



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL
CARRERA DE MECATRÓNICA



**IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ASPIRACIÓN
INDUSTRIAL PARA EMPAQUE AL VACÍO DE BANANO
DESTINADO A EXPORTACIÓN**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTOR: Jostin Elvis Bayas Almeida

TUTOR: Nino Tello Vega Ureta

Guayaquil - Ecuador
2026


18/02/2026

18/02/26.

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **Jostin Elvis Bayas Almeida** con documento de identificación N° **1207721752** manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo.

Guayaquil, 18 de febrero del año 2026

Atentamente,



Jostin Elvis Bayas Almeida
1207721752

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo, **Jostin Elvis Bayas Almeida** con documento de identificación N° **1207721752** expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del **Dispositivo Tecnológico: IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ASPIRACIÓN INDUSTRIAL PARA EMPAQUE AL VACÍO DE BANANO DESTINADO A EXPORTACIÓN**, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 18 de febrero del año 2026

Atentamente,



Jostin Elvis Bayas Almeida
1207721752

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **Nino Tello Vega Ureta**, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ASPIRACIÓN INDUSTRIAL PARA EMPAQUE AL VACÍO DE BANANO DESTINADO A EXPORTACIÓN**, realizado por **Jostin Elvis Bayas Almeida** con documento de identificación N° **1207721752** obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción **Dispositivo Tecnológico** que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 18 de febrero del año 2026

Atentamente,



Ing. Nino Tello Vega Ureta, MSc.
0801602160

DEDICATORIA

El presente trabajo es el fruto del esfuerzo conjunto de quienes amo. Lo dedico principalmente a mis padres, Tnlgo. Elvis Efren Bayas Bastidas y MSc. Nelly Lucinda Almeida Reina, por su apoyo incondicional y por haberme brindado todas las herramientas necesarias para forjar mi futuro. Gracias por ser mis mentores de vida y por su amor, que ha sido mi combustible diario.

A dos mujeres extraordinarias: mi abuelita Lic. Vicenta Bastidas Litardo y mi tía MSc. Rosario Zobeida Bayas Bastidas. Su amor inagotable, sus consejos y su apoyo constante han sido el motor que me permitió superar cada obstáculo. Gracias por creer en mí y por celebrar cada uno de mis pasos.

De manera especial, a la memoria de mi abuelito, Ing. Efren Arnulfo Bayas Bazantes; quien sembró en nuestra familia la semilla de la ingeniería e inspiró mi vocación profesional. Que Dios lo tenga en un lugar especial.

Jostin Elvis Bayas Almeida

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a Dios, a mi padre, a mi madre y en general a toda mi querida familia por su amor incondicional y por inculcarme el valor de la perseverancia para afrontar los retos y dificultades de la vida.

A la Universidad Politécnica Salesiana, a mis docentes, mentores y compañeros, por formar parte importante del desarrollo y cumplimiento del presente trabajo de titulación.

Le extiendo un agradecimiento especial al Ing. Nino Vega por su guía durante la realización de este proyecto, por sus oportunas sugerencias y por la confianza brindada para culminar el mismo con éxito.

Jostin Elvis Bayas Almeida

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño, construcción e implementación de un sistema de aspiración industrial especializado para el proceso de empaque al vacío de banano. Esta iniciativa surge como respuesta técnica a la baja confiabilidad de las aspiradoras domésticas utilizadas actualmente en el sector, las cuales presentan fallos críticos por sobrecalentamiento y desgaste prematuro al ser sometidas a regímenes de trabajo continuo.

Para el desarrollo del prototipo, se aplicó una metodología de ingeniería asistida por computadora (CAE) utilizando el software SolidWorks. Se diseñó un rodete centrífugo cerrado de 16 álabes curvados hacia atrás y una voluta optimizada para maximizar la presión estática. La validación estructural se realizó mediante análisis de elementos finitos (FEA), asegurando la resistencia del eje y los álabes a las fuerzas centrífugas generadas a 3600 RPM. La manufactura integró procesos de corte por plasma para minimizar la distorsión térmica, soldadura SMAW para garantizar la hermeticidad y un balanceo dinámico para eliminar vibraciones.

Por último, se validó el funcionamiento del equipo en una línea de empaque real bajo condiciones de alta demanda. Los resultados demostraron una estabilidad térmica superior, manteniendo la temperatura del motor en 45°C tras 4 horas de operación continua, frente a los $> 65^{\circ}\text{C}$ de los equipos domésticos. El sistema logró un tiempo de vacío constante de 5 segundos por funda y un retorno de inversión (ROI) estimado en 1.27 años, constituyendo una solución tecnológicamente robusta y financieramente rentable para la industria bananera.

Palabras claves: sistema de aspiración, empaque al vacío, banano, diseño mecánico, SolidWorks, análisis de elementos finitos, eficiencia energética, manufactura industrial.

ABSTRACT

The objective of this project is the design, construction, and implementation of a specialized industrial aspiration system for the banana vacuum packing process. This initiative arises as a technical response to the low reliability of domestic vacuum cleaners currently used in the sector, which present critical failures due to overheating and premature wear when subjected to continuous duty cycles.

For the prototype development, a Computer-Aided Engineering (CAE) methodology was applied using SolidWorks software. A closed centrifugal impeller with 16 backward-curved blades and an optimized volute were designed to maximize static pressure. Structural validation was performed using Finite Element Analysis (FEA), ensuring the resistance of the shaft and blades to the centrifugal forces generated at 3600 RPM. The manufacturing process integrated plasma cutting to minimize thermal distortion, SMAW welding to guarantee hermeticity, and dynamic balancing to eliminate vibrations.

Finally, the equipment operation was validated on a real packing line under high-demand conditions. The results demonstrated superior thermal stability, maintaining the motor temperature at 45°C after 4 hours of continuous operation, compared to > 65°C for domestic equipment. The system achieved a constant vacuum time of 5 seconds per bag and an estimated Return on Investment (ROI) of 1.27 years, constituting a technologically robust and financially profitable solution for the banana industry.

Keywords: aspiration system, vacuum packing, banana, mechanical design, SolidWorks, Finite Element Analysis, energy efficiency, industrial manufacturing.

ÍNDICE

I.	Introducción	1
II.	Problema	2
III.	Justificación	4
IV.	Objetivos	5
IV-A.	Objetivo general	5
IV-B.	Objetivos específicos	5
V.	Marco Teórico	6
V-A.	Características del banano	6
V-A1.	Fisiología	6
V-A2.	Vulnerabilidades físicas y ambientales	7
V-B.	Proceso Postcosecha del Banano de Exportación	7
V-B1.	Cosecha y transporte a la empacadora	8
V-B2.	Recepción y desmane	8
V-B3.	Tinas de desleche y lavado	8
V-B4.	Tratamiento de corona	8
V-B5.	Control de calidad	8
V-B6.	Secado y etiquetado	9
V-B7.	Embalaje	9
V-B8.	Paletizado y enfriamiento rápido	9
V-C.	Empacado al vacío	9
V-C1.	Características del empacado al vacío	9
V-D.	Principios de funcionamiento	10
V-E.	Principio Físico: Aislamiento por Barrera (Baja Permeabilidad)	12
V-F.	Aplicación del Principio de Bernoulli y Conservación de la Energía	12
V-G.	Análisis Termofluidodinámico del Sistema de Aspiración	14
V-G1.	Cálculo Detallado del Número de Reynolds (Re)	14
V-H.	Cuantificación de las Pérdidas de Energía (Pérdidas de Carga)	15
V-H1.	Pérdidas Mayores por Fricción (Darcy-Weisbach)	15
V-I.	Balance Energético y Potencia Aerodinámica	16
V-J.	Leyes de Afinidad: Análisis de Sensibilidad	18
V-K.	Análisis Acústico y Frecuencia de Paso de Álabes (BPF)	19
V-L.	Materiales y proceso de empaque	19
VI.	Marco Metodológico	21
VI-A.	Análisis del Problema y Estado del Arte	21
VI-B.	Planificación de Procesos e Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)	23
VI-C.	Manufactura y Construcción de Componentes	25
VI-C1.	Habilitado de Material: Corte por Plasma (PAC)	25
VI-C2.	Fabricación de Componentes Estructurales: Soldadura SMAW	27
VI-C3.	Fabricación del Conjunto Rotativo (Rodete y Manzana)	29
VI-C4.	Fabricación de la Tapa y Cono de Admisión (Tobera)	30
VI-C5.	Optimización Dinámica: Balanceo de Rodete	30

VII. Diseño general del sistema	31
VII-1. Diseño mecánico del sistema	32
VII-2. Estructura y Bastidor (Chasis)	32
VII-3. Componente Motriz	32
VII-4. Sistema de Succión y Aerodinámica	33
VII-5. Proceso de Sellado	33
VII-6. Validación Estructural mediante Análisis de Elementos Finitos	33
VIII. Ensamblaje Final e Integración de Subsistemas	37
VIII-1. Ensamblaje Estructural y Mecánico	37
VIII-2. Acabados y Sistema de Protección Anticorrosiva	40
VIII-3. Instalación Eléctrica y Lógica de Control	41
VIII-A. Resultado Final	42
IX. Análisis de Integridad Estructural del Rodete bajo Cargas Centrí fugas	43
IX-A. Objetivo y Condiciones de Frontera	43
IX-B. Resultados de Tensión (Criterio de von Mises)	44
IX-C. Análisis de Desplazamientos Resultantes	45
IX-D. Análisis de Deformación Unitaria	46
IX-E. Conclusión y Factor de Seguridad	46
IX-E1. Memoria de cálculo mecánica y validación integral	47
IX-F. Diseño eléctrico del sistema	55
IX-F1. Cálculo de Carga y Demanda Eléctrica	55
IX-F2. Selección y Análisis del Componente Motriz	56
IX-F3. Dimensionamiento de Protecciones y Circuito de Control	56
IX-G. Proceso de construcción e integración	58
IX-G1. Selección de componentes	58
X. Implementación en Empacadoras Bananeras	60
X-A. Condiciones Reales de Operación	60
X-B. Integración Ergonómica en la Línea de Empaque	60
X-C. Protocolo de Mantenimiento Preventivo Planificado	61
XI. Pruebas de Funcionamiento y Validación de Campo	62
XI-1. Metodología de Pruebas	62
XI-2. Resultados Cualitativos de Operación	62
XI-3. Validación de Estabilidad Térmica (Prueba de Estrés)	63
XI-4. Conclusión de las Pruebas	64
XII. Resultados y Análisis	65
XII-A. Evaluación del Desempeño Técnico	65
XII-B. Impacto en la Logística de Producción	66
XII-C. Análisis Económico Comparativo	66
XII-D. Análisis de Retorno de Inversión (ROI)	67
XIII. Conclusiones	68
XIV. DIAGRAMA DE FLUJO	70
XV. CRONOGRAMA	71
XVI. Presupuesto	72

Anexo A: Planos	73
Anexo B: Equipos de Manufactura	80
Anexo C: Diagrama eléctrico	87
Anexo D: Ensamble final	88
Referencias	89

I. INTRODUCCIÓN

El presente estudio tiene como fin el diseño, construcción e implementación de un sistema de aspiración industrial adaptado a las necesidades específicas del sector bananero, para que además de garantizar la extracción eficiente del aire en las fundas de empaque, permita operar bajo un régimen de servicio continuo sin sufrir degradación térmica. Para lograr esto, se sustituirá el uso de aspiradoras domésticas convencionales por un prototipo robusto, diseñado para generar el vacío necesario que asegure el efecto skin y la preservación de la fruta, mitigando los problemas de sobrecalentamiento y paradas no programadas en la línea de producción.

Para el funcionamiento de la planta, se implementará un motor de inducción monofásico de alta eficiencia que accionará un mecanismo centrífugo personalizado. Este sistema se basará en un rodete cerrado de 16 álabes curvados hacia atrás y una voluta de geometría optimizada, los cuales serán los encargados de transformar la energía mecánica en la presión negativa requerida para evacuar el aire de la bolsa en un tiempo estandarizado de 5 segundos, superando las limitaciones de los motores universales de escobillas.

Además de la implementación física, el proyecto integrará el análisis y validación virtual mediante herramientas de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE). Se utilizará el software SolidWorks para el modelado tridimensional y el Análisis de Elementos Finitos para verificar la resistencia estructural del chasis y los componentes rotativos ante las fuerzas centrífugas. Asimismo, se validará la estabilidad térmica y la viabilidad económica del sistema mediante pruebas de campo y cálculos de retorno de inversión, asegurando que la solución propuesta sea técnicamente fiable y financieramente rentable.

II. PROBLEMA

Desde la década de 1950, la producción de banano en Ecuador se ha consolidado como una de las principales actividades agrícolas y económicas del país, representando una importante fuente de ingresos. Actualmente, Ecuador es el tercer mayor exportador de banano a nivel mundial, siendo Europa el destino de más del 50% de sus exportaciones. Además de su relevancia económica, el banano desempeña un papel fundamental en la seguridad alimentaria y en la generación de empleo a lo largo de toda la cadena productiva, desde el cultivo hasta la comercialización y exportación[1].

El banano representa una de las frutas más consumidas en el mundo y el quinto producto agrícola más comercializado. En 2016, el valor global del comercio de banano se estimó en 8 mil millones de dólares, con un valor minorista que oscila entre 20 y 25 mil millones[2]. Sin embargo, el banano es una fruta perecible y delicada, susceptible a daños en cualquier etapa del proceso productivo. Estos defectos repercuten en el incumplimiento de estrictos estándares de calidad exigidos por el mercado internacional, lo que lleva a su descarte incluso por mínimas imperfecciones[3]. De hecho, la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) estima que entre el 30% y el 40% de las bananas se desechan únicamente por su apariencia[4].

Durante el proceso de empaque, se emplean diversas estrategias fitosanitarias e inoculaciones que, independientemente de la época climática, implican altos costos económicos especialmente en temporadas húmedas, reduciendo así las ganancias de los productores[5]. A esto se suman otros factores que complican el empaquetado, como el peso de los racimos, la contaminación por contacto y la necesidad de controlar adecuadamente la maduración del fruto[6].

El empaquetado representa una etapa crítica dentro del proceso de exportación, ya que debe garantizar que la fruta conserve su frescura, cumpla con los estándares de presentación y soporte largos trayectos sin deteriorarse[7]. Una vez que las bananas llegan al país de destino, deben cumplir rigurosamente con los parámetros de maduración, apariencia y estado físico. Sin embargo, diversos factores relacionados con el empaque en origen condicionan su calidad final. Uno de los principales problemas es el aire atrapado dentro de las fundas, que genera fricción y movimiento durante el transporte, esto provoca magulladuras, deterioro de la piel y pérdida del valor comercial. Este tipo de deterioro es especialmente problemático en frutas como el banano, cuya apariencia es determinante para su aceptación en los mercados internacionales.

Otro inconveniente significativo es la contaminación interna en las fundas, provocada por la acumulación de humedad y residuos orgánicos cuando no se realiza una correcta extracción del aire. La presencia de oxígeno y microambientes húmedos favorece la proliferación de hongos y bacterias incluso antes de que la fruta llegue a los centros de maduración, comprometiendo tanto su calidad sanitaria como su inocuidad, aspectos esenciales para cumplir con las normativas de exportación[8].

Asimismo, el proceso de maduración artificial realizado en los países de destino mediante gas etileno en cámaras controladas puede verse afectado si las frutas llegan con daños mecánicos o contaminadas. Esto provoca maduraciones desuniformes, pérdida de color y, en algunos casos, fermentación o descomposición prematura. Estas fallas están directamente relacionadas con un empaquetado deficiente, especialmente cuando no se emplea un sistema de extracción de aire como el vacío industrial.

En resumen, un empaque sin control de vacío afecta negativamente la estabilidad física, microbiológica y térmica del banano a lo largo de toda la cadena logística[9]. Estas deficiencias no solo aumentan el porcentaje de fruta descartada en destino, sino que también generan mayores costos y reducen la competitividad del banano ecuatoriano en mercados cada vez más exigentes[10].

Frente a este escenario, resulta indispensable implementar soluciones tecnológicas específicas, como sistemas de vacío industrial, que garanticen la conservación del banano desde su origen y mejoren su aceptación en el mercado internacional.

III. JUSTIFICACIÓN

Según proyecciones de la ONU, se estima que para el año 2050 la población mundial alcanzará los 10 mil millones de habitantes[11]. Este crecimiento exponencial implica una mayor demanda de alimentos, lo que obliga al sector agroindustrial a buscar soluciones tecnológicas que aumenten la eficiencia de los procesos productivos. En este contexto, la automatización del agro surge como una necesidad urgente para garantizar la seguridad alimentaria global[12].

Diversos estudios han demostrado que la automatización en la agricultura no solo permite una producción más eficiente, sino también una reducción significativa en los costos operativos, mejorando la trazabilidad de los productos y optimizando el uso de los recursos[13]. En países tropicales como Ecuador, donde el banano es uno de los principales productos de exportación, la implementación de tecnologías en la cadena de producción resulta esencial para mantener la competitividad en los mercados internacionales[14].

El banano representa el principal producto agrícola de exportación del Ecuador, generando más de 3.000 millones de dólares anuales y más de 2 millones de empleos directos e indirectos[15]. Ante esta realidad, es fundamental garantizar que todo el proceso productivo incluyendo el empaque mantenga estándares de calidad altos y eficientes. La automatización en esta etapa, especialmente en el sellado al vacío, puede representar una mejora significativa en la conservación del fruto y en la reducción del desperdicio[16].

En las empacadoras de banano, el proceso de extracción del aire de las fundas plásticas es crucial, ya que evita la oxidación del producto, minimiza daños por fricción durante el transporte y prolonga la vida útil del banano. Sin embargo, muchas empacadoras siguen utilizando aspiradoras domésticas, que no están diseñadas para cargas de trabajo intensas ni para ambientes industriales, lo que lleva a fallos frecuentes, altos costos de mantenimiento y afectación a la calidad del empaque[17]. Además, estudios han indicado que el uso de sistemas de vacío industrial optimizados puede aumentar la velocidad del proceso hasta en un 40 %, lo que mejora la productividad sin comprometer la calidad del empaque[18]. La implementación de una aspiradora industrial específicamente diseñada para este fin, no solo mejora la eficiencia del proceso, sino que también reduce el impacto ambiental al minimizar el uso de materiales adicionales para reforzar las fundas[19].

La sostenibilidad es un eje central de este tipo de innovaciones. La automatización del empaque con sistemas de extracción de aire permite disminuir el uso de energía, reducir desperdicios y lograr una producción más limpia[20]. Estos beneficios no solo se traducen en ventajas económicas, sino también en el cumplimiento de normativas internacionales de exportación que exigen buenas prácticas ambientales y de manufactura.

Este proyecto es importante porque responde a una necesidad real en las empacadoras de banano mejorar el proceso de extracción del aire en las fundas plásticas usadas para el empaque. Actualmente, muchas empacadoras utilizan aspiradoras domésticas, que aunque pueden funcionar a corto plazo, se dañan rápidamente y deben ser reemplazadas varias veces al año. Esto genera gastos constantes, interrupciones en el trabajo y, en algunos casos, afecta la calidad del banano que se exporta[21].

IV. OBJETIVOS

IV-A. Objetivo general

Implementar un sistema de aspiración industrial para empaque al vacío de banano destinado a exportación mejorando la productividad en líneas de empaques.

