/mm]

L: longitud total de la viga [mm]

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{F_d} \tag{5}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{max}}{W_{req}} \tag{6}$$

Dónde:

$\sigma_y$ : Límite de fluencia para acero ASTM A 36 de 250[MPa]

$\sigma_{perm}$ : Esfuerzo permisible en [MPa]

$M_{max}$ : Momento flector máximo en [N\*mm]

$W_{req}$ : Módulo de sección en [mm<sup>3</sup>]

$F_d$ : Factor de diseño considerado para este fin de 2,5

Igualando ecuaciones (5) y (6), para el módulo de sección se tiene el siguiente valor:

$$W_{req} = \frac{M_{max} * F}{\sigma_y} \qquad W_{req} = 28274.49m \ m$$

### Criterios de selección de perfiles

Se evaluaron múltiples alternativas de perfiles estructurales, conforme se detalla en **Tablas S9 - S10** de referencia, seleccionándose aquellos que presentan una adecuada correspondencia geométrica y mecánica con las dimensiones del fardo. El módulo de sección requerido ( $W_{req}$ ) se contrastó con los módulos reales  $W(x,y)$  de los perfiles conformados, adoptándose como criterio de aceptación la condición  $W(x,y) > W_{req}$ . En este análisis, el perfil S2 presentó un módulo de sección de  $W_{s2} = 46899,79 \text{ mm}^3$ , excediendo el requerimiento mínimo de  $28274,49 \text{ mm}^3$  y garantizando su aptitud para soportar el momento flector crítico. Este procedimiento se aplicó de manera sistemática al resto de los componentes de la cámara de compactación, obteniéndose los valores consolidados que se presentan en la tabla resumen correspondiente.

*Calculo y dimensionamiento del sistema hidráulico*

El diseño del sistema hidráulico se fundamenta en la conversión eficiente de potencia eléctrica en energía de presión, tomando como parámetros principales la fuerza de compactación y los ciclos de trabajo descritos en la **Tabla 4**, además de la presión nominal ( $P_N = 160$  bar), conforme a la norma ISO 6020-1 para cilindros tipo SK (**Stern Hidráulica, 2007**). El sistema está constituido por un cilindro principal de compactación para residuos de cartón corrugado, dos cilindros para el accionamiento de la puerta, una central oleohidráulica y los respectivos elementos electrohidráulicos asociados. El proceso de diseño se estructura en tres etapas críticas: dimensionamiento de los actuadores hidráulicos, determinación del caudal requerido y análisis de pérdidas en el sistema.

*Dimensionamiento de los cilindros hidráulicos*

La selección del cilindro hidráulico se realiza mediante los catálogos de fabricantes, los cuales, pese a variaciones menores en sus procedimientos, se basan en estándares normativos que aseguran un diseño unificado y permiten elegir el actuador adecuado siguiendo criterios establecidos. Para el cilindro A se considera una fuerza de trabajo de  $F_{trabajo\ A} = 175680$  N y una presión nominal de  $P_N = 160$  bar, aplicando un factor de carga  $F_c = 0,7$  (**Creus Soles, 2007**), una velocidad de avance de 100 mm/s, una carrera extendida de 1600 mm, una prolongación de vástago 337 mm, una distancia de rótulo de 140 mm y un factor de carrera de 0,7. Excepto la fuerza y el factor de carga, todos los parámetros provienen del manual técnico de **Stern Hidráulica (2007)**, cuyo procedimiento de selección se detalla en las secciones referenciadas.

Para el cilindro B se considera el peso propio de la puerta ( $W_{puerta} = 283,58$  kg) y las fuerzas de rozamiento entre cartón, carril y puerta, obteniéndose una fuerza de trabajo total de ( $F_{trabajo\ B} = 141554,94$  N), que para la selección del actuador se divide entre dos. Con una presión nominal de ( $P_N = 160$  bar), factor de carga ( $F_c = 0,7$ ), una velocidad del pistón de 100 mm/s, una carrera extendida de (750 mm), una prolongación del vástago (236 mm), una distancia de rótulo (97 mm) y un factor de carrera ( $F_c = 0,7$ ), se procede a la interpolación correspondiente según las ecuaciones de selección. La elección de los cilindros A y B, se basa en las líneas oblicuas del diagrama, que permiten determinar el diámetro del pistón a partir del diámetro del vástago (**Figura S9**).

*Calculo del caudal, sistema eléctrico y de control*

El caudal máximo del sistema se produce durante el retorno de los cilindros A y B, por lo que este estado de funcionamiento determina el dimensionamiento hidráulico. Las velocidades y áreas efectivas en retorno son para A: ( $V_{vuelta} = 77,7$  mm/s), ( $A_{vuelta} = 12271,55$  mm<sup>2</sup>), para B: ( $V_{vuelta} = 30,23$  mm/s), ( $B_{vuelta} = 16683,21$  mm<sup>2</sup>), generando caudales de ( $Q_{vuelta\ A} = 57,21$  L/min) y ( $Q_{vuelta\ B} = 30,26$  L/min). El máximo caudal es a la vuelta de B por ser dos cilindros, El volumen del tanque se establece como tres veces el caudal máximo del sistema, obteniéndose  $V_{tanque} = 181,38$  L. Para la selección de la bomba hidráulica se considera una presión de trabajo de ( $P_{trabajo} = 160$  bar), a la cual se suma la pérdida máxima de presión en el circuito, determinada en el sistema de apertura de la puerta con  $\Delta P_{max\ B} = 24,17$  bar.

*Cálculo eléctrico y de control*

Para calcular la potencia del motor se consideran la presión de trabajo ( $P_{trabajo} = 160$  bar), el caudal máximo del sistema ( $Q_{max} = 41,34$  L/min) y el rendimiento del motor ( $\eta_m = 0,91$ ), parámetros que permiten determinar la potencia requerida para garantizar un funcionamiento eficiente y continuo del sistema hidráulico.

*Protección del motor (selección del guardamotor)*

Conexión eléctrica para arranque estrella-triángulo de un motor trifásico (**Figura S11**). En este esquema, se implementa un guardamotor termomagnético, encargado de energizar y proteger el motor contra sobrecargas y cortocircuitos. Debajo del guardamotor, se encuentran tres contactores, responsables de ejecutar el arranque en estrella y, posteriormente, en triángulo. Este cambio de configuración está controlado por un temporizador industrial de 24V, que determina el tiempo exacto de conmutación. Por otro lado, el circuito de control comienza con un termomagnético de dos polos, que alimenta el sistema. Justo debajo, están conectados el temporizador y los pulsadores de start y stop, los cuales permiten iniciar o detener el arranque del motor de manera segura y eficiente (**Figura S12**).

$$F_{teorica} = \frac{F_{trabajo}}{F_c} \tag{ 7 }$$

Donde:

$F_{teorica}$  : Fuerza teórica para la interpolación en [dN]

$F_{trabajo}$  : Fuerza nominal de trabajo en [N]

$F_c$ : Factor de carga

*Longitud básica extendida para ambos cilindros*

$$L_b = ZF + L_{trabajo} + CH \tag{ 8 }$$

Donde:

$L_b$ : Longitud básica total extendida en [mm]

ZF: Distancia del vástago prolongado en [mm]

CH: Distancia al rotulo en [mm]

*Longitud libre de pandeo para ambos cilindros*

$$L_p = f_c * L_b \tag{ 9 }$$

Dónde:

$L_p$ : Longitud máxima libre de pandeo para la interpolación en [mm]

$f_c$ : Factor de carrera de acuerdo al tipo de montaje

*Diámetro del pistón para ambos cilindros*

$$D_p = \sqrt{\frac{F_{teorico} * 4}{P_N * \pi}} \tag{ 10 }$$

Dónde:

$P_N$ : Presión nominal de trabajo en [bar]

$F_{teorico}$  : Fuerza teórica en [N]

*Caudal máximo al retorno del pistón para ambos cilindros*

$$Q_{vuelta} = A_p * V_{vuelta} \tag{ 11 }$$

Dónde:

$Q_{vuelta}$  : Caudal máximo generado al retorno del pistón en [l/min]

$A_p$ : Área del pistón en [mm<sup>2</sup>]

**Tabla 6.** Resumen de parámetros de diseño para todo el circuito hidráulico

	$F_c$	$F_{trabajo}$ [N]	$F_{teorica}$ [dN]	$F_c$	$L_b$ [mm]	$L_p$ [mm]	$D_p$ [mm]	$Q_{vuelta}$ [l/min]
Cil. A	0.7	175680.0	250971.43	0.7	2077.0	1453.9	141.3	57.21
Cil. B	0.7	70777.47	101110.67	0.7	1083.0	758.1	89.7	30.26

$$P_{hid} = \frac{Q_{max} * \Delta P}{\eta_m} \tag{12}$$

Dónde:

$P_{hid}$ : Potencia hidráulica en [kW]

$\Delta P$ : Presión de trabajo [Pa]

$Q_{max}$ : Caudal máximo del sistema [ $m^3/s$ ]

$\eta_m$ : Rendimiento del motor (92 % 3500 - 4000 m.s.n.m.)

$$Q = \frac{41,34}{1000 \times 60} = 0,000689 [\frac{m^3}{s}]$$

$$\Delta P = P_{trabajo} = 160 \text{ bar} = 16\,000\,000 \text{ [Pa]}$$

*Cálculo de la potencia hidráulica*

$$P_{hid} = \frac{0,000689 \times 16\,000\,000}{0,92} = 11,98 \text{ [kW]}$$

Calcular la potencia eléctrica que debe entregar el motor, (**Tabla S13**)

$$P_{ele} = \frac{P_{hid}}{\eta_m} = \frac{11,98}{0,92} = 13,22 \text{ [kW]}$$

**Tabla 7.** Características técnicas del motor Serie 1LE0141-IE2 (SIEMENS-SIMOTICS)

Motor Siemens	
Potencia nominal	15 [Kw]
Voltaje nominal	380 [V]
Corriente nominal	29,5 [A]
Frecuencia	50 [Hz]
Factor de potencia	0.84
Rendimiento (eléc) a 100%	91