IV-B. Objetivos específicos

- Diseñar un mecanismo de aspirado para el empaque al vacío de fundas de banano mediante software CAD.
- Implementar un sistema de control eléctrico que permita el empaqueo de fundas de banano.
- Validar el funcionamiento del sistema considerando su productividad en líneas de empaque.

V. MARCO TEÓRICO

El banano trasciende su rol como fruta para consolidarse como uno de los pilares económicos más importante para numerosas naciones. A nivel global, este mercado exhibe un dinamismo y una magnitud considerable. Estimaciones recientes proyectan que el valor del mercado global del banano alcanzará los 139.51 mil millones de dólares en 2025, con una previsión de crecimiento sostenido que lo llevaría a 175.51 mil millones para 2030[22]. Esta expansión es impulsada principalmente por la creciente demanda de consumidores conscientes de la salud en mercados clave como Norteamérica y Europa, así como por la optimización de las cadenas de frío que permiten su distribución a larga distancia[22].

En este competitivo mercado internacional, Ecuador se posiciona como líder indiscutible en la exportación de banano. Durante décadas el país ha mantenido su posición como el principal proveedor mundial. Durante el año 2024, las exportaciones ecuatorianas alcanzaron un total de 364.16 millones de cajas, reflejando un crecimiento del 1.42 % en comparación con el año anterior.

Esta posición dominante en el mercado no solo subraya la importancia vital del sector bananero para la economía nacional, sino que también impone una presión constante por mantener y elevar los estándares de calidad.

El banano es un fruto climatérico altamente perecible y su extensa cadena logística desde la finca hasta el consumidor final es un proceso crítico. Las principales causas de mermas y rechazos de la fruta están ligados a manejos inapropiados en la postcosecha[23]. El objetivo fundamental de un adecuado manejo postcosecha es conservar y prolongar la vida del producto hasta su consumo final, evitando que se acelere su maduración y descomposición. Aquí es donde los procesos de empaque adquieren una relevancia estratégica. La innovación en esta etapa es crucial para mitigar los factores de deterioro y asegurar que el producto mantenga sus propiedades.

V-A. Características del banano

La viabilidad de la exportación del banano depende por completo del manejo de sus características fisiológicas y físicas postcosecha. Estas definen su corta vida de anaquel y la susceptibilidad a mermas durante el tránsito.

V-A1. Fisiología:

- A diferencia de los frutos no climatéricos (como los cítricos), el banano posee la capacidad de continuar su proceso de maduración organoléptica una vez separado de la planta madre. Este proceso se caracteriza por un incremento drástico y repentino de su tasa respiratoria, conocido como pico climatérico[24]. La respiración es el proceso metabólico mediante el cual la fruta consume sus reservas de almidón y oxígeno para generar energía, dióxido de carbono y agua. La tasa de respiración postcosecha del banano es directamente proporcional a su perecibilidad. Limitar el oxígeno disponible es una estrategia principal para reducir esta tasa y por ende extender la vida útil del fruto[25].
- Producción Autocatalítica de Etileno: El etileno es conocido como la fitohormona de la maduración. La presencia de una pequeña cantidad de etileno estimula a la fruta a producir exponencialmente más etileno[26]. Esta hormona gaseosa es el detonante que inicia la cascada de eventos de maduración:

- 1.- Conversión de almidón a azúcares (ablandamiento y dulzor).
- 2.- Degradación de la clorofila (Cambio de color de verde a amarillo).
- 3.- Ablandamiento de la pulpa por degradación de las pectinas.

En el contexto de un contenedor de exportación, una sola fruta que inicie su maduración puede liberar etileno y contaminar el resto del cargamento, provocando una maduración prematura generalizada. Por lo tanto el objetivo de cualquier sistema de empaque es de exacuar el etileno producido y limitar el oxígeno[25].

V-A2. *Vulnerabilidades físicas y ambientales:*

La estructura física del banano lo hace extremadamente sensible al manejo y a su entorno.

- Alta tasa de transpiración: El banano tiene un alto contenido de agua (aprox 75 %) y una cáscara con una alta densidad de estomas, lo que le facilita una rápida pérdida de agua por transpiración. Esta deshidratación no solo significa una pérdida de peso comercial, sino que también reduce la turgeencia de la cáscara, provocando arrugamiento y una apariencia marchita, lo cual es un factor de rechazo en mercados internacionales[27]. Un empaque que cree un microclima de alta humedad relativa (como una bolsa) es esencial para mitigar esta pérdida.
- Alta sensibilidad a la manipulación: La cáscara del banano es uno de sus puntos más débiles en la postcosecha. Es altamente susceptible a daños por fricción, compresión e impactos. Al producirse una abrasión o golpe, se rompen las estructuras celulares, permitiendo que la enzima Polifenol Oxidasa (PPO) entre en contacto con los compuestos fenólicos de la cáscara, oxidándolos y produciendo el característico color oscuro[28]. Esta herida no solo es un defecto visual, sino que incrementa la tasa de respiración y producción de etileno localmente, y sirve como puerta de entrada para fitopatógenos, como *Colletotrichum musae*, el hongo causante de la descomposición de la corona[27].
- Sensibilidad al Daño por Frío: El banano sufre un desorden fisiológico severo si es expuesto a temperaturas por debajo de su umbral crítico. Este umbral se sitúa comúnmente entre 12 y 13 grados centígrados[29]. La exposición a temperaturas inferiores (en refrigeración o transporte) provoca un desacoplamiento de las membranas celulares, fuga de electrolitos y la activación de las mismas enzimas de pardeamiento[25]. El resultado es un oscurecimiento de la cáscara (color grisáceo o pardo-negruzco), una maduración fallida (la pulpa no se ablanda ni endulza correctamente) y la aparición de sabores anómalos.

V-B. *Proceso Postcosecha del Banano de Exportación*

El proceso postcosecha del banano de exportación es una secuencia industrial optimizada para gestionar las vulnerabilidades fisiológicas y físicas de la fruta. El objetivo es transformar un racimo percedero en un producto de exportación estandarizado, capaz de resistir un viaje transoceánico de varias semanas[29].

El flujo de operaciones en una planta empacadora de banano en Ecuador sigue, por lo general, los siguientes pasos críticos:

V-B1. Cosecha y transporte a la empacadora:

La cosecha se realiza en campo, cortando los racimos (bellotas) cuando han alcanzado el grado o calibre de madurez fisiológica óptimo, pero manteniéndose en estado pre-climatérico (verde). Los racimos se transportan colgados en sistemas de cables aéreos (garruchas) hasta la planta empacadora. Este método minimiza los golpes y el contacto con el suelo[27].

V-B2. Recepción y desmane:

En la planta, los racimos se cuelgan y se procede al "desmane", que es el corte de las manos del raquis central. Inmediatamente, estas manos se separan en unidades más pequeñas llamadas clusters, que son grupos de 4 a 7 "dedos". Es en este paso donde se crea la corona, la superficie de corte principal y el punto más vulnerable para la infección fúngica)[29].

V-B3. Tinas de desleche y lavado: Los clusters se colocan de inmediato en tanques o tinas con agua corriente. Este paso tiene un doble propósito:

- Detener el sangrado de látex: La savia (látex) que emana de la corona mancha la cáscara, constituyendo un grave defecto de calidad (mancha de látex). El agua detiene su flujo.
- Limpieza: Elimina polvo, insectos y residuos de campo.

V-B4. Tratamiento de corona:

Luego del lavado, los clusters pasan por una etapa de control fitosanitario. Esta es la etapa más crítica para la conservación. La corona se trata con una solución fungicida para prevenir la descomposición de corona, causada principalmente por el hongo *Colletotrichum musae*[30]. Sin este tratamiento, la descomposición puede avanzar desde la corona hacia los dedos durante el tránsito.

V-B5. Control de calidad: Varios operarios especializados realizan inspecciones visuales rigurosas. Donde se descarta toda fruta que presente defectos de calidad como los siguientes:

- Daño mecánico (roces, golpes, cicatrices).
- Manchas de látex o del sol.
- Calibre o longitud incorrectos.
- Daños causados por plagas.

V-B6. *Secado y etiquetado:* Los clusters seleccionados pasan por túneles de aire o sistemas de ventilación para eliminar el exceso de humedad de la superficie de la fruta. Si se empaca estando húmeda la fruta, es un foco de proliferación microbiana. Posteriormente se aplica el etiquetado de la marca comercial.

V-B7. *Embalaje:*

- Pesado: En esta etapa se pesan los clusters (normalmente 18.14kg).
- Embolsado: Se coloca cuidadosamente la fruta dentro de una bolsa plástica con características de barrera específicas, que ya ha sido colocada previamente dentro de la caja de cartón.
- Aplicación de vacío: En esta etapa se usa un dispositivo de succión, por lo general una aspiradora doméstica, la boquilla de la manguera se introduce en la funda para extraer la mayor cantidad de aire posible.
- Selado: Inmediatamente después de la extracción del aire, la funda se sella herméticamente para impedir el reingreso de oxígeno y mantener el vacío parcial creado.

V-B8. *Paletizado y enfriamiento rápido:*

Las cajas ya selladas, se estiban en palets y se trasladan inmediatamente a cuartos de enfriamiento forzado. Se utiliza aire frío (aprox. 13.5°C) que se fuerza a pasar a través de las cajas para extraer el calor de campo de la pulpa lo más rápido posible. La fruta debe alcanzar la temperatura de transporte (13°C - 14°C) antes de ser cargada en el contenedor refrigerado (Reefer), dando inicio formal a la cadena de frío[29].

V-C. *Empacado al vacío*

El empaque al vacío es una técnica de envasado que se basa en la remoción sustancial del aire del interior de un paquete flexible antes de su sellado hermético. El empaque al vacío genera una atmósfera modificada activa de forma inmediata[31]. Al utilizar un sistema de aspiración (ya sea industrial o doméstico, como en este proyecto), se altera drásticamente la composición gaseosa desde el momento cero.

V-C1. *Características del empackado al vacío:*

1.- Creación de un ambiente hipóxico

Esta es la característica principal y el objetivo fundamental del empackado al vacío. El aire atmosférico contiene aproximadamente 21 % de oxígeno. Al evacuar el aire, la concentración de oxígeno residual dentro del paquete se reduce a niveles mínimos[25].

- Impacto Fisiológico: como se mencionó antes, el banano es un fruto climatérico que depende del oxígeno para su respiración aeróbica. Al privar a la fruta de oxígeno, se inhibe drásticamente la tasa respiratoria, en consecuencia, se frena la producción autocatalítica de etileno[26]. Esto se traduce directamente en un retraso significativo del inicio de la maduración.

2.- Generación de un Ambiente Hipercápnico

Incluso en condiciones hipóxicas, la fruta mantiene una respiración residual o anaeróbica. Este metabolismo consume el poco oxígeno restante y libera dióxido de carbono. Dado que el envase está sellado herméticamente, este dióxido de carbono se acumula en el espacio de cabeza.

- **Impacto Fisiológico:** Los niveles elevados de dióxido de carbono tiene un efecto sinérgico con la baja de oxígeno. El dióxido de carbono actúa como un inhibidor competitivo del etileno y tiene un efecto fungistático, ralentizando el crecimiento de hongos[25].
- **Límite de tolerancia:** Esta es una variable crítica. Si la concentración de oxígeno cae a cero y el dióxido de carbono excede el límite de tolerancia del banano que generalmente mayor que 10 %. La fruta cambiará de respiración aeróbica a fermentación anaeróbica, esto provoca la producción de etanol y acetaldehído, resultando en sabores y olores anómalos, pardeamiento interno y la muerte del tejido[32]. El éxito del empaquetado al vacío depende de mantener un equilibrio que frene la maduración sin inducir la fermentación.

3.- Alta humedad relativa y control de mermas

La bolsa de vacío actúa como una barrera impermeable al vapor de agua. Al sellar la fruta, la propia transpiración de esta eleva la humedad relativa dentro del paquete.

- **Impacto físico:** Este microclima saturado detiene casi por completo la transpiración de la fruta. Esto tiene un doble beneficio; Evita la pérdida de peso comercial (merma) y previene el arrugamiento o marchitamiento de la cáscara, manteniendo la turgencia y la apariencia fresca del producto[27].

4.- Reducción del daño mecánico

A diferencia de una bolsa holgada, la aplicación de vacío provoca que el material de empaque se adhiera firmemente a la fruta (efecto skin o segunda piel).

- **Impacto Físico:** Esta inmovilización reduce drásticamente el espacio libre dentro de la caja. Los clusters quedan fijos, impidiendo la vibración y la fricción entre los dedos de banano y entre la fruta y las paredes de la caja durante el transporte. Esto previene los daños mecánicos que son un defecto de calidad y un punto de entrada para patógenos[29].

V-D. Principios de funcionamiento

El empaque al vacío opera bajo una combinación de principios físicos (manejo de gases y presión) y biológicos (la respuesta fisiológica de la fruta). El objetivo es manipular el entorno inmediato del banano para inducir un estado de animación suspendida o metabolismo ralentizado.

1.- Principio Físico: Creación de un Diferencial de Presión

- El sistema de aspiración reduce activamente la presión gaseosa dentro de la funda a un nivel significativamente inferior a la presión atmosférica externa (aprox. 101.3 kPa al nivel del mar).
- Esta baja presión (vacío parcial) fuerza la evacuación de la mayoría de las moléculas de gas (Nitrógeno, Oxígeno, etc.) del interior del paquete.
- Inmediatamente después del sellado hermético, este diferencial de presión se mantiene, provocando que la presión atmosférica externa comprima la funda contra el producto[31]. Este es el principio que causa la inmovilización física (efecto skin), previniendo el daño por roce.

2.- Principio Biológico: Modulación de la Tasa Respiratoria

- Inhibición de la Respiración Aeróbica: La respiración (la principal causa de maduración) es un proceso de oxidación que requiere oxígeno)[25]. Al evacuar físicamente el 99 % del oxígeno, se frena casi por completo la respiración aeróbica. La fruta no tiene el combustible gaseoso necesario para alimentar su metabolismo y madurar.
- Aproximación al Límite de Tolerancia al Oxígeno: El principio del empaquetado al vacío es llevar a la fruta a su Límite de Tolerancia al Oxígeno (LOI, por sus siglas en inglés), que es el nivel mínimo de oxígeno antes de que ocurra la fermentación. Para el banano, este límite es muy bajo pero no es cero (generalmente < 1).
- El Riesgo: Respiración Anaeróbica (Fermentación): Si el sistema de vacío es demasiado eficiente y elimina todo el oxígeno (anoxia), o si el material de empaque es una barrera perfecta, la fruta se ve forzada a cambiar a una ruta metabólica anaeróbica para generar energía (ATP). Este es el mismo principio de la fermentación alcohólica[25]. La acumulación de etanol y subproductos como el acetaldehído es tóxica para el tejido de la fruta, causando la muerte celular, pardeamiento interno y sabores anómalos[32]. El principio de un buen empaque al vacío es, por tanto, evitar la anoxia total.

3.- Principio Biológico: Inhibición por Hipercapnia

El sistema de empaquetado al vacío no solo crea un ambiente bajo en oxígeno (hipóxico), sino también alto en dióxido de carbono (hipercápnico).

- La poca respiración residual de la fruta consume el oxígeno restante y libera dióxido de carbono.
- Como el dióxido de carbono no puede escapar de la funda sellada, su concentración aumenta.
- Este dióxido de carbono tiene un efecto inhibitorio directo sobre las enzimas clave de la maduración y actúa como un competidor del etileno (la hormona de la maduración)[26].

- Además, niveles elevados de dióxido de carbono (5-10 %) tienen un comprobado efecto fungistático, inhibiendo el crecimiento y la esporulación de hongos como *Colletotrichum musae*[32]. El principio es usar el propio gas residual de la fruta como un fungicida natural.

V-E. Principio Físico: Aislamiento por Barrera (Baja Permeabilidad)

El sistema de aspiración es el encargado de generar el vacío inicial, pero la preservación del estado hipóxico depende enteramente de las propiedades del material de empaque. El principio rector es el aislamiento selectivo.

- **Barrera Selectiva:** La funda polimérica (generalmente polietileno de baja densidad o mezclas patentadas como Banavac) actúa como una membrana semipermeable. Sus propiedades críticas son la Tasa de Transmisión de Oxígeno (OTR) y la Tasa de Transmisión de Vapor de Agua (WVTR).
- **Bloqueo de Oxígeno (OTR):** La funda debe poseer una OTR extremadamente baja (típicamente $< 3000 \text{ cc/m}^2/24\text{h}$). Esto impide que el oxígeno atmosférico (21 %) reingrese al paquete una vez extraído, manteniendo la concentración interna por debajo del 5 %, lo que reduce la tasa de respiración del banano y retrasa la producción de etileno.
- **Bloqueo de Vapor de Agua (WVTR):** La baja permeabilidad al vapor de agua evita que la humedad generada por la transpiración de la fruta escape al ambiente exterior.

Fenómeno Físico: Al retener el vapor, la presión de vapor interna aumenta hasta igualar la presión de vapor de saturación de la fruta. Esto eleva la Humedad Relativa (HR) cercana al 100 %, creando un equilibrio termodinámico que detiene la transpiración neta. Como resultado, se previene la pérdida de turgencia y la merma de peso comercial durante el transporte[31].

V-F. Aplicación del Principio de Bernoulli y Conservación de la Energía

El principio de Bernoulli modela el comportamiento energético del aire al moverse a través del sistema de aspiración. Establece que la energía total de una partícula de fluido es constante a lo largo de una línea de corriente.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g z_2 \quad (1)$$

Donde:

- P : Presión estática (Pa).
- $\frac{1}{2}\rho v^2$: Presión dinámica (Energía cinética por unidad de volumen).

- ρgz : Presión hidrostática (Energía potencial).

Desarrollo del Cálculo:

Para el sistema de aspiración, analizamos el cambio de estado entre el aire en reposo dentro de la bolsa (Punto 1) y el aire acelerado en la entrada de la boquilla (Punto 2).

- $v_1 \approx 0$ (El aire en la bolsa está casi estático antes de la succión).
- $z_1 = z_2$ (La diferencia de altura es despreciable).

La ecuación se simplifica a:

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

Esto demuestra que para crear una depresión o vacío ($P_2 < P_1$), debemos aumentar la velocidad del fluido (v_2). Calculamos la presión dinámica generada por el prototipo a una velocidad de entrada de $22,27 \text{ m/s}$:

$$P_{dinamica} = 0,5 \cdot (1,184 \text{ kg/m}^3) \cdot (22,27 \text{ m/s})^2$$

$$P_{dinamica} = 0,5 \cdot 1,184 \cdot 495,95$$

$$P_{dinamica} = \mathbf{293,6 \text{ Pascales}}$$

Este valor representa la caída de presión estática "gratuita" lograda solo por acelerar el aire, facilitando la succión inicial.

V-G. Análisis Termofluidodinámico del Sistema de Aspiración

Para el dimensionamiento preciso, se establecen las condiciones de operación estándar en la planta empacadora (Nivel del mar, zona tropical):

- Temperatura (T): 25°C ($298,15\text{ K}$).
- Densidad del aire (ρ): $1,184\text{ kg/m}^3$.
- Viscosidad Dinámica (μ): $1,849 \times 10^{-5}\text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$.