*Cálculo del conductor eléctrico*

$$I_n = \frac{1000 * P_n}{\sqrt{3} * V_N * \cos(\theta)} \tag{13}$$

Dónde:

$I_n$ : Intensidad nominal a la potencia nominal del motor en [A]

$P_n$ : Potencia nominal del motor eléctrico en [Kw]

$V_n$ : Tensión nominal de alimentación en [V]

$\cos(\theta)$ : Factor de potencia del motor a plena carga

$\eta_m$ : Rendimiento eléctrico del motor a plena carga

Reemplazando los siguientes datos en la ecuación 13 se tiene:

$$P_n = 15 \text{ [kW]}$$

$$V_N = 380 \text{ [V]}$$

$$\cos(\theta) = 0,84$$

$$I_n = \frac{1000 \times 15}{\sqrt{3} * 380 \times 0,84} = 27,13 \text{ [A]}$$

Criterio de capacidad de conducción de corriente:

$$I_{cm} = 1,25 * I_n \tag{14}$$

$$I_{corr} = \frac{I_{cm}}{f_a * f_t} \tag{15}$$

Dónde:

$I_{cm}$  : Intensidad de conducción mínima en [A]

$I_{corr}$  : Intensidad de corriente corregida en [A]

$f_a$ : Factor de agrupamiento

$f_t$ : Factor de temperatura

Reemplazando valores en la ecuación 14.

$$I_{cm} = 1,25 * 27,13 = 33,91 \text{ [A]}$$

Para la intensidad de corriente corregida el factor de agrupamiento  $f_a = 0,65$  (Al aire sobre bandejas) y el factor de temperatura  $f_t = 1,12$  (Cables tendidos al aire). Reemplazando en la ecuación 15 de tiene:

$$I_{corr} = \frac{33,91}{0,65 * 1,12} = 46,57 \text{ [A]}$$

(Tabla S14):  $S_c = 3 * 11,64 \text{ mm}^2 \text{ Cu XLPE}$ ; capacidad de conducción de 59 (A)

Datos para el cálculo:

$$P_n = 15 \text{ [kW]} \quad I_n = 27,13 \quad t_a = 3 \text{ [seg]}$$

$$I_a = 6 * I_n \tag{16}$$

$$I_g = 1,25 * I_n \tag{17}$$

Donde:

$I_g$ : Corriente del guardamotor en [A]

$I_n$ : Corriente nominal en [A]

$I_a$ : Corriente de arranque en [A]

$t_a$ : Tiempo de arranque en [seg]

Reemplazando en la ecuación 17:

$$I_g = 1,25 * 27,13 = 33,91 \text{ [A]}$$

$I_N = 28 - 40 \text{ (A)}$  TIPO: 3RV 10 31- 4FA10 ( Tabla S16).

**Tabla 8.** Características técnicas del guardamotor –SIEMENS

TIPO: 3RV 10 31- 4FA10	
Voltaje nominal	380 V
Frecuencia	50/60 Hz
Corriente nominal	28-40 A

Elección del contactor para K1, K2 y k3

Se tiene las siguientes ecuaciones para el cálculo de las corrientes máximas en las conexiones delta estrella.

*Elección del contactor para K1, K2 y k3*

Se tiene las siguientes ecuaciones para el cálculo de las corrientes máximas en las conexiones delta estrella.

$$I_{\Delta} = \frac{I_n}{\sqrt{3}} \tag{18}$$

$$I_Y = \frac{I_n}{3} \tag{19}$$

$$I_{ncorr} = \frac{I_{\Delta}}{f_c} \tag{20}$$

Donde:

$I_{\Delta}$ : Corriente, conexión triangulo en [A]

$I_Y$ : Corriente, conexión estrella en [A]

$I_n$ : Corriente Nominal en [A]

$I_{ncorr}$  : Corriente nominal corregida para conexión estrella y triangulo en [A]

$f_c$ : Factor de correccion de 0.9 a 4.000 msnm

Reemplazando valores en las ecuaciones 18,19 y 20:

$$I_{\Delta} = \frac{27,13}{\sqrt{3}} = 15,66 \text{ [A]}$$

$$I_{ncorr} = \frac{15,66}{0,9} = 17,40 \text{ [A]}$$

TIPO: 3RT10 26-1 AN 20;  $I_{max} = 22 \text{ [A]}$  Conexión triangular

$$I_y = \frac{27,13}{3} = 9,04 \text{ [A]}$$

TIPO: 3RT10 26-1 AN 20;  $I_{max} = 12 \text{ [A]}$  Conexión Estrella

**Tabla 9.** Características técnicas de los contactares segun catalogo SIEMENS

	K1 y k2	K3
Tipo	3RT10 26- 1AN 20	TIPO: 3RT10 26-1 AN 20
Voltaje nominal	380[V]	380 [V]
Corriente nominal	20 [A]	12 [A]
Frecuencia	50 [Hz]	50 [Hz]

**Selección del controlador lógico programable**

Existe variedad de PLC, pero la sugerida por la empresa por su uso frecuente, fue la PLC Phoenix –ILC 150 ETH, la cual es suficiente por su número de entradas y salidas requeridas.