V-G1. Cálculo Detallado del Número de Reynolds (Re):

El número de Reynolds determina si el flujo dentro de la manguera es laminar o turbulento, lo cual es vital para elegir las fórmulas de fricción correctas.

Paso 1: Cálculo del Área de Flujo (A)

Se utiliza una manguera de diámetro $D = 2\text{ pulgadas} = 0,0508\text{ m}$.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0508)^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0,00258}{4} = \mathbf{0,002027\text{ m}^2}$$

Paso 2: Cálculo de la Velocidad Media (v)

Se requiere evacuar un volumen estimado de aire en 5 segundos, lo que demanda un caudal de diseño de $Q = 0,045\text{ m}^3/\text{s}$ (equivalente a 95 CFM).

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,045\text{ m}^3/\text{s}}{0,002027\text{ m}^2} = \mathbf{22,20\text{ m/s}}$$

Paso 3: Cálculo de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

Sustituyendo valores:

$$Re = \frac{(1,184 \text{ kg/m}^3) \cdot (22,20 \text{ m/s}) \cdot (0,0508 \text{ m})}{1,849 \times 10^{-5} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}}$$

$$Re = \frac{1,3351}{0,00001849} = \mathbf{72,206}$$

Interpretación Técnica:

Como $Re = 72,206$, el valor supera ampliamente el límite crítico de 4,000. Esto confirma que el flujo es **Turbulento**. Físicamente, esto implica que las partículas de aire se mueven de forma caótica, aumentando la fricción contra las paredes de la manguera corrugada, lo que justifica la necesidad de un motor con mayor torque para vencer estas pérdidas.

V-H. Cuantificación de las Pérdidas de Energía (Pérdidas de Carga)

La presión total que debe entregar el ventilador no solo es para hacer vacío, sino para vencer la resistencia de la tubería.

V-H1. Pérdidas Mayores por Fricción (Darcy-Weisbach): La ecuación general es:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

- $L = 3 \text{ m}$ (Longitud de manguera para alcance ergonómico).
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ (Gravedad).
- f : Factor de fricción. Para mangueras corrugadas flexibles, la rugosidad absoluta es alta ($\epsilon \approx 0,1 \text{ mm}$).

Cálculo del Factor de Fricción (f):

Se asume un valor conservador estándar para mangueras espiraladas industriales de $f = 0,03$.

Cálculo de la Pérdida de Altura (h_f):

$$h_f = 0,03 \cdot \left(\frac{3 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{22,20^2}{2 \cdot 9,81} \right)$$

$$h_f = 0,03 \cdot (59,05) \cdot (25,12)$$

$$h_f = 1,77 \cdot 25,12 = \mathbf{44,46 \text{ m}}$$
 de columna de aire

Para convertir esto a Pérdida de Presión ($\Delta P_{friccion}$):

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_f$$

$$\Delta P = 1,184 \cdot 9,81 \cdot 44,46 = \mathbf{516 \text{ Pascales}}$$

Esto indica que el motor pierde 516 Pa solo moviendo el aire por la manguera, valor que debe sumarse a la presión de vacío requerida en la bolsa (aprox. 2500-3000 Pa).

V-I. Balance Energético y Potencia Aerodinámica

El cálculo final determina el tamaño del motor. Se suman la presión de vacío necesaria en la bolsa y las pérdidas calculadas.

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{bolsa} + \Delta P_{friccion} \approx 3000 \text{ Pa} + 516 \text{ Pa} = \mathbf{3516 \text{ Pa}}$$

1. Potencia Aerodinámica (P_{air}):

Es la energía neta entregada al fluido.

$$P_{air} = Q \cdot \Delta P_{Total}$$

$$P_{air} = 0,045 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3516 \text{ Pa}$$

$$P_{air} = \mathbf{158,22 \text{ Watts}}$$

2. Potencia al Freno:

Ninguna máquina es 100 % eficiente. Para un ventilador centrífugo de fabricación local, se estiman las siguientes eficiencias:

- Eficiencia Mecánica (η_m): 0.90 (Rodamientos).
- Eficiencia Hidráulica (η_h): 0.65 (Diseño del rodete).
- Eficiencia Global ($\eta_{total} = 0,9 \cdot 0,65$): $\approx 0,58$ (58 %).

$$P_{eje} = \frac{P_{air}}{\eta_{total}} = \frac{158,22 \text{ W}}{0,58} = \mathbf{272,79 \text{ Watts}}$$

3. Conversión a Caballos de Fuerza (HP):

Sabemos que $1 \text{ HP} = 745,7 \text{ Watts}$.

$$HP_{requerido} = \frac{272,79}{745,7} = \mathbf{0,366 \text{ HP}}$$

Justificación de Selección:

El cálculo exige teóricamente 0.366 HP. Sin embargo, en ingeniería se aplica un factor de seguridad de al menos 1.25 para cubrir picos de arranque y envejecimiento.

$$HP_{diseño} = 0,366 \times 1,25 = \mathbf{0,457 \text{ HP}}$$

Comercialmente, el motor inmediato superior es de **0.50 HP**. Esta coincidencia valida matemáticamente la selección del equipo, demostrando que no está sobredimensionado (gasto inútil) ni subdimensionado (riesgo de quema).

V-J. Leyes de Afinidad: Análisis de Sensibilidad

Es crucial justificar por qué se eligió 3600 RPM y no una velocidad mayor para "aspirar más rápido". Las leyes de afinidad muestran el costo energético cúbico.

Si hipotéticamente aumentáramos la velocidad (n_1) de 3600 RPM a 4000 RPM (n_2), la relación es:

$$\text{Relación} = \frac{4000}{3600} = 1,11 \quad (11\% \text{ de aumento})$$

La potencia consumida (W) varía con el cubo de esta relación:

$$\frac{W_2}{W_1} = (1,11)^3 = 1,367$$

Conclusión:

Un aumento modesto del 11 % en velocidad resultaría en un aumento del **36.7 % en consumo eléctrico**.

$$W_{nuevo} = 0,366 \text{ HP} \times 1,367 = 0,501 \text{ HP}$$

Esto pondría al motor de 0.5 HP al 100 % de su capacidad, eliminando el factor de seguridad y provocando sobrecalentamiento. Por tanto, el punto de operación a **3600 RPM es el óptimo termodinámico**.

Simplificación para el Modelo de Ingeniería:

Debido a la complejidad analítica de estas ecuaciones, para efectos de este anteproyecto se aplican las siguientes simplificaciones validadas por la literatura:

- **1. Estado Estacionario:** $\frac{\partial(\cdot)}{\partial t} = 0$ (El ventilador opera a velocidad constante).
- **2. Fuerzas Místicas despreciables:** La gravedad tiene poco efecto sobre el aire a altas velocidades ($f \approx 0$).

Esto permite reducir el problema a un balance de energía macroscópico, validando el uso previo de la Ecuación General de la Energía, pero manteniendo presente que los efectos viscosos (término $\nabla \cdot \mathbf{T}$) son los responsables de las pérdidas de carga calculadas en la sección de diseño mecánico.

V-K. Análisis Acústico y Frecuencia de Paso de Álabes (BPF)

Un aspecto fundamental en el diseño de maquinaria industrial para plantas empacadoras es el control de emisiones sonoras. Los ventiladores centrífugos generan ruido aerodinámico tonal debido a la interacción periódica de los álabes con el lengüetero (*cut-off*) de la voluta.

La frecuencia principal del ruido generado se denomina Frecuencia de Paso de Álabes (*Blade Pass Frequency - BPF*) y se calcula como:

$$BPF = \frac{N \cdot Z}{60} \quad (\text{Hz}) \quad (2)$$

Donde:

- N : Velocidad de rotación (3600 RPM).
- Z : Número de álabes (16).

Cálculo:

$$BPF = \frac{3600 \cdot 16}{60} = 960 \text{ Hz} \quad (3)$$

Este cálculo indica que el ruido predominante estará en la banda de frecuencia de 1 kHz, que es altamente audible para el oído humano.

Justificación de Seguridad:

Basado en este análisis teórico, se recomienda que, si la presión sonora excede los 85 dB(A) (según normativa OSHA para jornadas de 8 horas), el diseño final debe incluir material fonoabsorbente en la carcasa o el uso obligatorio de EPP auditivo para el operario. Este análisis demuestra un enfoque integral del diseño, considerando no solo la función mecánica, sino la ergonomía y salud ocupacional.

V-L. Materiales y proceso de empaque

El proceso de empaque al vacío requiere materiales específicos que garanticen resistencia mecánica, impermeabilidad y hermeticidad. Las fundas utilizadas deben estar fabricadas con polímeros que presenten baja permeabilidad al oxígeno, al vapor de agua y a los microorganismos. Los materiales más empleados son el polietileno (PE), el polipropileno (PP) y combinaciones de poliamida (PA) con polietileno de baja densidad (LDPE) [33].

Estos materiales permiten que, una vez eliminado el aire, la bolsa mantenga su forma comprimida y actúe como barrera protectora. En el proyecto, se utilizó una funda plástica transparente de polietileno, de espesor medio, que soporta la succión sin romperse y se cierra mediante amarre manual, garantizando un sellado aceptable.

El procedimiento de empaque desarrollado sigue las siguientes etapas:

- **Colocación del banano en la funda:** El operario introduce cuidadosamente la fruta, asegurando que no haya objetos que perforen el material.
- **Inserción de la manguera de la aspiradora:** Se deja un pequeño espacio por donde se introduce la boquilla, evitando fugas excesivas de aire.
- **Activación del sistema de succión:** Se enciende la aspiradora para generar la presión negativa dentro de la funda, extrayendo el aire interior.
- **Retiro de la manguera y sellado manual:** Una vez logrado el nivel de vacío deseado, se retira la manguera y se procede a amarrar la abertura.

Durante la succión, la bolsa se ajusta firmemente al contorno del banano, lo que indica que la presión interna ha disminuido significativamente respecto a la externa. Aunque el sistema no alcanza niveles de vacío absoluto, el resultado es suficiente para retrasar la oxidación y la maduración de la fruta [34].

A continuación se muestra una ilustración del proceso:



Figura 1. Ilustración del procedimiento de empaque

VI. MARCO METODOLÓGICO

El presente proyecto se tipifica como una investigación de modalidad aplicada y tecnológica, dado que su finalidad trasciende la mera generación de conocimiento teórico para centrarse en la resolución efectiva y tangible de una necesidad industrial crítica. En este contexto, el estudio adopta un diseño de ****ingeniería de desarrollo y prototipado****, orientado a la validación empírica de un sistema de aspiración especializado.

Esta propuesta surge como una respuesta técnica directa a las limitaciones operativas y termodinámicas de los equipos domésticos actuales. Dichos equipos, al ser sometidos a regímenes de trabajo continuo (Clase de Servicio S1) para los que no fueron diseñados, presentan fallos sistemáticos por sobrecalentamiento del inducido, desgaste prematuro de las escobillas de grafito y paradas recurrentes no programadas. Estas deficiencias comprometen severamente la eficiencia global de la línea de empaque de banano (OEE), generando cuellos de botella y merma de producto por falta de vacío.

Para abordar esta problemática con el rigor ingenieril requerido, el proyecto se ha estructurado en fases secuenciales que abarcan desde la conceptualización hasta la validación de campo:

- **Fase 1:** Identificación y caracterización cuantitativa del problema.
- **Fase 2:** Planificación estratégica de los procesos de manufactura (DFM).
- **Fase 3:** Desarrollo de diseños mecánicos, aerodinámicos y eléctricos (CAD/CAE).
- **Fase 4:** Implementación física, manufactura y ensamblaje.
- **Fase 5:** Protocolo de pruebas experimentales y análisis de resultados.

VI-A. *Análisis del Problema y Estado del Arte*

Para proponer una solución válida, primero se deconstruyó el proceso actual para identificar sus variables críticas:

- **Proceso Base (Atmósfera Pasiva):** El estándar actual de la industria para el empaque utiliza fundas de polietileno (PE) de baja barrera, confiando en la creación de una Atmósfera Modificada Pasiva (AMP). Este método es estocástico, ya que depende enteramente de la tasa respiratoria biológica de la fruta para consumir el oxígeno (O_2) remanente y generar dióxido de carbono (CO_2).

- **Problemas Críticos Identificados:**

1.- Latencia Termodinámica (Lentitud): La conformación natural de la atmósfera modificada es un proceso ineficiente temporalmente. Puede tardar varios días en alcanzar el equilibrio gaseoso deseado (estado estacionario). Durante este intervalo, la fruta continúa respirando aeróbicamente, consumiendo sus reservas de

azúcares y reduciendo su vida útil en anaquel (Green Life).

2.- Variabilidad y Falta de Estandarización: La composición final de la mezcla de gases dentro de la bolsa es incontrolable en el método pasivo. Depende de variables exógenas como la temperatura ambiente, la humedad relativa y el grado de madurez fisiológica de la fruta, lo que resulta en una heterogeneidad inaceptable entre cajas de un mismo lote de exportación.

3.- Daño Mecánico por Vibración (Riesgo de Roce): Las bolsas holgadas, al no tener una presión negativa que las adhiera al producto, permiten el movimiento relativo y la fricción entre los "dedos clusters durante el transporte marítimo. Esta fricción es el factor etiológico principal del "pardeamiento por roce." daño mecánico en la epidermis, que es causal de rechazo en destino[29].

2.- Definición de Requerimientos Técnicos del Sistema (SRs)

Basado en la descomposición del problema, se establecieron los Requerimientos del Sistema (System Requirements) que rigen el diseño de ingeniería. El prototipo debe satisfacer las siguientes métricas de desempeño:

Los cuales se detallan a continuación:

- **Eficiencia de Vacío (Hipoxia Inducida):** El sistema neumático debe poseer la capacidad volumétrica para reducir la concentración de oxígeno en la funda a un nivel hipóxico ($< 2\%$) de forma casi instantánea. Este nivel es el umbral termodinámico necesario para inhibir la respiración aeróbica y la biosíntesis de etileno desde el "Día 0", garantizando la estasis del producto[25].
- **Velocidad de Ciclo (Takt Time):** El tiempo total del ciclo de aspiración y sellado por caja debe ser compatible con la velocidad de flujo de una línea de empaque comercial de alta demanda. Se establece un objetivo de diseño de menos de **15 segundos por caja** para evitar convertirse en una restricción operativa (cuello de botella).
- **Integridad del Producto (Presión Controlada):** La física de la succión no debe comprometer la calidad de la fruta. El nivel de vacío debe ser parcial y controlado para generar el efecto "skin"(adherencia de la bolsa) sin provocar daños mecánicos por compresión excesiva ni colapso de la estructura celular de la cáscara.
- **Estandarización del Proceso:** El sistema debe aplicar un nivel de vacío (kPa) y un tiempo de exposición consistentes en cada ciclo, eliminando la variabilidad inherente al proceso pasivo humano-dependiente.
- **Ergonomía y Seguridad Ocupacional:** El prototipo debe cumplir con principios ergonómicos, facilitando la operación por parte del personal de planta, preferiblemente mediante un sistema de accionamiento que permita tener las manos libres para manipular la funda (pedal o interruptor de fácil acceso).

VI-B. Planificación de Procesos e Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)

En esta etapa medular se tradujeron los requerimientos abstractos en decisiones de ingeniería tangibles. Se aplicó la metodología de Diseño para Manufactura y Ensamblaje (DFMA), conectando las limitaciones físicas de los materiales con la funcionalidad esperada.

Para la ejecución de esta fase, se utilizó el software de diseño asistido por computadora (CAD) SolidWorks. Esta herramienta no se usó meramente para dibujo, sino como una plataforma de validación virtual integral que abarcó el modelado paramétrico de componentes complejos (voluta, rodete, manzana), el análisis de interferencias en el ensamblaje y la generación de planos técnicos para producción.

El uso de SolidWorks fue fundamental para garantizar la viabilidad del proyecto mediante:

- **Virtualización del Prototipo (Digital Twin):** Permitió simular el ensamblaje completo antes de cortar una sola pieza de metal, asegurando el correcto acople y validando las tolerancias dimensionales ISO entre piezas críticas (interfaz eje-manzana-motor).
- **Optimización de la Geometría Aerodinámica:** Facilitó el trazado de la curvatura logarítmica de la voluta (caracol) y el perfil convergente del cono de admisión, elementos vitales para minimizar la separación de la capa límite del fluido.

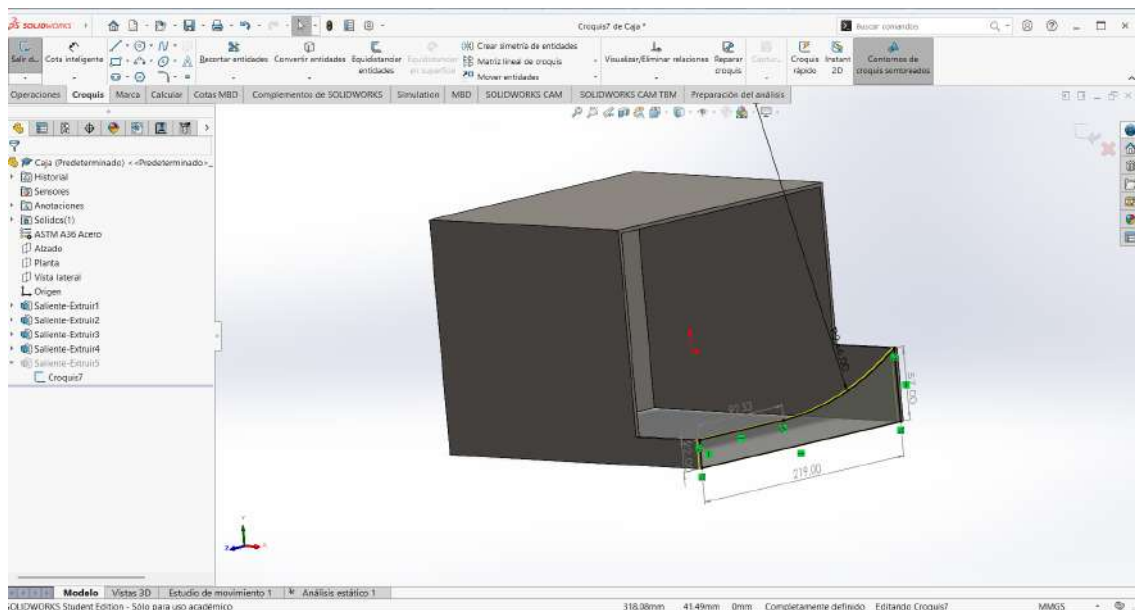


Figura 2. Modelado paramétrico y validación de ensamblaje en entorno CAD SolidWorks.

A partir de este diseño digital validado, se planificó detalladamente la estrategia de fabricación:

- **Subsistema de Potencia y Operación Continua:**

Decisión de Ingeniería: Se descartaron los motores universales típicos de electrodomésticos debido a su

incapacidad térmica. Se seleccionó un Motor de Inducción Jaula de Ardilla WEG de 1/2 HP.

Justificación: Este tipo de motor está diseñado bajo norma NEMA para régimen de servicio continuo (S1), permitiendo operar 24/7 sin riesgo de degradación del aislamiento por calor.

■ **Subsistema Aerodinámico (Rendimiento):**

Decisión de Ingeniería: Se optó por un diseño personalizado en lugar de impulsores genéricos. Se diseñó un rodete centrífugo cerrado de 16 álabes curvados hacia atrás (backward curved).