**Programación del funcionamiento**

La programación del funcionamiento del sistema se simuló en FluidSim, definiendo primero las entradas físicas: pulsador de marcha (PM), sensor de presión (SP), pulsador de reinicio (PR), pulsador de parada (PP), finales de carrera mínimo y máximo del actuador A (A0, A1) para el sistema de compactación, y finales de carrera mínimo y máximo de los actuadores B (B0, B1) para el mecanismo de apertura y cierre de la puerta. Estas señales permiten controlar el avance, retroceso y estados de seguridad de cada subsistema.

Las salidas físicas incluyen las válvulas de alimentación del sistema de compactación (VSA) y del sistema de apertura y cierre de puerta (VSB), así como los movimientos de los actuadores A y B ( $\pm A$ ,  $\pm B$ ) y la activación del motor eléctrico (M1). Con todas estas variables se elaboraron los GRAFCET de primer, segundo (**Figura S13**) y tercer nivel (**Figura S14**), a partir de los cuales se derivaron las ecuaciones lógicas necesarias para implementar el programa en diagrama de escalera (**Figura S15, S16**).

#### Fase 4: Validación del Rigor Estructural (FEA)

Para validar el diseño de los elementos sometidos a esfuerzos de deformación y garantizar el cumplimiento del diseño propuesto, se modelaron en simulación los componentes críticos, incluyendo las paredes laterales, la pared superior y la puerta corrediza, utilizando las propiedades del acero ASTM A36. Se consideró la distancia más crítica de  $a=375\text{mm}$ , aplicando una fuerza de  $F=175680\text{N}$  en las paredes laterales y  $F=175680\text{N}$  en la puerta y la pared superior, con restricciones tipo viga empotrada en los extremos. La validación se basó en que el factor de seguridad sea mayor a uno, considerando un factor de diseño de 2,5, y que el esfuerzo de Von Mises exceda ampliamente el esfuerzo de flexión del material. Los resultados de los análisis por elementos finitos cumplen estas condiciones y son consistentes con los obtenidos mediante cálculos analíticos.

**Tabla 10.** Comparación de análisis teórico y FEA

	Pared lateral	Pared superior	Puerta corrediza
$\sigma_v$ [MPa]	250	250	250
$F_D$	2,5	2,5	2,5
$\sigma_{max}$ [MPa]	60,28	71,93	84,16
$F_s$	4,14	3,47	2,97
Valores hallados por análisis de elementos finitos (FEA)			
$\sigma_{vm}$ [MPa]	75,3 ( <b>Figura S17</b> )	132,6 ( <b>Figura S20</b> )	96,32 ( <b>Figura S23</b> )
$\delta$ [mm]	0,12 ( <b>Figura S18</b> )	0,15 ( <b>Figura S21</b> )	0,25 ( <b>Figura S24</b> )
$F_{(s,vm)}$	3,05 ( <b>Figura S19</b> )	2,64 ( <b>Figura S22</b> )	2,99 ( <b>Figura S25</b> )

#### Verificación Dinámica y de Control (FluidSIM)

El funcionamiento se logró realizar en el programa de fluidSIM, en su apartado de técnicas digitales se comenzó a realizar la programación del logigrama (**Figura S26, S27**), en el programa también se realizó la conexión para simular el funcionamiento de la parte de control y automatización, por tanto, las simulaciones de la Fase 4 validaron que el diseño propuesto es técnicamente robusto, estructuralmente seguro y funcionalmente operativo.

#### Análisis económico

El análisis de costos de la máquina compactadora se centra en dos componentes principales: costos directos e indirectos. Los costos directos incluyen la materia prima (vigas, planchas de acero, pernos, tuercas y tornillos), los elementos hidráulicos (cilindros, central hidráulica), así como los dispositivos electrónicos y de control (PLC, cables, relés). También forman parte de este rubro la mano de obra directa, que contempla la participación de un soldador certificado, un ayudante y un ingeniero supervisor. Por otro lado, los costos indirectos abarcan factores complementarios asociados a la fabricación. Para la estimación final de los costos se empleó el software Prescom, obteniendo resultados ajustados al diseño y montaje proyectados (**Tabla S16**).