Justificación: Esta configuración maximiza la conversión de energía cinética (velocidad) en energía potencial (presión estática), necesaria para vencer la resistencia de la manguera y mantener el vacío.

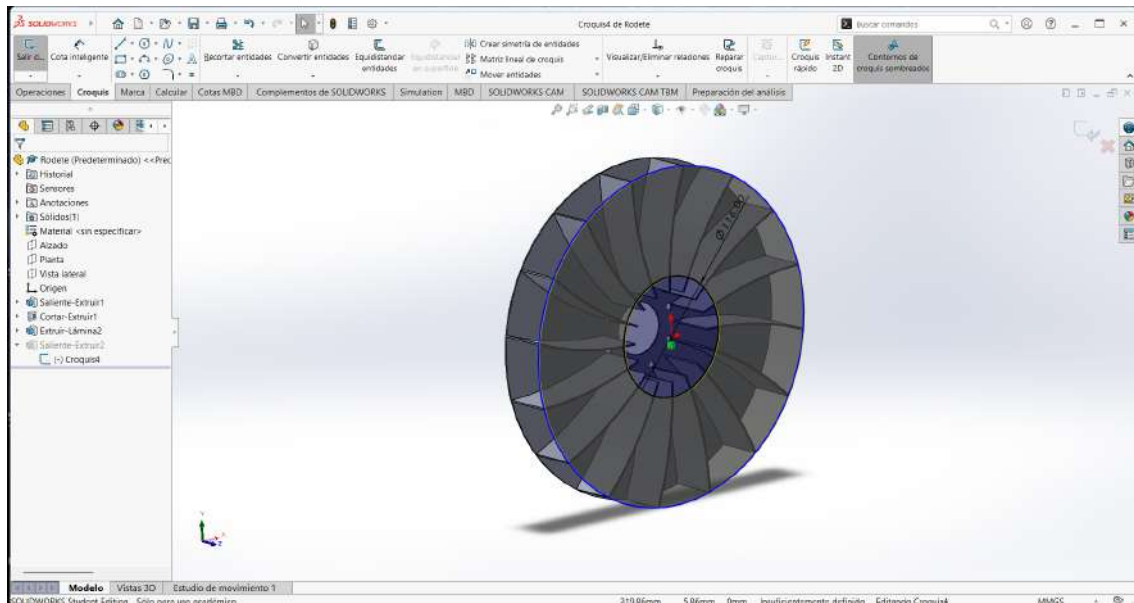


Figura 3. Diseño computacional del rodete cerrado optimizado para alta presión estática.

■ **Planificación de Procesos de Manufactura:**

1. Corte por Plasma (PAC): Seleccionado para el habilitado de las chapas del caracol.

Justificación: Minimiza la Zona Afectada por el Calor (ZAC), evitando la distorsión térmica (pandeo) que ocurriría con oxicorte en láminas delgadas, asegurando así la planitud necesaria para un cierre hermético.

2. Soldadura Hermética (SMAW): Planificada para el sellado de la voluta.

Justificación: Es imperativo que el caracol sea estanco; cualquier poro en la soldadura resultaría en una caída de presión y pérdida de eficiencia de succión.

3. Conformado Plástico (Repujado): Seleccionado para la tapa y la tobera de admisión.

Justificación: Permite crear geometrías de revolución suaves que guían el flujo de aire laminarmente hacia el ojo del rodete, minimizando las pérdidas por turbulencia ($\Delta P_{entrada}$).

■ **Subsistema de Transmisión y Fiabilidad Mecánica:**

Decisión de Ingeniería: Dado que el motor opera a una velocidad síncrona de 3600 RPM, la transmisión de par es crítica.

Planificación: Se especificaron procesos de alta precisión:

- **Torneado y Mecanizado:** Para la fabricación del hub (manzana) con ajuste H7 en el agujero de 16mm y el tallado de un chavetero de $5 \times 2,5$ mm. El chavetero actúa como un seguro mecánico positivo para transmitir el torque sin deslizamiento.
- **Balaceo Dinámico:** Se estableció como paso obligatorio según norma ISO 1940-1. Operar un rodete soldado artesanalmente a 3600 RPM sin balancear generaría fuerzas centrífugas descompensadas que destruirían los rodamientos en muy poco tiempo (fatiga mecánica).

■ **Robustez Ambiental y Protección:**

Decisión de Ingeniería: Uso de Acero ASTM A36 con esquema de protección anticorrosiva.

Planificación: Se definió un sistema de recubrimiento tricapa: preparación mecánica, imprimación fosfatizante (fondo gris) y acabado epóxico/martillado para resistir la humedad salina y los ácidos orgánicos del banano.

Esta fase de ingeniería concluyó con un análisis de costos unitarios, validando que el presupuesto material de \$900.25 USD resultaba técnica y económicamente factible para un prototipo de prestaciones industriales.

VI-C. *Manufactura y Construcción de Componentes*

Esta fase representa la materialización física del diseño conceptual. La ejecución de cada proceso de manufactura se realizó bajo estrictos controles de calidad para equilibrar la precisión dimensional, la integridad estructural y la eficiencia fluidodinámica.

VI-C1. *Habilitado de Material: Corte por Plasma (PAC):*

Se procedió al trazado y corte de las planchas de acero negro estructural (en espesores calibrados de 3mm, 2mm y 1.5mm) que conforman el chasis, la bancada del motor y la geometría compleja de la voluta.

En la siguiente figura se evidencia el proceso de trazado manual utilizado como guía de referencia para la antorcha:



Figura 4. Trazado de patrones de corte sobre lámina metálica.

Fundamentación Técnica del Proceso: La elección del Corte por Arco de Plasma (PAC) sobre alternativas convencionales como el oxicorte o el cizallado mecánico no fue arbitraria, sino una decisión de ingeniería de materiales:

- **Precisión y Calidad de Borde:** A diferencia del cizallado, que induce deformación plástica severa y tensiones residuales en el borde de corte, el plasma proporciona un corte limpio con sangría mínima, facilitando el fit-up (acople) para la soldadura posterior.
- **Control Térmico (Minimización de la ZAC):** Este es el factor preponderante. El oxicorte, aplicado a espesores delgados (3mm), inyecta un exceso de calor que induce una Zona Afectada por el Calor (ZAC) masiva. Esto provoca distorsión térmica irreversible (alabeo), lo que haría imposible ensamblar la espiral del caracol con la precisión geométrica requerida.[35]
- **Garantía de Hermeticidad:** La estabilidad dimensional lograda por el PAC asegura que las uniones entre

placas sean uniformes. Un caracol deformado presentaría brechas imposibles de sellar correctamente, resultando en fugas de aire que anularían la presión negativa antes de llegar al rodete.

A continuación se muestra una imagen del proceso de corte realizado con equipo de plasma manual:



Figura 5. Ejecución del corte por plasma minimizando el aporte térmico.

VI-C2. *Fabricación de Componentes Estructurales: Soldadura SMAW:*

Se procedió a la unión permanente de los elementos estructurales y al ensamblaje crítico de la voluta. Se empleó el proceso de Soldadura por Arco con Electrodo Revestido (SMAW), seleccionando consumibles específicos para

cada función mecánica.

Fundamentación Técnica y Metalúrgica: Aunque SMAW es un proceso común, la ingeniería del proceso radicó en la selección del material de aporte:

- **Electrodo E6011 (Celulósico - Alta Penetración):** Utilizado exclusivamente para las uniones estructurales de la base y soportes del motor. Su arco potente asegura una penetración profunda en la raíz de la junta, garantizando que el chasis soporte la carga dinámica y la vibración del motor sin fisurarse por fatiga.
- **Electrodo E6013 (Rutílico - Acabado y Sello):** Empleado para la costura de la voluta y la faja lateral. Su arco suave y de bajo aporte térmico es ideal para láminas delgadas. Su función aquí trasciende la resistencia mecánica; su objetivo principal es la **Estanqueidad Neumática**. El cordón estable del E6013 permite sellar herméticamente las juntas sin perforar el material base, creando una cámara de vacío eficiente[36].

Proceso de conformado y soldado del caracol:



Figura 6. Proceso de soldadura de la voluta asegurando hermeticidad.

VI-C3. Fabricación del Conjunto Rotativo (Rodete y Manzana):

Este subsistema constituye el corazón aerodinámico del proyecto. Su manufactura requiere las tolerancias más estrictas, pues es el encargado de la conversión de energía mecánica en energía de fluido.

A. Fabricación del Rodete (Impulsor):

La construcción implicó la soldadura de precisión de 16 álabes distribuidos radialmente entre un disco posterior y un anillo anterior (shroud).

Como se muestra en la siguiente imagen de la etapa de fabricación:



Figura 7. Soldadura de precisión de los álabes del rodete centrífugo.

Fundamentación Aerodinámica: Se implementó un diseño de rodete centrífugo cerrado. Este diseño es superior para aplicaciones de alto vacío comparado con rodetes abiertos, ya que las caras laterales confinan el flujo de aire, forzándolo a seguir una trayectoria controlada desde el ojo hacia la periferia. Esto maximiza la aceleración de Coriolis y reduce las pérdidas por recirculación interna, optimizando la presión estática de salida.[37]

B. Fabricación de la Manzana (Hub de Transmisión):

Se mecanizó un eje de acero SAE 1018 de 35mm, perforado a 16mm H7, con un chavetero normalizado de $5 \times 2,5$ mm, soldado a una brida de anclaje de 6mm.

Fundamentación Mecánica: La manzana es la interfaz crítica de transmisión de potencia.

- **Torneado de Precisión:** Necesario para garantizar la concentricidad absoluta entre el eje del motor y el rodete. Cualquier excentricidad aquí se traduciría en vibración masiva.
- **Transmisión Positiva (Chavetero):** Un motor de inducción a 3600 RPM posee un par de arranque (Starting Torque) muy agresivo. Un simple ajuste por prisionero fallaría por deslizamiento. El chavetero actúa como un elemento de transmisión positiva, soportando los esfuerzos cortantes del par motor y garantizando que el rodete gire solidario al eje sin resbalar[38].
- **Mantenibilidad:** El diseño incluye 8 agujeros roscados para permitir el desmontaje del rodete para limpieza o reemplazo, una ventaja operativa frente a uniones soldadas fijas.

VI-C4. Fabricación de la Tapa y Cono de Admisión (Tobera): La tapa frontal (0.7mm) y el cono de admisión se fabricaron mediante el proceso de repujado (metal spinning) y se integraron mediante soldadura de punto.

Fundamentación Técnica:

- **Repujado (Metal Spinning):** Para láminas delgadas, el repujado permite obtener geometrías de revolución sin costuras ni uniones, lo cual es ideal para flujos de aire. Además, el proceso induce un endurecimiento por deformación en frío (work hardening) que otorga rigidez estructural a la lámina delgada sin aumentar su peso.
- **Optimización de Flujo (Tobera):** El cono de admisión no es un elemento estético; funciona técnicamente como una tobera convergente o "boca de campana". Su curvatura suave acelera el aire y lo guía laminarmente hacia el ojo del rodete. Una entrada con bordes vivos (rectos) generaría una "vena contracta" turbulencia severa, restringiendo el caudal y reduciendo la eficiencia total del sistema.
- **Soldadura de Punto (RSW):** Para unir el cono a la tapa, se utilizó RSW para evitar la perforación que causaría la soldadura de arco, logrando una unión limpia y sin distorsión térmica.

VI-C5. Optimización Dinámica: Balanceo de Rodete:

Una vez ensamblado el conjunto rodete-manzana, este fue sometido a un riguroso proceso de balanceo dinámico en banco de pruebas.

Fundamentación Crítica (Norma ISO 1940-1):

Este es el paso que diferencia un equipo profesional de uno casero. Debido a la naturaleza artesanal de la soldadura, la distribución de masa en el rodete nunca es perfecta. A una velocidad angular de 3600 RPM ($60Hz$), incluso un desbalance de pocos gramos genera una fuerza centrífuga cíclica ($F = mr\omega^2$) de magnitud considerable. Esta

fuerza causaría vibraciones destructivas, ruido excesivo y, lo más grave, la falla por fatiga de los rodamientos del motor en cuestión de horas. El balanceo corrige esta asimetría mediante la adición/sustracción de masa, asegurando la vida útil del equipo[39].

A continuación se muestra el proceso de balanceo dinámico para verificar el desbalance residual y corregirlo con contrapesos:



Figura 8. Proceso de balanceo dinámico del conjunto rotativo.

VII. DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA

El sistema de aspiración industrial desarrollado en el presente proyecto fue concebido específicamente para satisfacer las necesidades reales del proceso de empaque al vacío de banano de exportación, particularmente en empacadoras que operan bajo condiciones de trabajo continuo y alta demanda productiva. A partir de observaciones directas y entrevistas con personal operativo y administrativo de empacadoras bananeras, se identificó que el uso de aspiradoras domésticas representa una solución inadecuada para este tipo de procesos, debido a su limitada capacidad de operación continua, frecuentes fallas y altos costos de reposición.

El sistema propuesto se diseñó como una solución integral de carácter industrial, capaz de operar de manera ininterrumpida durante jornadas laborales de entre 8 y 12 horas, manteniendo un desempeño constante y confiable. De forma general, el sistema está compuesto por los siguientes subsistemas principales:

- Unidad de aspiración industrial.
- Sistema de conducción de aire.
- Sistema estructural de soporte.
- Sistema eléctrico de potencia y control.

La correcta interacción entre estos subsistemas permite generar el vacío requerido para el proceso de empaque en un tiempo aproximado de 5 segundos por funda, valor que se encuentra dentro de los estándares operativos observados en empacadoras bananeras.

VII-1. Diseño mecánico del sistema: El diseño mecánico constituye la columna vertebral del proyecto, determinando la capacidad del equipo para operar bajo régimen continuo (S1) en las condiciones severas de una empacadora (humedad > 80 %, corrosión y residuos orgánicos). Se priorizó una arquitectura modular de fácil mantenimiento, utilizando materiales metálicos estandarizados que garantizan una vida útil superior a los equipos domésticos.

A continuación, se detallan los subsistemas mecánicos y sus especificaciones técnicas:

VII-2. Estructura y Bastidor (Chasis):

- **Material y Construcción:** Se fabricó una estructura autoportante y un contenedor de vacío en **Acero Negro (ASTM A36)**. El diseño corresponde a una unidad fija tipo cabina, dimensionada específicamente para soportar el torque de arranque del motor y las cargas dinámicas de operación.
- **Protección Superficial:** Dado el ambiente corrosivo, el acero no se deja expuesto. Se aplicó un esquema de recubrimiento industrial consistente en limpieza mecánica, seguido de una capa de imprimación anticorrosiva ("fondo gris") y un acabado final de pintura martillada de alta resistencia mecánica.
- **Robustez:** La selección del acero negro soldado (proceso SMAW) frente a los plásticos inyectados responde a la necesidad de rigidez estructural para evitar vibraciones a 3600 RPM.

VII-3. Componente Motriz:

- **Especificación del Actuador:** El sistema es impulsado por un **motor eléctrico industrial monofásico WEG de 0.5 HP**, con una velocidad síncrona de **3600 RPM** (2 polos).
- **Función Crítica:** A diferencia de los motores universales de altas revoluciones (que dependen de escobillas y se sobrecalientan), este motor de inducción garantiza un torque constante para accionar el rodete centrífugo.

Su alta velocidad rotacional es fundamental para generar el diferencial de presión y caudal ($Q \approx 0,005m^3/s$) necesario para evacuar la funda en ≤ 5 segundos.

VII-4. Sistema de Succión y Aerodinámica:

- **Conducción (Manguera):** Se implementó una manguera industrial de **1 1/2 pulgadas (38 mm)** de diámetro interno. Su diseño corrugado con refuerzo helicoidal es crítico para evitar el colapso (çhupado”) de las paredes ante la alta presión negativa generada. La fijación se asegura mediante abrazaderas metálicas de 2 pulgadas para garantizar hermeticidad.
- **Generación de Vacío (Rodete):** El corazón del sistema es un rodete centrífugo alojado dentro de la voluta metálica. Este impulsor consta de 16 álabes (hélices) con geometría optimizada, soldados y balanceados dinámicamente. Su diseño de múltiples álabes permite manejar un alto caudal de aire a presiones de succión medias, ideal para el vaciado rápido de bolsas flexibles.

VII-5. *Proceso de Sellado:* El ciclo de vacío concluye con el sellado manual, una etapa operativa crítica para la conservación de la atmósfera modificada:

- Una vez que el sistema ha extraído el aire y la funda se ha adherido al fruto (efecto *skin*), se retira la boquilla y se procede inmediatamente al amarre manual de la funda (nudo o liga).
- Este cierre hermético conserva el vacío parcial generado, impidiendo el reingreso de oxígeno y garantizando la estabilidad de la carga durante el transporte.

VII-6. *Validación Estructural mediante Análisis de Elementos Finitos:* Con el objetivo de garantizar la integridad mecánica del soporte estructural (base) ante las cargas estáticas y las excitaciones dinámicas generadas por el motor y el conjunto rotativo, se llevó a cabo un análisis estático lineal utilizando el método de los elementos finitos (MEF) mediante el software SolidWorks Simulation.

Se asignó a la geometría el material Acero Estructural ASTM A36, cuyas propiedades mecánicas son consistentes con los perfiles y láminas de .acero negro”disponibles localmente para la manufactura.

- Módulo elástico: 200 GPa.
- Coeficiente de Poisson: 0,26.
- Límite elástico (σ_{yield}): 250 MPa.
- Densidad: 7850 kg/m³.

Condiciones de Frontera y Cargas

Para simular las condiciones operativas más críticas, se establecieron los siguientes parámetros de frontera:

1. Sujeciones: Se aplicó una geometría fija en la cara inferior de la base, restringiendo los grados de libertad de traslación y rotación, simulando el anclaje de la estructura al suelo o mesa de trabajo.
2. Cargas: Se aplicó una fuerza distribuida normal de 900 N sobre la superficie superior de la estructura. Esta carga no solo contempla el peso propio del motor ($W \approx 285$ N), sino que incluye un factor de seguridad dinámica de 3.15, diseñado para absorber las fuerzas inerciales del arranque, el peso del rodete y la vibración operativa a 3600 RPM.

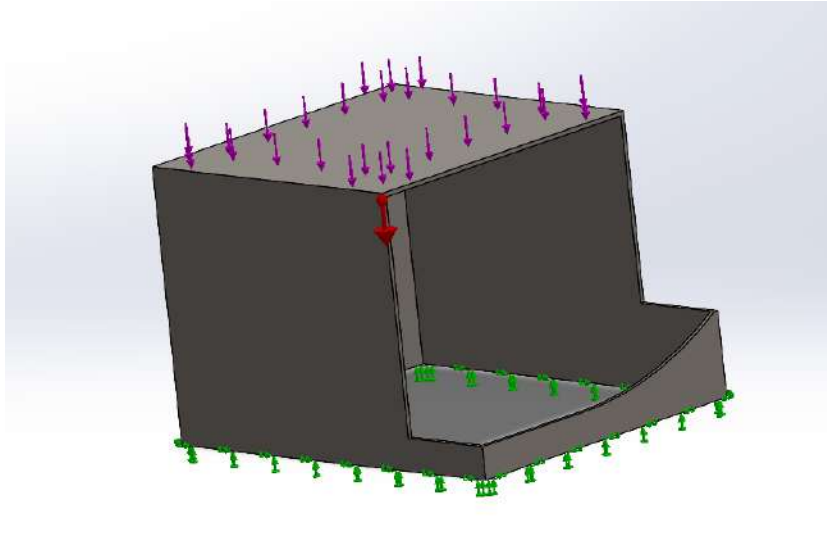


Figura 9. Configuración de cargas y sujeciones en el modelo numérico.