## Resultados

### Desempeño cuantitativo y ventaja logística

La optimización del proceso de enfardado representa el principal resultado del diseño, mejorando de manera directa la eficiencia logística de la empresa Cartonbol. La **Tabla 11** presenta una comparación cuantitativa del rendimiento entre el modelo propuesto, una compactadora horizontal automática, y la máquina actualmente en uso, una compactadora vertical. El diseño propuesto cumple plenamente con el objetivo central del estudio, ya que la densidad del fardo aumentó un 78%, lo que permitirá optimizar la carga útil por viaje y reducir significativamente los costos operativos asociados a la gestión de residuos.

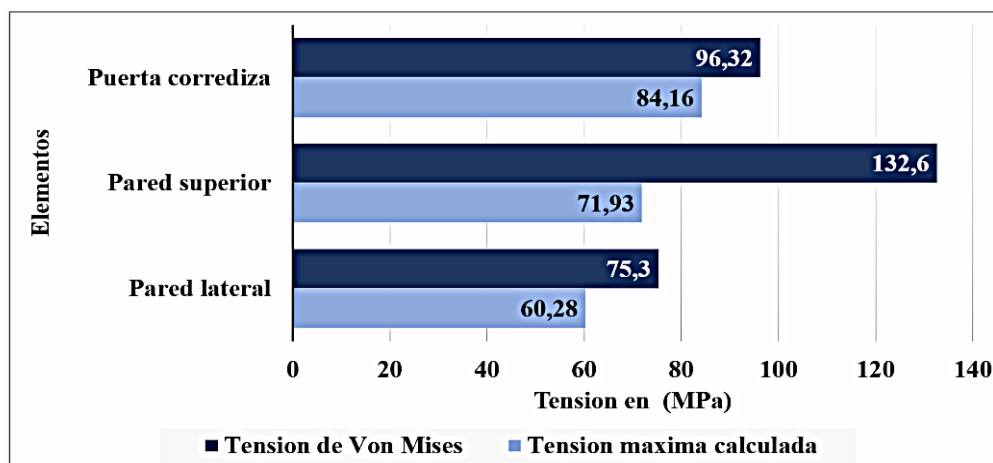
**Tabla 11.** Comparación de mejoras maquina vertical vs. horizontal

Parámetro Clave	Máquina Actual (Vertical)	Máquina Propuesta (Horizontal)	Cumplimiento / Mejora
Fuerza Aplicada	53013,48 [N]	175680 [N]	125% de incremento
Densidad del Fardo	231,481[kg/m <sup>3</sup> ]	412,69[Kg/m <sup>3</sup> ]	78% de mejora
Volumen de Transporte	38,48[m <sup>3</sup> ]	Mismo volumen con mayor peso	Mejor aprovechamiento en trasporte y almacenamiento

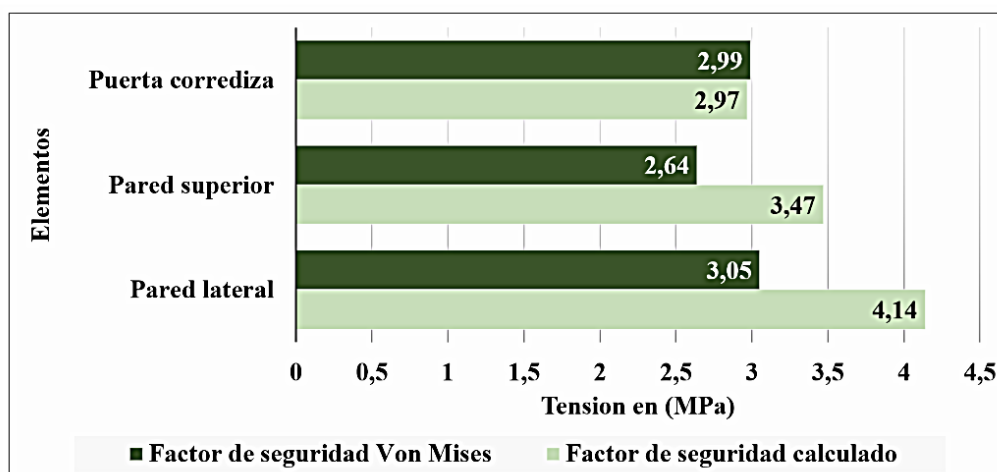
### Calculo y diseño estructural

Se presenta la comparación entre los valores de tensión obtenidos mediante cálculos analíticos y el análisis por elementos finitos (FEA). En todos los casos, las tensiones de Von Mises resultaron superiores a las obtenidas analíticamente, evidenciando que los métodos numéricos capturan con mayor precisión la distribución real de esfuerzos, incluyendo efectos tridimensionales y concentraciones locales que los modelos analíticos tienden a simplificar. La discrepancia más marcada se observó en la pared superior, donde el FEA arrojó una tensión (132,6 MPa) frente a los calculados (71,93 MPa), mientras que en la puerta corrediza la diferencia fue menor (96,32 MPa vs. 84,16 MPa), indicando que en componentes con geometría más simple los modelos analíticos pueden aproximarse de manera aceptable. La evaluación de los factores de seguridad muestra valores cercanos en la puerta corrediza (2,99 en FEA y 2,97 analítico), pero diferencias relevantes en la pared lateral y superior, donde el FEA indicó factores de seguridad más bajos (3,05 y 2,64) frente a los cálculos analíticos (4,14 y 3,47), lo que sugiere que los métodos simplificados tienden a sobreestimar la seguridad estructural.