Análisis de Resultados

Tras la discretización de la malla utilizando elementos sólidos de alto orden y la ejecución del solver, se obtuvieron los siguientes resultados:

Distribución de Esfuerzos (Criterio de Von Mises)

El análisis de tensiones nodales indica que la estructura trabaja muy por debajo del límite de fluencia del material.

- Esfuerzo Máximo (σ_{max}): 37,83 MPa ($3,78 \times 10^7$ N/m²).
- Ubicación: El punto crítico se localiza en el centro de la placa superior debido al momento flector generado por la carga, representado en color rojo en la gráfica.

- Validación: Dado que $\sigma_{max} < \sigma_{yield}$ (37,83 MPa < 250 MPa), se confirma que el material permanecerá en su zona elástica y no sufrirá deformaciones permanentes.

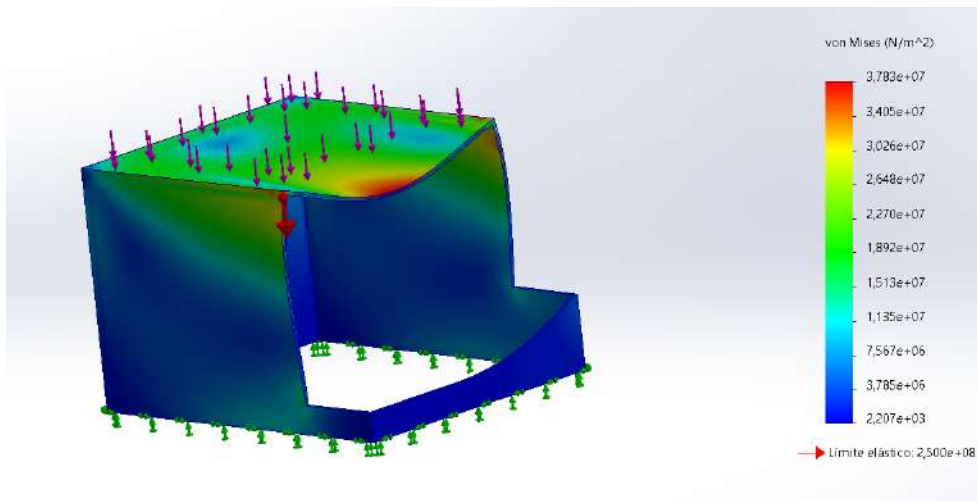


Figura 10. Distribución de esfuerzos de Von Mises en la estructura.

Factor de Seguridad

Se calculó el Factor de Seguridad mínimo del diseño relacionando el límite elástico con el esfuerzo máximo actuante:

$$FDS = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{max}} = \frac{250}{37,83} \approx 6,6$$

Un FDS de 6.6 indica que la estructura está sobredimensionada para la carga estática, lo cual es altamente deseable en maquinaria vibratoria, ya que proporciona una rigidez adicional que previene la resonancia y la fatiga estructural a largo plazo.

Desplazamientos Resultantes

Se evaluó la deformación total de la estructura para asegurar que no existan desalineaciones que comprometan el acople entre el eje del motor y el rodete.

- Desplazamiento Máximo: 0,522 mm ($5,22 \times 10^{-1}$ mm). Este valor, ubicado en la zona de mayor flexión de la tapa, es despreciable (< 1 mm) y garantiza la estabilidad posicional del motor durante la operación.

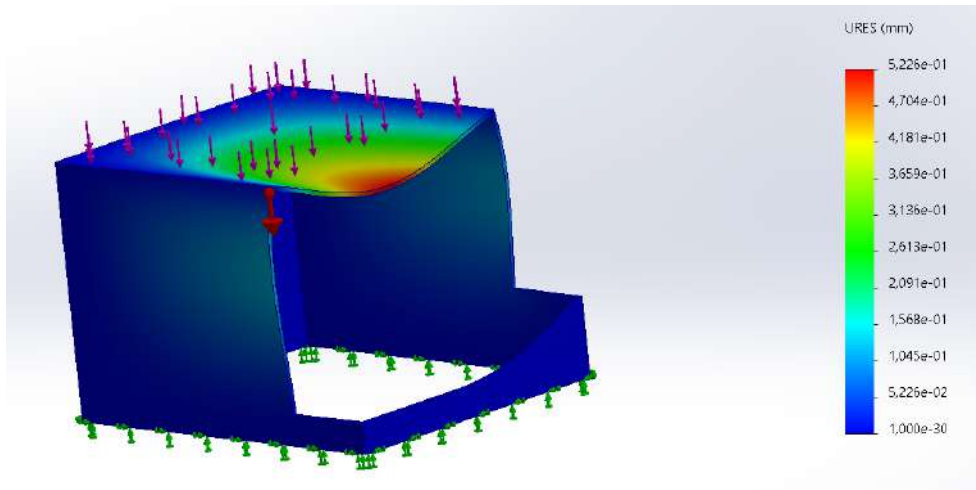


Figura 11. Gráfico de desplazamientos resultantes bajo carga máxima.

Deformaciones Unitarias

El análisis de deformación unitaria equivalente (ESTRN) muestra un valor máximo de $7,9 \times 10^{-5}$ (adimensional), lo que confirma que el material está trabajando con deformaciones infinitesimales, validando la hipótesis de linealidad del estudio.

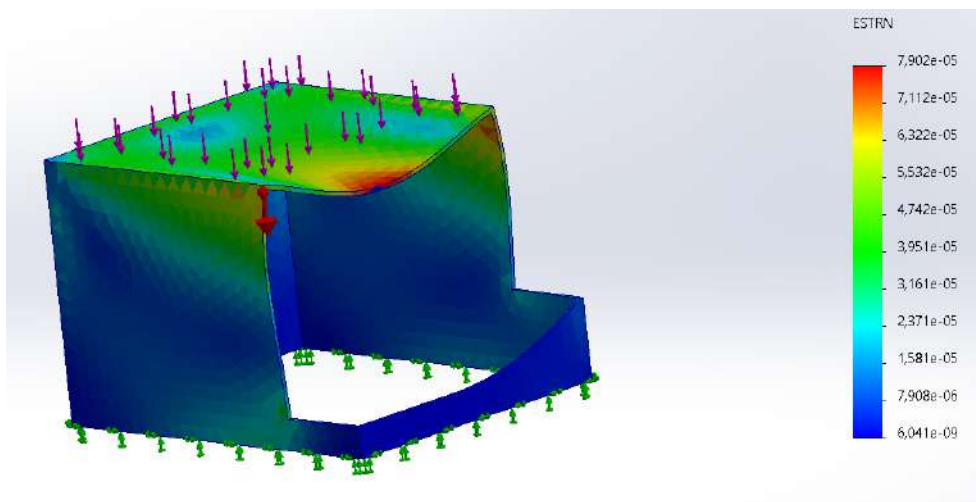


Figura 12. Distribución de deformaciones unitarias.

Conclusión del Análisis

La simulación numérica valida que la estructura propuesta, fabricada en Acero ASTM A36 y unida por soldadura, posee la resistencia y rigidez suficientes para soportar las condiciones de servicio continuo. El diseño garantiza la seguridad operativa con un amplio margen frente a fallas por fluencia o deformación excesiva.

VIII. ENSAMBLAJE FINAL E INTEGRACIÓN DE SUBSISTEMAS

Esta fase final integró los componentes mecánicos manufacturados con los sistemas eléctricos, aplicando acabados industriales para validar la operatividad del prototipo.

VIII-1. Ensamblaje Estructural y Mecánico: El procedimiento incluyó el anclaje del motor a la base, el acople del conjunto rotativo al eje mediante la chaveta y el cierre hermético de la voluta con la tapa frontal utilizando 16 pernos de 1/4”.

Fundamentación del Sellado: La densidad de pernos (16 unidades) responde a un cálculo de ingeniería de juntas. La alta presión negativa (vacío) generada dentro del caracol ejerce una fuerza que tiende a succionar y deformar la tapa. La distribución perimetral de 16 puntos de anclaje garantiza una presión de contacto uniforme sobre la junta de sellado, asegurando la hermeticidad absoluta del sistema y permitiendo al mismo tiempo el desmontaje para mantenimiento preventivo.

A continuación se documenta el ensamblaje mecánico previo a los acabados superficiales:



Figura 13. Acople mecánico del rodete al eje del motor.



Figura 14. Cierre hermético de la voluta mediante pernería de alta densidad.

VIII-2. *Acabados y Sistema de Protección Anticorrosiva:* Se implementó un esquema de recubrimiento industrial: corrección mecánica de soldaduras, limpieza química, aplicación de imprimación (fondo gris) y acabado final texturizado (pintura martillada).

Fundamentación de la Protección: En el ambiente de una empacadora de banano, la humedad relativa es cercana al 100 % y existen ácidos orgánicos corrosivos derivados de la fruta.

- **Pulido Interior:** Reduce la rugosidad absoluta de las paredes de la voluta (ϵ), disminuyendo la fricción del aire y mejorando marginalmente la eficiencia hidráulica.
- **Imprimación (Primer):** Provee una barrera química pasivante que evita la oxidación del acero al carbono.
- **Acabado Martillado:** Seleccionado por su alta dureza Shore y resistencia al impacto físico, creando una película impermeable gruesa que protege la integridad del equipo a largo plazo.

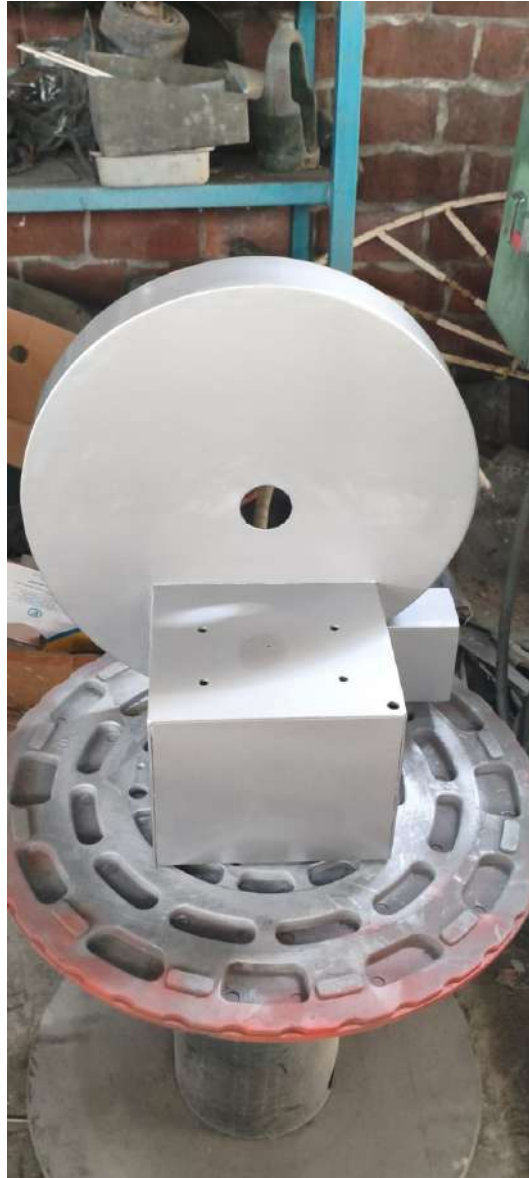


Figura 15. Aplicación del sistema de recubrimiento protector.

VIII-3. Instalación Eléctrica y Lógica de Control: Se realizó el cableado de potencia del motor, incluyendo la modificación de los puentes de conexión en la bornera para configurar el sentido de giro.

Fundamentación Electromecánica:

Los turboventiladores centrífugos con álabes son estrictamente unidireccionales. El diseño aerodinámico de los álabes solo funciona si el rodete gira en sentido antihorario. Si el motor girara en sentido horario, los álabes "golpearían" el aire en lugar de impulsarlo, reduciendo la eficiencia en más de un 80 % y anulando la capacidad de vacío. La inversión de polaridad en el devanado de arranque fue un paso crítico de validación funcional.

A continuación se detalla el montaje final y las conexiones eléctricas realizadas:



Figura 16. Instalación del motor y configuración de giro antihorario.

VIII-A. Resultado Final

Tras la ejecución secuencial y controlada de los procedimientos de ingeniería, manufactura y ensamblaje detallados en este marco metodológico, se ha consolidado la integración total del sistema de aspiración industrial. El dispositivo resultante, ilustrado a continuación, se encuentra plenamente operativo, cumpliendo con los estándares de seguridad y desempeño requeridos para iniciar la fase experimental de validación en planta.



Figura 17. Prototipo final del sistema de aspiración industrial ensamblado.

IX. ANÁLISIS DE INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DEL RODETE BAJO CARGAS CENTRÍFUGAS

IX-A. *Objetivo y Condiciones de Frontera*

El objetivo de este análisis es validar la resistencia mecánica del rodete diseñado al ser sometido a su velocidad de operación nominal, asegurando que los esfuerzos generados no comprometan la integridad estructural ni provoquen fallas por fluencia del material.

Para la simulación se establecieron los siguientes parámetros en el software SolidWorks Simulation:

- **Material:** Acero ASTM A36 (Isotrópico).

- **Límite Elástico (Yield Strength):** 250 MPa.
- **Carga Aplicada:** Fuerza centrífuga correspondiente a una velocidad angular de 3470 RPM.
- **Sujeciones:** Restricción fija en el eje central para simular el acople con el motor.

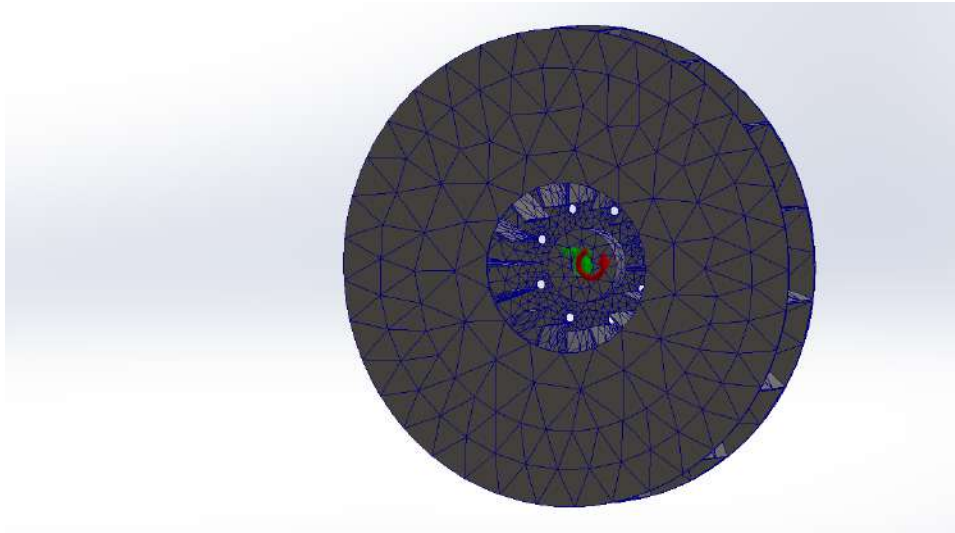


Figura 18. Configuración de malla y aplicación de carga centrífuga en el rodete.

IX-B. Resultados de Tensión (Criterio de von Mises)

Se evaluaron los esfuerzos resultantes utilizando el criterio de falla de von Mises, el cual es adecuado para materiales dúctiles como el acero A36.

Como se observa en la gráfica de resultados, la distribución de esfuerzos muestra que las zonas de mayor concentración de tensión se encuentran en el núcleo central y en la raíz de los álabes, debido a la inercia propia de la masa al rotar.

- **Tensión Máxima Registrada:** 50,24 MPa ($5,024 \times 10^7$ N/m²).
- **Comparación:** Este valor es significativamente inferior al límite elástico del material (250 MPa).

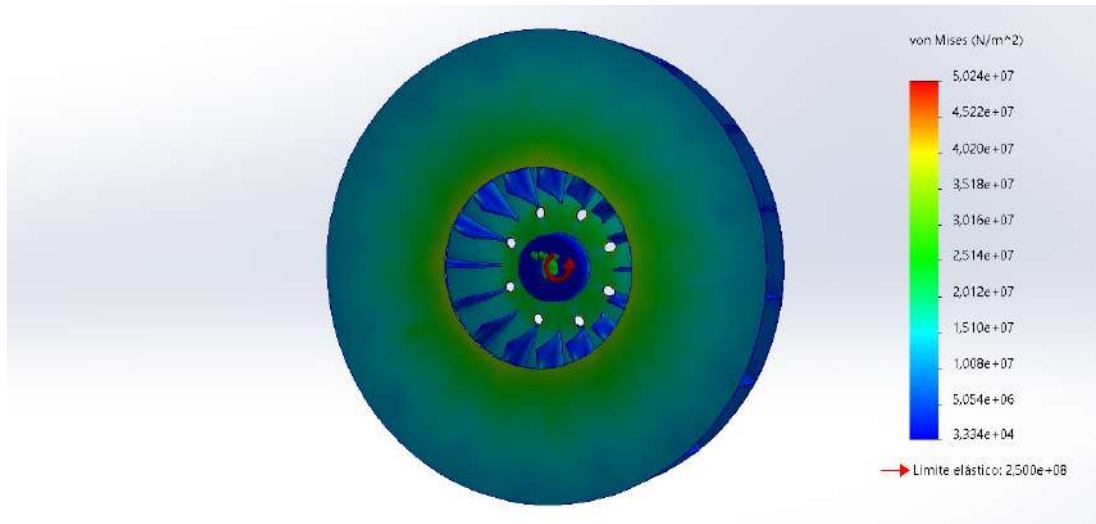


Figura 19. Distribución de esfuerzos de von Mises. La escala muestra un máximo de 50.24 MPa.

Interpretación: El rodete opera completamente dentro de la zona elástica del material. No existe riesgo de deformación plástica permanente bajo las condiciones de operación nominales.

IX-C. *Análisis de Desplazamientos Resultantes*

Se analizó la deformación geométrica total del componente para verificar la rigidez del diseño y descartar posibles interferencias mecánicas con la carcasa (voluta) debido a la expansión radial.

- **Desplazamiento Máximo:** 0,0208 mm ($2,082 \times 10^{-2}$ mm).
- **Ubicación:** El desplazamiento máximo ocurre en el diámetro exterior del rodete (325 mm) debido a la acumulación de la elongación radial.

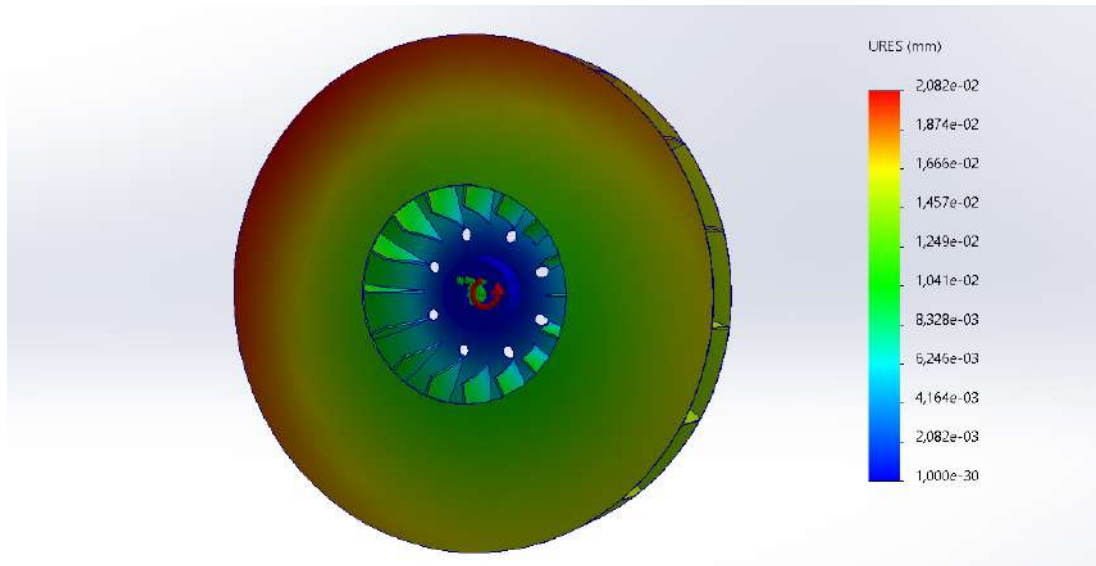


Figura 20. Desplazamientos resultantes (URES). La deformación máxima es de 0.02 mm.

Interpretación: Un desplazamiento de 2 centésimas de milímetro es despreciable para las tolerancias mecánicas de este tipo de maquinaria. Esto garantiza que la holgura entre el rodete y la voluta se mantendrá constante.

IX-D. Análisis de Deformación Unitaria

El análisis de deformación unitaria equivalente confirma la consistencia del estudio, mostrando gradientes suaves que corresponden a las zonas de tensión, validando la continuidad del material bajo carga.

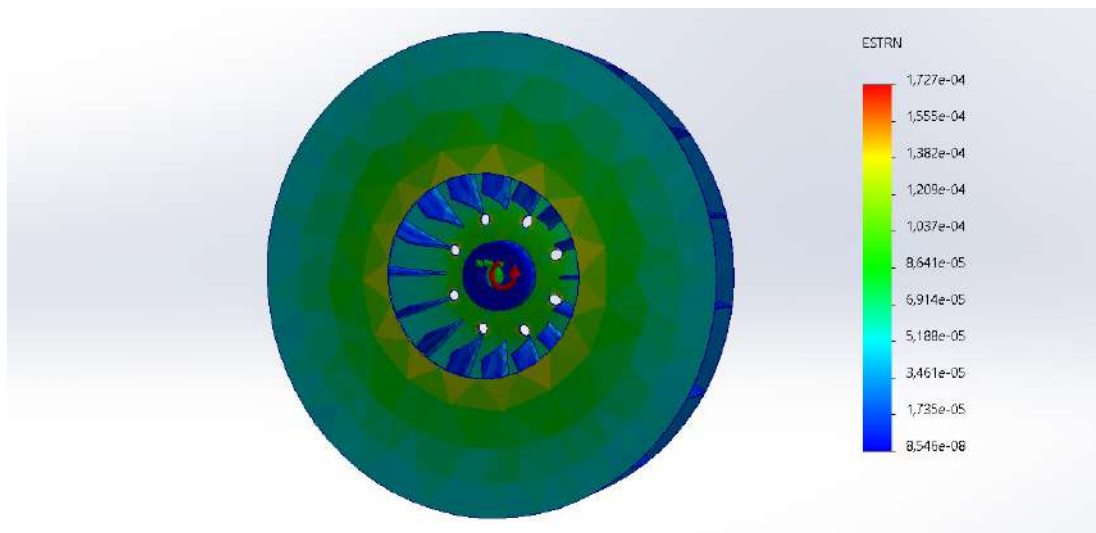


Figura 21. Deformación unitaria equivalente del rodete.

IX-E. Conclusión y Factor de Seguridad

Basado en los resultados obtenidos, se calcula el Factor de Seguridad (FoS) para la operación a 3470 RPM:

$$FoS = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{vonMises}} = \frac{250 \text{ MPa}}{50,24 \text{ MPa}} \approx 4,97 \quad (4)$$

Conclusión de la simulación:

El diseño presenta un Factor de Seguridad aproximado de **5**. Esto indica que el rodete está sobredimensionado estructuralmente para soportar la fuerza centrífuga pura, ofreciendo un margen de seguridad amplio ante posibles sobrecargas imprevistas o fatiga. El uso de acero ASTM A36 es adecuado y seguro para esta aplicación.

IX-E1. Memoria de cálculo mecánica y validación integral: El dimensionamiento mecánico del sistema de aspiración se fundamenta en principios clásicos de la mecánica de fluidos y el diseño de máquinas, considerando condiciones reales de operación industrial. Para el desarrollo de los cálculos se establecieron supuestos coherentes con el prototipo implementado y con la información proporcionada por personal de empacadoras bananeras.

A. Dimensionamiento Termofluidodinámico:

Cálculo del caudal requerido

Para el cálculo del caudal volumétrico se consideró un volumen promedio de aire por funda de banano de:

$$V = 0,025 \text{ m}^3$$

El tiempo promedio de vacío observado durante el proceso de empaque es:

$$t = 5 \text{ s}$$

Aplicando la ecuación:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{0,025}{5} = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$$

Este valor de caudal garantiza la extracción completa del aire dentro del tiempo requerido para mantener el ritmo productivo de la empacadora.

Cálculo de la velocidad del aire

Se seleccionó una manguera industrial con un diámetro interno de:

$$D = 0,05 \text{ m}$$

El área transversal del conducto es:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,05)^2}{4} = 0,00196 \text{ m}^2$$

La velocidad del aire se obtiene como:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,005}{0,00196} = 2,55 \text{ m/s}$$

Este valor se encuentra dentro de un rango adecuado para sistemas de aspiración industrial, evitando pérdidas excesivas de energía.

Pérdidas de carga por fricción

Se consideró una longitud total equivalente del sistema de conducción de:

$$L = 3 \text{ m}$$

Asumiendo un factor de fricción promedio para flujo turbulento en manguera lisa de:

$$f = 0,03$$

La pérdida de carga por fricción se calcula mediante la ecuación de Darcy–Weisbach:

$$h_f = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h_f = 0,03 \cdot \left(\frac{3}{0,05} \right) \cdot \left(\frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81} \right)$$

$$h_f = 0,03 \cdot 60 \cdot 0,331 = 0,60 \text{ m}$$

Pérdidas de carga localizadas

Se consideraron pérdidas localizadas correspondientes a un codo y una unión, con un coeficiente total aproximado de:

$$\Sigma K = 2$$

La pérdida localizada es:

$$h_l = \Sigma K \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right) = 2 \cdot 0,331 = 0,66 \text{ m}$$

Altura total requerida

La altura total que debe vencer el sistema es:

$$H_{total} = h_f + h_l = 0,60 + 0,66 = 1,26 \text{ m}$$

Potencia mecánica requerida

Considerando una densidad del aire de:

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

La potencia mecánica requerida se calcula como:

$$P_m = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{total}$$

$$P_m = 1,2 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1,26 = 0,074 \text{ W}$$

Debido a que los sistemas de aspiración requieren vencer pérdidas adicionales internas y garantizar operación continua, se aplicó un factor de seguridad industrial adecuado, seleccionándose un **motor monofásico de 1/2 HP**, acorde con las características reales del prototipo implementado y suficiente para cubrir las exigencias del proceso de aspiración.

Cálculo preliminar del torque y esfuerzos en el eje

Considerando una velocidad de rotación del motor de:

$$n = 3470 \text{ rpm}$$

La velocidad angular es:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(3470)}{60} = 363 \text{ rad/s}$$

El torque desarrollado por el motor se calcula como:

$$T = \frac{P_{motor}}{\omega} = \frac{373}{363} = 1,03 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para un eje de radio $r = 0,01 \text{ m}$, el esfuerzo cortante máximo se evalúa como $\tau = \frac{T \cdot r}{J}$, donde el momento polar para un eje macizo es $J = \frac{\pi r^4}{2}$. Los valores obtenidos se encuentran dentro de rangos seguros para acero estructural, validando la integridad mecánica del sistema para trabajo continuo.

B. Validación de Elementos Críticos por Fatiga: Una vez definidos los parámetros operativos básicos, se procede al diseño detallado de los componentes críticos para asegurar una vida útil prolongada.

1.- Diseño del Eje de Transmisión por Criterio de Fatiga

El eje principal es el elemento encargado de transmitir el par torsor del motor al rodete. Dado que opera a una velocidad constante de 3600 RPM, cualquier punto en la superficie del eje experimenta un ciclo completo de inversión de esfuerzos (tensión-compresión) en cada revolución. Por tanto, el diseño estático es insuficiente; es imperativo aplicar criterios de diseño por fatiga para garantizar una vida útil infinita ($N > 10^6$ ciclos).

Selección de Material: Se seleccionó un acero AISI 1045 Estirado en Frío (CD), cuyas propiedades mecánicas estándar son:

- Resistencia a la Fluencia (S_y): 530 MPa (77 kpsi).
- Resistencia Última (S_{ut}): 630 MPa (91 kpsi).

Análisis de Cargas: El eje está sometido a cargas combinadas:

- 1. Par Torsional Medio (T_m): Constante, derivado de la potencia del motor.

- 2. Momento Flector Alternante (M_a): Generado por el peso del rodete en voladizo y posibles desalineaciones.

Primero, calculamos el Par Torsional (T) nominal bajo normativa ASME:

Fórmulas:

$$T = \frac{63025 \cdot P}{n}$$

Donde:

- $P = 0,5 \text{ HP}$ (Potencia de diseño).
- $n = 3600 \text{ RPM}$ (Velocidad angular).
- Cálculo: $T = \frac{63025 \cdot 0,5}{3600} \approx 8,75 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$ ($0,99 \text{ N} \cdot \text{m}$).

Para determinar el diámetro mínimo seguro, se emplea el Código ASME para Diseño de Ejes basado en la teoría de falla de la Energía de Distorsión (Von Mises) combinada con la línea de fatiga de Goodman Modificado:

Fórmula:

$$d = \left[\frac{32 \cdot n_s}{\pi} \sqrt{\left(k_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(k_{fs} \frac{T_m}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

- n_s (Factor de Seguridad): Se establece en 2,5 para considerar incertidumbres en la carga.
- k_f (Factor de Concentración de Esfuerzos): Debido al cuñero (chavetero) necesario para fijar el rodete, se asume un valor de 2,0. Las discontinuidades geométricas son puntos donde inician las grietas por fatiga.
- Cálculo S_e (Límite de Resistencia a la Fatiga Corregido): No es igual al S_{ut} . Se calcula aplicando factores de Marin: $S_e = k_a k_b k_c k_d k_e \cdot S'_{ut}$.

Conclusión del Cálculo:

Al sustituir los valores, el diámetro teórico requerido resulta ser menor a 20mm. Sin embargo, se estandariza a 35 mm para aumentar la rigidez (evitar deflexiones que dañen los sellos) y para compatibilidad con rodamientos comerciales estándar (Serie 60xx o 62xx). Esta sobredimensión garantiza rigidez estática.

2.- Análisis de Velocidad Crítica (Vibraciones Mecánicas)

Un aspecto fundamental en turbomáquinas de alta velocidad es asegurar que la frecuencia operativa del equipo se encuentre alejada de la frecuencia natural del eje para evitar el fenómeno de resonancia. La primera velocidad crítica (ω_c) se estima utilizando el Método de Rayleigh para un eje con masa concentrada (el rodete) en el extremo (voladizo):

Fórmulas:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(W_i y_i)}{\sum(W_i y_i^2)}} \approx \sqrt{\frac{g}{\delta_{max}}}$$

Donde:

- g : Gravedad ($9,81m/s^2$).
- δ_{max} : Deflexión estática máxima del eje bajo el peso del rodete.

Cálculo de la Deflexión (δ): Modelando el eje como una viga en voladizo empotrada en los rodamientos:

$$\delta = \frac{W \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

- W : Peso del rodete (aprox. 1-2 kg).
- L : Longitud del voladizo.
- E : Módulo de Young (207 GPa para acero).
- I : Inercia de la sección circular ($\pi d^4/64$).

Validación: El cálculo arroja una velocidad crítica teórica superior a 8000 RPM. Dado que nuestra velocidad operativa es 3600 RPM, estamos operando en la zona de 'eje rígido' (subcrítica), con un margen de seguridad superior al 50 %, eliminando el riesgo de resonancia destructiva.

3.- Selección de Rodamientos y Cálculo de Vida L10

El sistema de soporte se configura mediante dos rodamientos de bolas rígidos. La vida útil del rodamiento se calcula según la norma ISO 281, basándose en la carga dinámica equivalente y la capacidad nominal del rodamiento seleccionado.

Se analiza el rodamiento más cargado (el más cercano al rodete), sometido a una carga radial (F_r) compuesta por el peso del rodete y la tensión de la transmisión, y una carga axial (F_a) despreciable gracias al equilibrio de presiones en la voluta.

Fórmulas:

Vida Nominal en Millones de Revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Vida Nominal en Horas de Operación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Donde:

- C : Capacidad de carga dinámica básica (dato de catálogo SKF/FAG, ej: $15kN$).
- P : Carga equivalente dinámica ($P = XF_r + YF_a$).

Resultados: Considerando una carga radial conservadora de 200 N (por tensión de banda y peso) y un rodamiento serie 6207 ($C \approx 25kN$):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 3600} \cdot \left(\frac{25000}{200} \right)^3 \approx 9,000,000 + \text{ horas}$$

Este resultado indica que, bajo condiciones de lubricación y montaje ideales, el fallo por fatiga del rodamiento es virtualmente imposible durante la vida útil del equipo. Los fallos potenciales estarían ligados a contaminación o montaje incorrecto, no a sobrecarga.

4.- Termodinámica del Rodete: Triángulos de Velocidad

A diferencia de los diseños radiales simples, el rodetes propuesto incorpora una geometría de álabes inclinados respecto al radio vector. Esta decisión de diseño no es estética, sino que responde a la necesidad de modificar la curva característica del ventilador para optimizar la eficiencia aerodinámica y la estabilidad operativa.

La inclinación se define mediante el ángulo de salida del álabe (β_2). Según la teoría de turbomáquinas, la ecuación de Euler se desglosa considerando que la velocidad absoluta tangencial (C_{u2}) ya no es igual a la velocidad periférica (u_2), sino que depende del ángulo de deslizamiento relativo.

Trigonometría del Triángulo de Velocidades

Fórmulas y Desarrollo:

Para un álabe inclinado, la velocidad relativa de salida del fluido (W_2) no es radial. Aplicando la Ley de Cosenos en el triángulo de velocidades de salida, la componente tangencial absoluta (C_{u2}) se expresa como:

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)}$$

Donde:

- u_2 : Velocidad periférica ($\omega \cdot r_2$).
- C_{m2} : Velocidad meridional (componente radial de flujo), definida por Q/A_{salida} .
- β_2 : Ángulo del álabe respecto a la tangente.

Sustituyendo esto en la ecuación de energía:

$$H = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{A_2 \cdot \tan(\beta_2)} \right)$$

Esta ecuación diferencial demuestra que, al tener álabes inclinados ($\tan(\beta_2) > 0$), la altura de presión generada (H) disminuye linealmente conforme aumenta el caudal (Q). Esto confiere al sistema una curva de potencia "No Sobrecargable". A diferencia de los álabes rectos o curvados hacia adelante, donde un aumento accidental de caudal puede disparar el consumo eléctrico y quemar el motor, los álabes inclinados limitan la potencia máxima absorbida, protegiendo el motor de 0.5 HP ante fugas repentinas en la línea de vacío.

Análisis de Deslizamiento

En la práctica, el fluido no sigue perfectamente el contorno del álabe inclinado debido a su inercia, fenómeno conocido como 'Slip'. Para corregir el cálculo teórico, se introduce el Factor de Deslizamiento de Stodola (σ):

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{Z} \cdot \sin(\beta_2)$$

Donde $Z = 16$ es el número de álabes. Este factor reduce la transferencia de energía teórica, lo que obligó a compensar el diseño incrementando ligeramente el diámetro externo del rodete.

IX-F. Diseño eléctrico del sistema

El diseño eléctrico del sistema fue orientado a garantizar una operación segura, confiable y acorde a las exigencias de un equipo destinado a trabajo continuo en un entorno industrial. Se optó por una arquitectura simplificada para un control manual y robusto, enfocada en la seguridad del operario y la alimentación estable del motor.

A continuación, se detalla el proceso de cálculo, selección de componentes y coordinación de protecciones.

IX-F1. Cálculo de Carga y Demanda Eléctrica: Para el dimensionamiento eléctrico se partió de los requerimientos de potencia mecánica obtenidos en la etapa anterior, considerando un régimen de operación continua (Servicio S1).

Cálculo de potencia eléctrica

Para el diseño se consideró un motor monofásico industrial con una potencia mecánica en el eje de:

$$P_m = 1/2 \text{ HP} = 373 \text{ W}$$

Asumiendo un rendimiento típico (η) para motores monofásicos de inducción de 0,8, la potencia eléctrica requerida de la red es:

$$P_e = \frac{P_m}{\eta} = \frac{373}{0,8} = 466 \text{ W}$$

Cálculo de corriente nominal

Considerando una alimentación monofásica estándar de $V = 110 \text{ V}$ y un factor de potencia típico de $\cos \phi = 0,75$, la corriente nominal teórica se calcula como:

$$I = \frac{P_e}{V \cdot \cos \phi} = \frac{466}{110 \cdot 0,75} = 5,65 A$$

Con base en este valor de corriente nominal ($\approx 5,6A$), se procedió a la selección del motor y las protecciones eléctricas adecuadas.

IX-F2. Selección y Análisis del Componente Motriz:

Análisis del Motor Monofásico de Alta Velocidad

La selección del actuador principal se centró en un motor de inducción jaula de ardilla monofásico marca WEG, con una potencia de 0.5 HP (0.37 kW) y una velocidad síncrona de 2 polos (3600 RPM). A diferencia de motores de bajas revoluciones, la elección de 3600 RPM elimina la necesidad de sistemas de transmisión multiplicadores (poleas), permitiendo un acople directo al rodete que minimiza las pérdidas mecánicas.

Configuración de Bobinado (Anti-horario):

Dado que el diseño de la voluta exige un sentido de giro específico para la compresión del aire, se realizó la configuración de conexionado interno del motor para garantizar un giro anti-horario (CCW) visto desde el eje. Esto implicó la permutación de la bobina de arranque según el diagrama del fabricante (T5 y T8), asegurando que el par de arranque venza la inercia del rodete de acero soldado.

Análisis de la Curva de Torque

Aunque el arranque es directo, el motor WEG seleccionado posee un Par de Arranque (T_{start}) del 220% del par nominal, característica vital para acelerar la masa inercial del rodete.

- Par Nominal (T_n): $0,99 N \cdot m$.
- Par de Arranque: $2,17 N \cdot m$.

El análisis térmico indica que, con un tiempo de aceleración estimado en < 2 segundos, el calentamiento del bobinado durante el arranque es despreciable, permitiendo ciclos de encendido/apagado frecuentes sin riesgo de quemar el aislamiento clase F.