En conjunto, estos resultados evidencian que, aunque el cálculo analítico puede ofrecer una estimación



**Figura 2.** Grafica de resultados de esfuerzos, cálculos analíticos vs. FEA



**Figura 3.** Grafica de resultados de factor de seguridad, calculo analítico vs. FEA

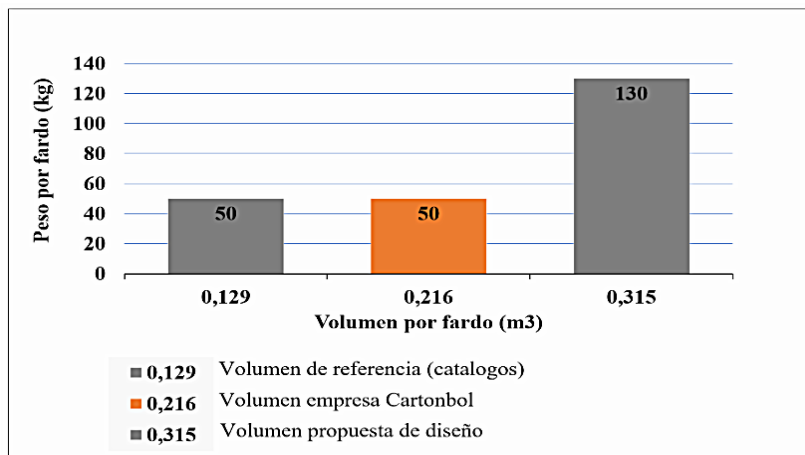
preliminar útil, el análisis mediante FEA proporciona una evaluación más precisa y conservadora de tensiones y factores de seguridad. Esto garantiza una mayor confiabilidad en la integridad estructural de los elementos evaluados, especialmente en zonas críticas donde se concentran los mayores esfuerzos, reafirmando la importancia del análisis numérico como herramienta indispensable para la validación final del diseño.

### Calculo y diseño hidráulico

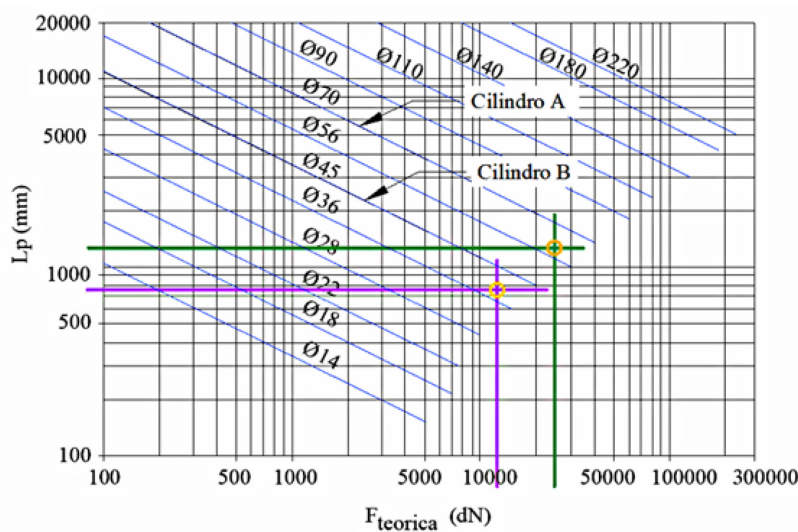
La comparación entre la máquina existente, las referencias externas y el diseño propuesto muestra un incremento significativo en la capacidad de producción, destacando una eficiencia del 78,38% para la máquina diseñada. En el Cilindro A, el factor de carga de 0,7 permitió obtener una fuerza de trabajo de 175680 N, valor menor a la fuerza teórica disponible (250971 N), lo que asegura un margen de seguridad adecuado. Sus dimensiones —longitud básica de 1453,9 mm y diámetro de 141,3 mm— generan un volumen interno elevado, que exige un caudal máximo de 57,21 l/min para alcanzar la velocidad requerida en el retorno del pistón.

En el caso del Cilindro B, se obtuvo una fuerza de trabajo de 70777,47 N bajo el mismo factor de carga (0,7), confirmando también un excedente de capacidad respecto a su valor teórico. Debido a que este circuito opera con dos cilindros, se incrementa la sección activa y, por tanto, la fuerza transmitida, aunque a costa de requerir un caudal hidráulico superior para mantener la misma rapidez de operación. La interpolación empleada para la selección de los componentes correspondientes se presenta en la **Figura 5**.