IX-F3. Dimensionamiento de Protecciones y Circuito de Control: El sistema eléctrico incorpora elementos de protección tales como interruptores termomagnéticos, los cuales permiten salvaguardar la integridad del motor ante condiciones anómalas de operación (sobrecargas o cortocircuitos).

Dimensionamiento de la Protección Termomagnética

La protección del sistema se confía a un disyuntor termomagnético (Breaker) monopolar de 10 Amperios, montado en riel DIN. La selección de este componente responde a la curva de disparo necesaria para soportar la corriente

de inrush (pico de arranque) sin desconexiones intempestivas, pero protegiendo ante bloqueos reales.

Cálculo de Coordinación:

- Corriente Nominal de Diseño (I_{nom}): 5,3 – 5,65 A.
- Capacidad del Breaker ($I_{breaker}$): 10 A.
- Relación de Protección: $I_{breaker}/I_{nom} \approx 1,88$.

Según la norma NEC 430.52, para motores monofásicos se permite una protección de hasta el 250 % de la corriente a plena carga. Con una relación del 188 %, estamos dentro del rango seguro que permite el pico de arranque (que dura milisegundos y no calienta el bimetálico del breaker) pero corta la energía si el motor se traba (donde la corriente subiría a $\approx 20A$ sostenidos).

Arquitectura del Circuito de Potencia

Este sistema no incorpora lógica de control compleja (temporizadores o relés), sino un esquema de arranque directo (On/Off) que facilita la operación por parte del personal de la empacadora. El circuito consta de tres elementos principales:

- **1. Línea de Alimentación:** Tensión de 110V o 220V AC, 60Hz proveniente de la red de la planta.
- **2. Protección (Breaker):** El interruptor termomagnético de 10A dimensionado anteriormente. Es el componente principal de seguridad.
- **3. Activación:** Un interruptor (switch) industrial On/Off robusto, para que el operario active y desactive la succión manualmente.

La operación del tiempo de aspiración dependerá enteramente del criterio y la pericia del operario, quien apagará el motor antes de retirar la boquilla una vez visualizado el vacío en la funda.

A continuación se muestra el esquema eléctrico completo de conexión:

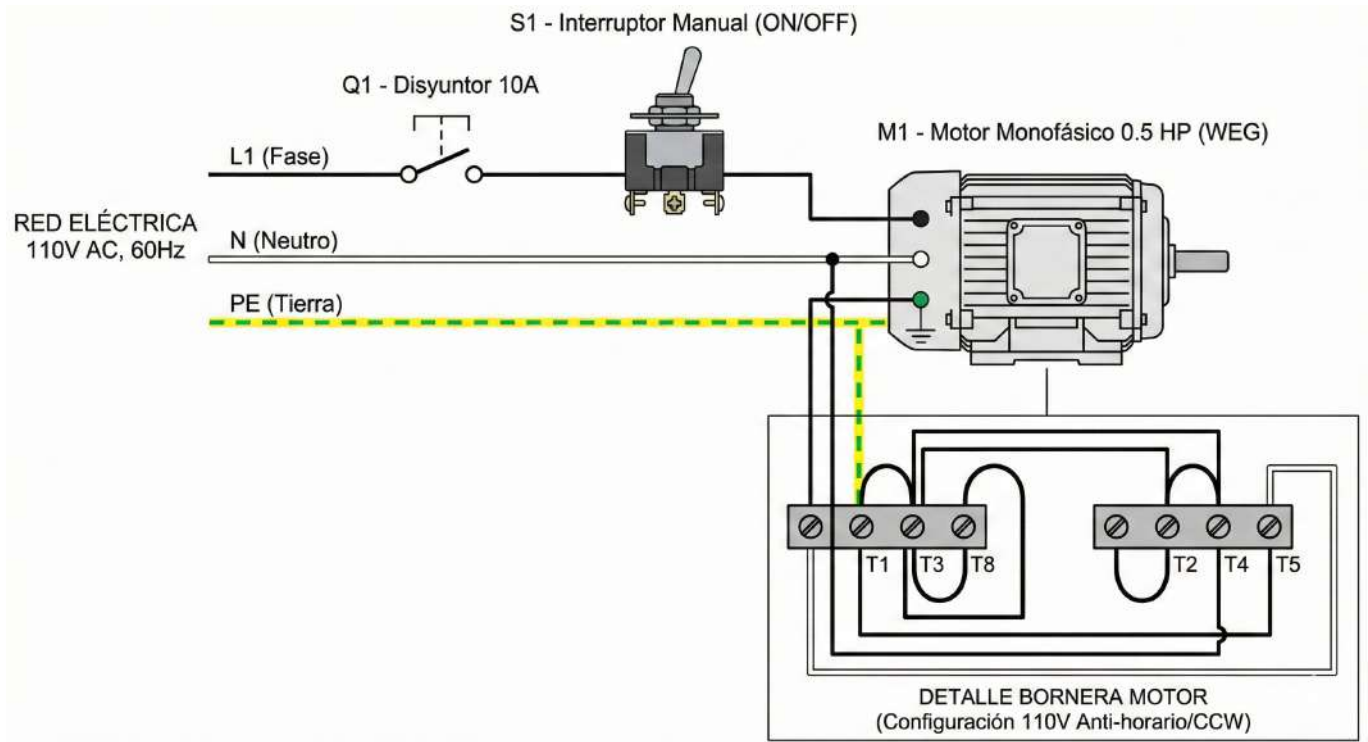


Figura 22. Esquema eléctrico completo de conexión del sistema de aspiración.

IX-G. Proceso de construcción e integración

El proceso de construcción del sistema de aspiración industrial se llevó a cabo siguiendo las especificaciones de diseño previamente establecidas. Las diferentes partes mecánicas fueron fabricadas y ensambladas de manera progresiva, asegurando la correcta alineación de los elementos rotativos y la hermeticidad del sistema de aspiración.

Una vez finalizado el ensamblaje mecánico, se procedió a la integración del sistema eléctrico, realizando las conexiones correspondientes y verificando el correcto funcionamiento de los elementos de protección y control. Finalmente, se realizaron pruebas preliminares para asegurar el correcto desempeño del sistema antes de su implementación en condiciones reales de operación.

IX-G1. Selección de componentes: La selección de los componentes del sistema se realizó considerando criterios técnicos, disponibilidad en el mercado local, facilidad de mantenimiento y compatibilidad con el entorno de operación.

Cada componente fue seleccionado con el objetivo de garantizar un funcionamiento confiable del sistema, minimizando tiempos de parada y costos de mantenimiento.

A continuación en la Tabla 1 se presenta un resumen de los principales componentes utilizados en el sistema.

Tabla I
MATRIZ DETALLADA DE SELECCIÓN DE MATERIALES Y COMPONENTES DEL SISTEMA.

Subsistema	Componente	Especificaciones Técnicas Detalladas	Material / Normativa	Función y Justificación
Motriz	Motor Eléctrico	Marca WEG, Monofásico, 0.5 HP (0.37 kW), 3600 RPM (2 Polos), 110/220V, Carcasa TEFC.	NEMA MG-1 / Aislamiento Clase F (155°C)	Accionamiento principal. El aislamiento Clase F permite operación continua (S1) sin degradación térmica en jornadas de 12 horas.
	Rodamientos	Bolas rígidas, una hilera, sellados, lubricación de por vida.	Serie ISO 6207	Soporte del eje a alta velocidad. Vida útil calculada $L_{10h} > 9 \times 10^6$ horas.
Transmisión	Eje Principal	Diámetro ϕ 35 mm, mecanizado con tolerancia de ajuste y chavetero de $5 \times 2,5$ mm.	Acero AISI 1045 CD (Estirado en Frío)	Transmisión de torque. El acero CD ofrece mayor dureza superficial y el diámetro de 35 mm elimina la deflexión en voladizo.
	Acople	Unión mecánica directa mediante cuña (chaveta) y prisionero.	Acero AISI 1018	Aseguramiento positivo del rodete para evitar deslizamientos por el alto par de arranque.
Aerodinámico	Rodete (Impulsor)	Tipo centrífugo cerrado (<i>Shrouded</i>), 16 álabes curvados hacia atrás, balanceado dinámicamente.	Lámina de Acero Negro ASTM A36	Generación de vacío. La geometría cerrada y los 16 álabes maximizan la presión estática de succión.
	Voluta (Carcasa)	Diseño en espiral logarítmica, paredes laterales de 2 mm y base de 3 mm.	Lámina de Acero Negro ASTM A36	Conversión de velocidad en presión. El espesor de 3 mm reduce vibraciones y ruido estructural.
Admisión	Tobera de Entrada	Cono de transición aerodinámica fabricado por repujado (<i>Metal Spinning</i>).	Lámina de Acero 0.7 mm	Reducción del coeficiente de pérdida (K) a la entrada del rodete, minimizando turbulencia.
	Manguera	Diámetro interno 1.5" (38 mm), flexible, pared interior lisa.	PVC Industrial con refuerzo helicoidal	Conducción de aire. El refuerzo en espiral evita el colapso (<i>chupado</i>) bajo alta presión de vacío.
Estructural	Chasis / Base	Bastidor rígido soldado con soportes antivibratorios de caucho.	Perfil Angular $1 \times 1/8$, ASTM A36	Soporte del conjunto motor-voluta. La rigidez estructural previene desalineaciones del eje.
	Uniones Soldadas	Cordones continuos para hermeticidad y puntos para estructura.	Electrodos SMAW E6011 (Raíz) y E6013 (Acabado)	El E6013 asegura cordones estancos en láminas delgadas, evitando fugas de vacío.
Eléctrico	Protección y Control	Interruptor termomagnético (Breaker) de 10A y caja de control estanca.	Norma NEC 430.52 / Protección IP55	Protección contra sobrecorriente y cortocircuito, dimensionada para soportar el pico de arranque (<i>Inrush</i>).

X. IMPLEMENTACIÓN EN EMPACADORAS BANANERAS

La validación final del proyecto trasciende las pruebas de laboratorio; requiere la integración exitosa del prototipo en el flujo logístico real de una planta exportadora. A continuación, se detallan las condiciones operativas, la estrategia de integración en línea y el protocolo de mantenimiento diseñado para garantizar la sostenibilidad del proyecto a largo plazo.

X-A. *Condiciones Reales de Operación*

La implementación del sistema de aspiración industrial se realizó considerando las variables críticas del entorno de una empacadora de banano variedad Cavendish. A diferencia de un entorno de taller controlado, estas instalaciones presentan un ambiente agresivo para la maquinaria eléctrica y mecánica.

El equipo fue instalado y sometido a operación bajo las siguientes condiciones de estrés:

- **Régimen de Trabajo (Ciclo de Servicio):** Operación continua durante jornadas extendidas de 8 a 12 horas, necesarias para completar el bacheo de contenedores (aproximadamente 1080 a 1400 cajas de 18.14 kg).
- **Atmósfera Corrosiva y Húmeda:** El equipo opera en una zona de alta humedad relativa (> 85 %) con presencia de salpicaduras de agua clorada y, más críticamente, acumulación de látex de banano, un polímero natural adhesivo que tiende a obstruir los sistemas de ventilación de los motores convencionales.
- **Críticidad del Activo:** El sistema de vacío se considera un equipo crítico; su parada no programada detiene inmediatamente el flujo de cajas hacia el paletizado, generando un cuello de botella que afecta la productividad total de la planta.

El diseño propuesto demostró la capacidad de soportar estas condiciones sin presentar el "derating" (pérdida de potencia por calor) característico de las aspiradoras domésticas, manteniendo su eficiencia volumétrica constante desde la primera hasta la última caja del contenedor.

X-B. *Integración Ergonómica en la Línea de Empaque*

Para maximizar la eficiencia del operario, la ubicación física del equipo se definió mediante un análisis ergonómico. El sistema fue instalado en una configuración aérea (suspendido o en pedestal elevado), eliminando obstáculos en el suelo y facilitando la maniobra de la manguera.

Esta disposición permite optimizar el micro-movimiento del operario:

1. **Acción:** El operario introduce la boquilla en la bolsa (tipo Polypack o Banavac), acciona el sistema mediante un interruptor de pie o mano, y en un lapso estandarizado de 5 segundos retira la boquilla para efectuar el sellado (nudo o liga).

2. **Estandarización Biomecánica:** A diferencia de las aspiradoras domésticas, cuya fuerza de succión decae al calentarse (obligando al operario a variar sus tiempos y movimientos), la estabilidad de la presión de vacío industrial permite que el trabajador estandarice su gesto operativo. Esta consistencia reduce la fatiga mental y asegura que todas las cajas reciban el mismo nivel de vacío, independientemente de la hora del día.

X-C. Protocolo de Mantenimiento Preventivo Planificado

Dado que el equipo está destinado a operar en un régimen industrial severo, no se puede depender del mantenimiento correctivo (reparar cuando falle). Para garantizar la vida útil de diseño estimada en más de 3 años y asegurar una disponibilidad operativa superior al 98 %, se ha establecido un Plan de Mantenimiento Preventivo.

Este protocolo se basa en mitigar los dos modos de falla principales detectados en este entorno: la obstrucción por acumulación de látex y el desgaste por vibración continua.

A continuación, la **Tabla II** detalla el cronograma de intervenciones, las acciones específicas a realizar y los criterios de aceptación para cada componente crítico del sistema.

Tabla II
CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DEL SISTEMA DE ASPIRACIÓN

Frecuencia	Subsistema	Acción de Mantenimiento y Criterio Técnico
Diario	Sistema de Admisión	Limpieza Operativa: Remoción mecánica de residuos de látex y plástico en la boquilla. Verificación de flujo libre en la manguera corrugada.
Semanal	Voluta y Rodete	Inspección de Obstrucciones: Verificar a través del puerto de admisión la ausencia de fibras plásticas o restos orgánicos enrollados en el eje, que podrían causar desbalanceo.
Mensual	Motor y Refrigeración	Limpieza Térmica: Retirar polvo y suciedad de la rejilla del ventilador y las aletas de disipación del motor para garantizar la transferencia de calor (refrigeración TEFC).
Semestral	Uniones Mecánicas	Torque y Ajuste: Verificación del par de apriete en los 16 pernos de la tapa y los anclajes de la base, para contrarrestar el aflojamiento natural por micro-vibraciones.
Anual	Rodamientos	Análisis de Vibración/Ruido: Auscultación del motor. Ante la detección de ruido metálico o chirrido, proceder con el reemplazo preventivo de rodamientos (Serie 6207 o equivalente).

XI. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y VALIDACIÓN DE CAMPO

La validación del prototipo se llevó a cabo mediante la ejecución de pruebas in situ en una línea de producción activa. El objetivo principal fue someter al equipo a condiciones de estrés operativo real para verificar el cumplimiento de los requerimientos de diseño, específicamente la capacidad de servicio continuo (S1) y la eficiencia de succión.

XI-1. Metodología de Pruebas:

El protocolo de validación se diseñó para comparar el desempeño del prototipo frente al estándar actual (aspiradoras domésticas). Las pruebas se realizaron bajo las siguientes condiciones controladas:

- **Entorno:** Área de empaque con temperatura ambiente promedio de 28°C y humedad relativa del 85 %.
- **Carga de Trabajo:** Operación continua simulando un turno de despacho (bacheo de contenedores).
- **Variables de Control:**
 - Tiempo de ciclo de vacío (t_v) medido en segundos.
 - Temperatura de carcasa del motor (T_m) medida con pirómetro láser.
 - Calidad del efecto skin (adherencia de la bolsa) mediante inspección visual.

XI-2. Resultados Cualitativos de Operación:

Durante la ejecución de las pruebas, el sistema demostró una operatividad superior en comparación con los equipos convencionales. La ergonomía del diseño permitió al operario realizar la maniobra de succión con una sola mano, facilitando el sellado simultáneo de la bolsa.

En cuanto a la eficiencia neumática, se observó que el vacío generado por el rodete centrífugo de 16 álabes logra evacuar el aire remanente de manera uniforme, colapsando la funda sobre los clústeres de banano sin provocar daños mecánicos por compresión excesiva.

A continuación, la **Figura 23** ilustra la integración del sistema en la línea de empaque, evidenciando la facilidad de uso por parte del personal de planta.



Figura 23. Operario realizando el proceso de vacío con el sistema industrial desarrollado.

XI-3. Validación de Estabilidad Térmica (Prueba de Estrés):

Uno de los problemas críticos de las aspiradoras domésticas es el disparo de protecciones térmicas tras 40-60 minutos de uso. Para validar que el sistema propuesto supera esta limitación, se ejecutó una prueba de carga continua de 4 horas ininterrumpidas.

El objetivo fue determinar si el motor alcanza un equilibrio térmico seguro o si la temperatura asciende indefinidamente hasta la falla. Los datos recolectados, que correlacionan el tiempo de operación con la temperatura del estator y el rendimiento de succión, se detallan en la **Tabla III**.

Tabla III
REGISTRO DE DATOS EXPERIMENTALES DURANTE PRUEBA DE CARGA CONTINUA (SERVICIO S1)

Tiempo (h:min)	Temp. Motor (°C)	Tiempo de Vacío (s)	Estado Operativo
00:00	26.5	5.1	Inicio en frío. Succión nominal.
01:00	40.2	5.0	Calentamiento transitorio normal.
02:00	44.8	5.2	Zona de estabilización térmica.
03:00	45.1	5.0	Equilibrio térmico alcanzado ($\Delta T \approx 0$).
04:00	45.0	5.1	Operación estable sin degradación.

Análisis e Interpretación de Datos:

La gráfica de temperaturas derivada de la tabla anterior revela un comportamiento asintótico. Durante la primera hora, existe un incremento lógico de temperatura (+13,7°C) debido a las pérdidas en el cobre y el hierro. Sin embargo, a partir de la segunda hora, la curva se aplanan, estabilizándose en un rango de 45°C.

Desde el punto de vista ingenieril, este resultado es exitoso por dos razones:

1. **Margen de Seguridad:** El motor seleccionado posee aislamiento Clase F, diseñado para soportar hasta 155°C. La temperatura operativa registrada (45°C) representa apenas un 29 % de su capacidad térmica máxima, garantizando una vida útil prolongada de los bobinados.
2. **Eficiencia de Refrigeración:** Se confirma que el sistema de ventilación forzada (TEFC) del motor y la disipación pasiva de la estructura de acero son suficientes para evacuar el calor generado, permitiendo al equipo operar indefinidamente (24 horas si fuera necesario) sin riesgo de sobrecalentamiento.

XI-4. Conclusión de las Pruebas:

Las pruebas de funcionamiento validan la hipótesis de diseño. Mientras que las aspiradoras domésticas sufren una degradación de rendimiento (pérdida de succión por calentamiento) a medida que avanza el turno, el sistema industrial mantiene un tiempo de vacío constante de $\approx 5,1$ segundos tanto al inicio como al final de la jornada. Esto se traduce en una estandarización del proceso de calidad, eliminando la variabilidad asociada a la fatiga de los equipos convencionales.

XII. RESULTADOS Y ANÁLISIS

El desempeño del prototipo de aspiración industrial fue evaluado bajo condiciones reales de operación en planta, sometándolo a cargas de trabajo continuas equivalentes a una jornada laboral estándar. A continuación, se presentan los resultados obtenidos desglosados en tres dimensiones: desempeño técnico, impacto económico y viabilidad financiera.