### Análisis económico



**Figura 4.** Grafica de resultados de factor de seguridad, calculo analítico vs. FEA



**Figura 5.** Grafica de interpolación y selección para el cilindro A, cilindro B

El análisis económico realizado con el software Prescom permitió establecer la estructura de costos de la compactadora automática diseñada para la empresa Cartonbol, diferenciando costos directos, indirectos y el presupuesto general. La (Figura 6) presenta un resumen global del proyecto, con un presupuesto total de 220.708,19 Bs, donde los rubros de mayor impacto económico corresponden al montaje de la central hidráulica (74.441,03 Bs, 33,7 %), al sistema de apertura y cierre de puerta (44.765,42 Bs, 20,2 %) y al sistema de compactación (25.475,22 Bs, 11,5 %).



Figura 6. Presupuesto total por conjunto de componentes

## Discusiones

En base a los resultados obtenidos, de los cuales el más importante es la densidad del fardo que se ha incrementado hasta llegar a 412,69 [Kg/m<sup>3</sup>]. Este valor es un aumento del 78% en comparación con la densidad máxima de la tecnología de compactación vertical que Cartonbol emplea en la actualidad 231,481 [kg/m<sup>3</sup>]. Este contraste no solamente valida el objetivo principal de la investigación, sino que también armoniza el diseño con los autores que así lo afirman. Esta última indica que los sistemas horizontales posibilitan obtener valores por encima de 400 [Kg/m<sup>3</sup>]. Al optimizar el factor de carga útil en el transporte, se trata de una mejora que aborda directamente la problemática logística, puesto que disminuye la cantidad de fletes y, por lo tanto, el impacto medioambiental correspondiente.

La validación mediante el análisis de elementos finitos (FEA) mostró la robustez del dimensionamiento desde el enfoque del rigor estructural. El Factor de Seguridad real (2,64) que se logró con la Tensión Máxima de Von Mises (132,6 Mpa) sobrepasó considerablemente el factor de diseño (2,5). Este resultado ratifica que el subsistema estructural, creado para soportar una fuerza de 18 tonne, tiene un margen de seguridad sólido, esencial para el funcionamiento ininterrumpido en entornos industriales.

Un aspecto muy importante en el análisis es el consumo energético, ya que, a pesar de que la nueva máquina presenta tiempos muertos y pérdidas menores, el consumo energético sigue siendo importante. Ante la evidencia de estudios relacionados con modelos constitutivos del proceso de compactación, se deduce que la variación en la densidad de salida puede influir en la eficiencia del proceso y en los niveles de consumo energético (Sánchez Caballero et al., 2021). En este sentido, la utilización de estrategias de control de presión variable durante el proceso de compactación puede ayudar a optimizar el consumo energético sin dejar de lado la densidad de los fardos compactados, en relación a las últimas etapas de compactación, en la cual la resistencia del material a ser aplastado se eleva exponencialmente.

A la vez, también es importante contrastar los resultados con las investigaciones de compactación de materiales, tanto granulados como agregados en los cuales se demuestra que la densificación tiene lugar en diferentes etapas; una etapa inicial o de reordenación de nos; otra etapa, secundaria, en la que se muestra la consolidación bajo carga alta (Gioia & Cuitiño, 2001). El comportamiento en el proceso de compactado es distinto en cuanto al cartón, teniendo en cuenta que los residuos suelen tener un tamaño variado. Desde el punto de vista de la densificación y de la redistribución de partículas internas bajo presión, no toda la materia experimenta un grado de compresión lineal sino de forma exponencial.

Por último, conviene realizar ensayos reales bajo condiciones industriales para la validación práctica del prototipo propuesto, dado que los resultados obtenidos pueden contemplar variables que afectan a este tipo de procesos, por ejemplo, la pérdida por fugas hidráulicas, el desgaste de elementos, las holguras mecánicas o las oscilaciones de humedad del cartón. Por lo tanto, esta investigación permite plantear mejoras de cara al futuro; la optimización de la hidráulica, el control adaptativo de la presión, la supervisión continua de la densidad del fardo, el análisis del tiempo útil de los componentes o probabilidades teniendo en cuenta las características del material a compactar residuos de cartón corrugado.

## Conclusiones

La máquina compactadora horizontal automática, que fue diseñada y validada, ha logrado con éxito resolver la brecha tecnológica y los problemas logísticos de Cartonbol, evidenciando así una solución técnica mejor que la compactadora vertical que se usa hoy en día. A través de una metodología estructurada de diseño, el dimensionamiento del sistema hidráulico, cumple con la exigencia de una fuerza de (18tonne), también se comprobó el sistema estructural para un acero ASTM A36 por medio del análisis de elementos finitos (FEA), corroborando un factor de seguridad real de 3,4. Y de esta forma superando la exigencia mínima establecida en 2,5. El resultado más importante es que se ha cumplido con la meta de densidad, alcanzando los 412,69 kg/m<sup>3</sup>. Esto significa que la eficiencia del enfardado ha aumentado en 78,3% en comparación a los 231,48 kg/m<sup>3</sup> que tenía la máquina anterior. Gracias a esto, se mejora la logística de transporte y se realza el valor ambiental del procedimiento de reciclaje. La validación dinámica en FluidSIM corroboró el buen funcionamiento, en cuanto a la viabilidad financiera del diseño asciende a 220708,19Bs. Por ende, el diseño es viable a nivel técnico y se recomienda, como proyección futura, la creación de un prototipo para validar experimentalmente los consumos energéticos y mejorar la topología de la estructura.

## Declaración de conflictos de interés

Los autores declaran que no existen conflictos de interés financieros, personales ni profesionales que puedan haber influido de forma inapropiada en la realización o interpretación de los resultados del presente estudio.

## Contribución de los autores

**J.L. García T.**, lideró la conceptualización del estudio, desarrollo metodológico, análisis de resultados y la elaboración del borrador del manuscrito original. **B. Quispe C.** y **M.A. Teran**, análisis de resultados y la redacción y revisión de manuscrito final.

## Agradecimientos

Los autores agradecemos a la Universidad Técnica de Oruro y al Instituto Tecnológico Boliviano Canadiense “El Paso”, Carrera de Mecánica Industrial, por brindar un entorno académico de excelencia y un espacio institucional que facilitó nuestra formación profesional y desarrollo integral.

## Material suplementario

Se incluye el material suplementario que contempla Figuras y Tablas que son parte del estudio.

## Referencias

- Autodesk Inventor. (2017). Autodesk Inventor (2017). Autodesk. <https://www.autodesk.com/>
- Belle, J., Hirtz, D., & Sangerlaub, S. (2024). Recycling processes for fiber-based packaging and their influence on sustainability indicators in circular supply chains. *Sustainability*, 16(15), 6610. <https://doi.org/10.3390/su16156610>
- BIR. (2023). Paper Division Annual Report. Bureau of International Recycling. <https://doi.org/10.5555/bir.paper.2023>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9.ª ed.). McGraw-Hill.
- Creus Soles, A. (2007). *Neumática e hidráulica*. Alfaomega.
- Festo. (2010). Festo FluidSIM (4.0). <https://www.festo.com/>
- Instituto Nacional de Estadística (INE). (2023). *Estadísticas de residuos sólidos en Bolivia 2023*.
- Lazea, M. (2023). Efficiency of recyclable cardboard compaction processes in circular logistics. *Journal of Sustainable Materials*, 12(2), 55–69. <https://doi.org/10.24112/jsm.2023.228>
- MacArthur, E. (2019). *Completing the picture: How the circular economy tackles climate change*. Ellen MacArthur Foundation. <https://doi.org/10.11647/OBP.0205>

- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (4.<sup>a</sup> ed.). Pearson.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado* (4.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill.
- Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K.-H. (2007). *Engineering design: A systematic approach* (3rd ed.). Springer.
- Razdow, A., Allen, J., & Bernoff, J. (1986). *Mathcad 14: Software matemático para cálculos de ingeniería*. <https://www.mathcad.com/en>
- Romero, R. (2013). Prescom (2009). <https://cognos-capacitacion.com/Curso/PRES-001>
- Sánchez, E., & Boudaoud, H. (2020). Automation and safety improvements in industrial baling systems. *International Journal of Industrial Systems Engineering*, 37(1), 44–59. <https://doi.org/10.1504/IJISE.2020.10032189>
- Stern Hidráulica. (2007). *Cilindros hidráulicos* (Catálogo E204382). <http://www.sternhidraulica.com>
- Stockholm Environment Institute. (2025). *Circular economy technologies for urban solid waste in Latin America* (SEI Technical Report). <https://doi.org/10.6028/SEI.2025.14>
- Tudor, P., Zăbavă, B.-Ș., & Voicu, G. (2023). Resistance to compaction/baling of recyclable cardboard waste using stationary horizontal presses. *Journal of Engineering Studies and Research*, 29(3), 88–95. <https://doi.org/10.29081/jesr.v29i3.009>
- Voicu, G., Zăbavă, B.-Ș., & Tudor, P. (2023). Energy consumption and efficiency of horizontal baling presses for recyclable materials. *Machines*, 11(4), 327. <https://doi.org/10.3390/machines11040327>
- Yin, J., Shi, Y., Wang, X., Li, Z., & Cui, Y. (2023). Design and experiments of a real-time bale density monitoring system for round balers. *Sensors*, 23(4), 1778. <https://doi.org/10.3390/s23041778>
- Zawada, M., Suchorab, Z., Mazur, K., & Wójcik, W. (2023). Control and measurement systems supporting the production of haylage in baler-wrapper machines. *Sensors*, 23(6), 2992. <https://doi.org/10.3390/s23062992>
- Zhao, X., Chen, W., & Liu, Y. (2022). Optimization of recycling logistics for paper and cardboard waste using compaction-based densification models. *Waste Management*, 154, 180–189. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2022.02.015>