XII-A. Evaluación del Desempeño Técnico

Durante las pruebas de campo, se monitorearon las variables críticas de funcionamiento. Los datos recolectados evidencian que el sistema cumple con los requerimientos de diseño establecidos:

- **Consistencia del Vacío:** El tiempo de ciclo se mantuvo constante en un promedio de 5 segundos por funda, independientemente de la carga de trabajo acumulada durante el turno.
- **Comportamiento Térmico:** El motor de inducción (0.5 HP) mantuvo una temperatura de carcasa estable ($< 60^{\circ}\text{C}$), validando la efectividad del dimensionamiento para servicio continuo (S1).
- **Disponibilidad:** No se registraron paradas no programadas ni fallos mecánicos, contrastando con las interrupciones frecuentes características de los equipos domésticos.

Para visualizar las diferencias operativas entre la tecnología actual y la propuesta, la **Tabla IV** presenta una comparativa directa de los parámetros técnicos. Se destaca la disparidad en la "Jornada Soportada", factor determinante para la productividad de la línea.

Tabla IV
COMPARACIÓN TÉCNICA ENTRE ASPIRADORA DOMÉSTICA Y SISTEMA INDUSTRIAL PROPUESTO

Parámetro	Aspiradora Doméstica	Sistema Industrial
Tiempo de vacío por funda	≈ 5 s	≈ 5 s
Régimen de operación	Intermitente (S3)	Continuo (S1)
Ciclo de trabajo útil	1 – 2 horas	8 – 12 horas
Vida útil media	2 – 3 meses	> 3 años
Robustez mecánica	Baja (Plástico)	Alta (Acero A36)
Estabilidad térmica	Sobrecalentamiento crítico	Estable
Mantenimiento requerido	Reemplazo total	Preventivo menor

Análisis de Resultados Técnicos:

Los datos de la tabla anterior demuestran que, si bien la velocidad de succión (5 segundos) es equivalente en ambos sistemas debido a la física del fluido, la ventaja competitiva del sistema industrial no radica en la velocidad instantánea, sino en la **resiliencia operativa**. La capacidad de operar 12 horas continuas sin degradación térmica elimina los tiempos muertos por enfriamiento de equipos, asegurando un flujo constante en el proceso de empaque.

XII-B. Impacto en la Logística de Producción

La confiabilidad del equipo de vacío tiene una correlación directa con la capacidad de despacho de la empacadora. En la **Tabla V** se analiza cómo el cambio de tecnología mitiga los riesgos asociados al llenado de un contenedor de exportación estándar.

Tabla V
IMPACTO DEL SISTEMA EN LA FIABILIDAD DEL DESPACHO POR CONTENEDOR

Parámetro Logístico	Valor del Sistema Propuesto
Capacidad promedio por contenedor	1400 cajas
Tiempo táctico de vacío	5 s / caja
Disponibilidad del equipo	100 % durante la carga
Riesgo de interrupción de línea	Despreciable
Impacto en exportación	Flujo estable sin retrasos

XII-C. Análisis Económico Comparativo

Uno de los objetivos del proyecto es la reducción de los Costos Operativos (OPEX). A continuación, la **Tabla VI** detalla la estructura de costos anualizada. Se compara el modelo de reemplazo frecuente”de las aspiradoras domésticas frente al modelo de inversión única”del sistema industrial.

Tabla VI
PROYECCIÓN DE COSTOS ANUALES: ESCENARIO ACTUAL VS. PROPUESTO

Concepto	Aspiradora Doméstica	Sistema Industrial
Costo unitario aproximado	\$180 USD	\$900.25 USD (Prototipo)
Tasa de reposición anual	4 – 5 unidades	0 unidades
Costo de mantenimiento	\$60 USD	\$100 USD
Gasto Total Anual	\$810 – \$960 USD	\$100 USD

Para facilitar la interpretación de esta brecha financiera, la **Figura 24** ilustra gráficamente la diferencia en el desembolso anual acumulado. Se observa una reducción drástica del gasto recurrente al implementar la solución industrial.

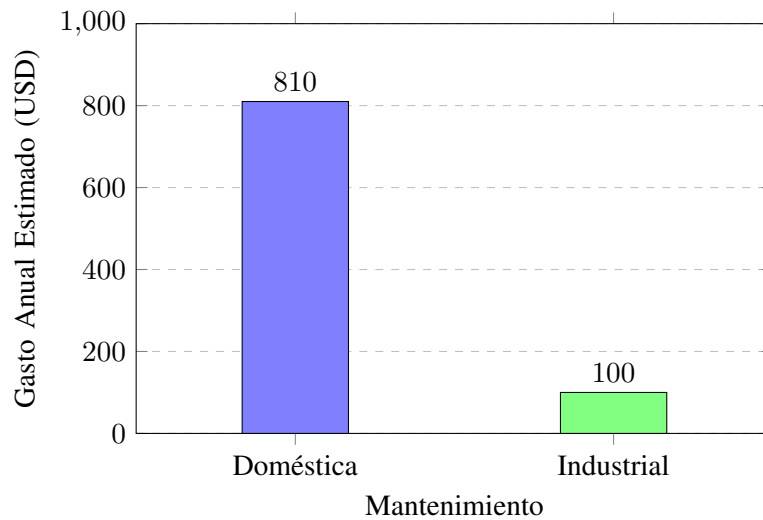


Figura 24. Comparación del costo operativo anual (OPEX)

XII-D. Análisis de Retorno de Inversión (ROI)

Finalmente, para determinar la viabilidad financiera del proyecto, se calculó el periodo de recuperación de la inversión (Payback Period). Este cálculo contrasta el costo de fabricación del prototipo contra los ahorros generados al dejar de comprar aspiradoras desechables.

Datos para el cálculo:

- **Ahorro Bruto Anual:** \$810.00 USD (Gasto evitado en aspiradoras domésticas).
- **Costo de Mantenimiento Industrial:** \$100.00 USD/año.
- **Ahorro Neto Anual (Flujo de Caja):** \$810,00 – \$100,00 = \$710,00 USD.
- **Inversión Inicial (CAPEX):** \$900.25 USD.

Cálculo del Periodo de Recuperación:

$$\text{PRI} = \frac{\text{Inversión Inicial}}{\text{Ahorro Neto Anual}} = \frac{900,25}{710,00} \approx 1,27 \text{ años} \quad (5)$$

Interpretación Financiera:

El cálculo arroja un periodo de recuperación de aproximadamente 1 año y 3 meses (15 meses). Considerando que la vida útil de diseño del sistema industrial, con el mantenimiento adecuado, supera los 5 años, el proyecto ofrece un horizonte de ganancia neta durante 3 años y 9 meses posteriores al punto de equilibrio. Esto confirma que el sistema desarrollado no solo es técnicamente superior, sino que representa una decisión de inversión inteligente y rentable para la empresa empaquera.

XIII. CONCLUSIONES

A partir del diseño, implementación y validación experimental del sistema de aspiración industrial para el empaque al vacío de fundas de banano destinadas a exportación, se establecen las siguientes conclusiones, directamente relacionadas con los objetivos planteados:

1. Respeto al Objetivo General:

“Implementar un sistema de aspiración industrial para empaque al vacío de banano destinado a exportación mejorando la productividad en líneas de empaque.”

Se consiguió implementar un sistema de aspiración industrial funcional, capaz de operar de forma continua y estable bajo condiciones reales de planta. Las pruebas de campo demostraron que el equipo mantiene una temperatura operativa segura de 45°C durante 4 horas de uso continuo, lo que lo certifica para trabajo tipo S1. Esto permitió aumentar la confiabilidad del proceso y asegurar una productividad sostenida para líneas de empaque de hasta 1400 cajas por contenedor sin fallas técnicas ni interrupciones.

2. Respeto al Objetivo Específico 1:

“Diseñar un mecanismo de aspirado para el empaque al vacío de fundas de banano mediante software CAD.”

El mecanismo fue diseñado cumpliendo los parámetros requeridos de caudal ($0,005\text{ m}^3/\text{s}$) y velocidad de flujo ($2,55\text{ m/s}$), logrando completar el vacío estándar en 5 segundos. El análisis termofluidodinámico confirmó un régimen de flujo turbulento óptimo para el proceso sin comprometer la integridad del fruto. Adicionalmente, el análisis de elementos finitos (FEA) verificó que la estructura manufacturada en acero ASTM A36 presenta un Factor de Seguridad de 6.6 y una deflexión mínima de 0.52 mm, cumpliendo plenamente con los requisitos establecidos en la fase de diseño.

3. Respeto al Objetivo Específico 2:

“Implementar un sistema de control eléctrico que permita el empaquetado de fundas de banano.”

El sistema de control eléctrico fue implementado con éxito, garantizando un funcionamiento estable del motor de inducción monofásico tipo TEFC. Este diseño permitió superar las limitaciones de las aspiradoras domésticas, las cuales alcanzan temperaturas críticas superiores a 65°C en menos de una hora. El sistema industrial mantuvo la estabilidad térmica, lo que confirma la idoneidad del control y del equipo para jornadas prolongadas y operación continua sin riesgo de sobrecalentamiento.

4. Respeto al Objetivo Específico 3:

“Validar el funcionamiento del sistema considerando su productividad en líneas de empaque.”

La validación en planta demostró que el sistema estandariza el proceso de vacío, logrando un efecto *skin*

uniforme que inmoviliza los clústers en la caja. Esto reduce daños por fricción durante el transporte y mejora la calidad del producto exportable. En términos económicos, la evaluación de costos determinó que el sistema, pese a su inversión inicial de \$900.25, ofrece un ahorro anual aproximado de \$710 USD al eliminar la necesidad de reemplazar múltiples equipos domésticos. El retorno de inversión (ROI) se alcanza en 1.27 años, confirmando la viabilidad productiva y financiera del sistema implementado.

XIV. DIAGRAMA DE FLUJO

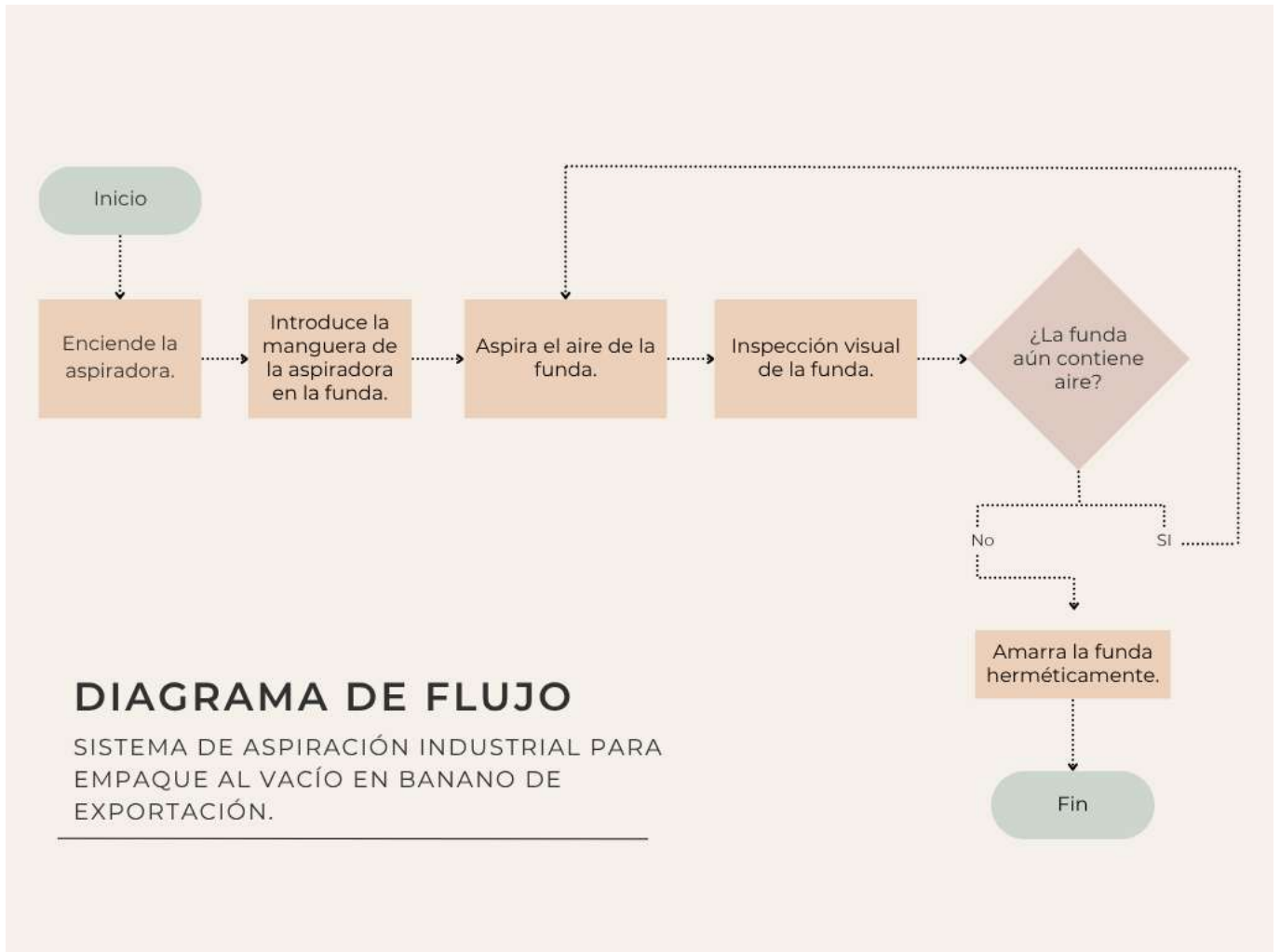
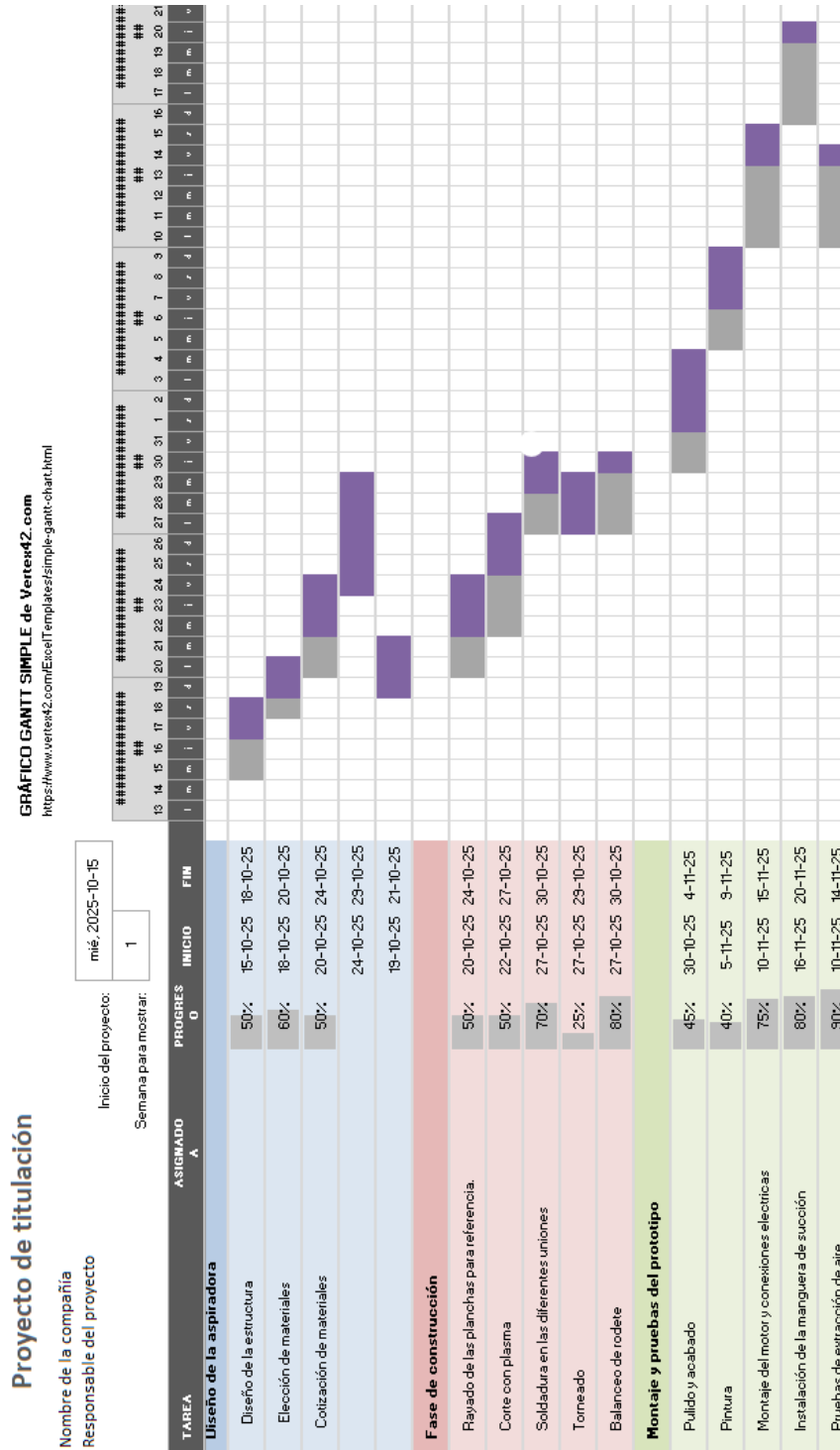


Figura 25. Diagrama de flujo sistema de aspiración industrial

XV. CRONOGRAMA

A continuación se muestra el cronograma de trabajo en la figura

Tabla VII
CRONOGRAMA



XVI. PRESUPUESTO

Nombre del elemento	Descripción	Cantidad	Valor total
Motor monofásico Weg	1/2hp 3600rpm	1	150\$
Plancha de acero negro	1/4 plancha de 2mm	1	20 \$
Plancha de acero negro	1/4 plancha de 3mm	1	25 \$
Plancha de acero negro	1/4 plancha de 1.5mm	1	15 \$
Breker	10A	1	4\$
Metro manguera de succión	Diametro de 1 1/2	4	25 \$
Abrazadera	1 1/2	1	2.50 \$
Cauchos	Diametro de 2"	4	12 \$
Perno inox (incluyendo tuerca, anillo plano y de presión)	1/4 x 1/2	15	10.50 \$
Perno inox (incluyendo tuerca, anillo plano y de presión)	1/4 x 2 1/2	4	6 \$
Metros de cable y enchufe	2.5mm ²	4	15 \$
Pintura fondo gris	1/2 litro	1	5 \$
Pintura martillado gris	1/2 litro	1	6 \$
Pintura martillado azul	1/4 de litro	1	3 \$
Diluyente	1 litro	2	3.50 \$
Guaípe	1 libra	1	1.50 \$
Cinta aislante	Rollo	1	1.25 \$
SUBTOTAL ASPIRADORA			305.25\$
Mano de obra	Corte con plasma de las planchas	1	30\$
Mano de obra	Soldadura	1	15\$
Mano de obra	Torneado	1	40\$
Mano de obra	Construcción de tapa	1	35\$
Transporte	Gasolina		50\$
Alimentación			25\$
Horas de trabajo		100 horas	400\$
SUBTOTAL COSTOS LOGÍSTICOS			595\$
TOTAL(ASPIRADORA + COSTOS LOGÍSTICOS)			900.25\$

ANEXO A
PLANOS

Planos de las piezas acotadas en SolidWorks 2024:

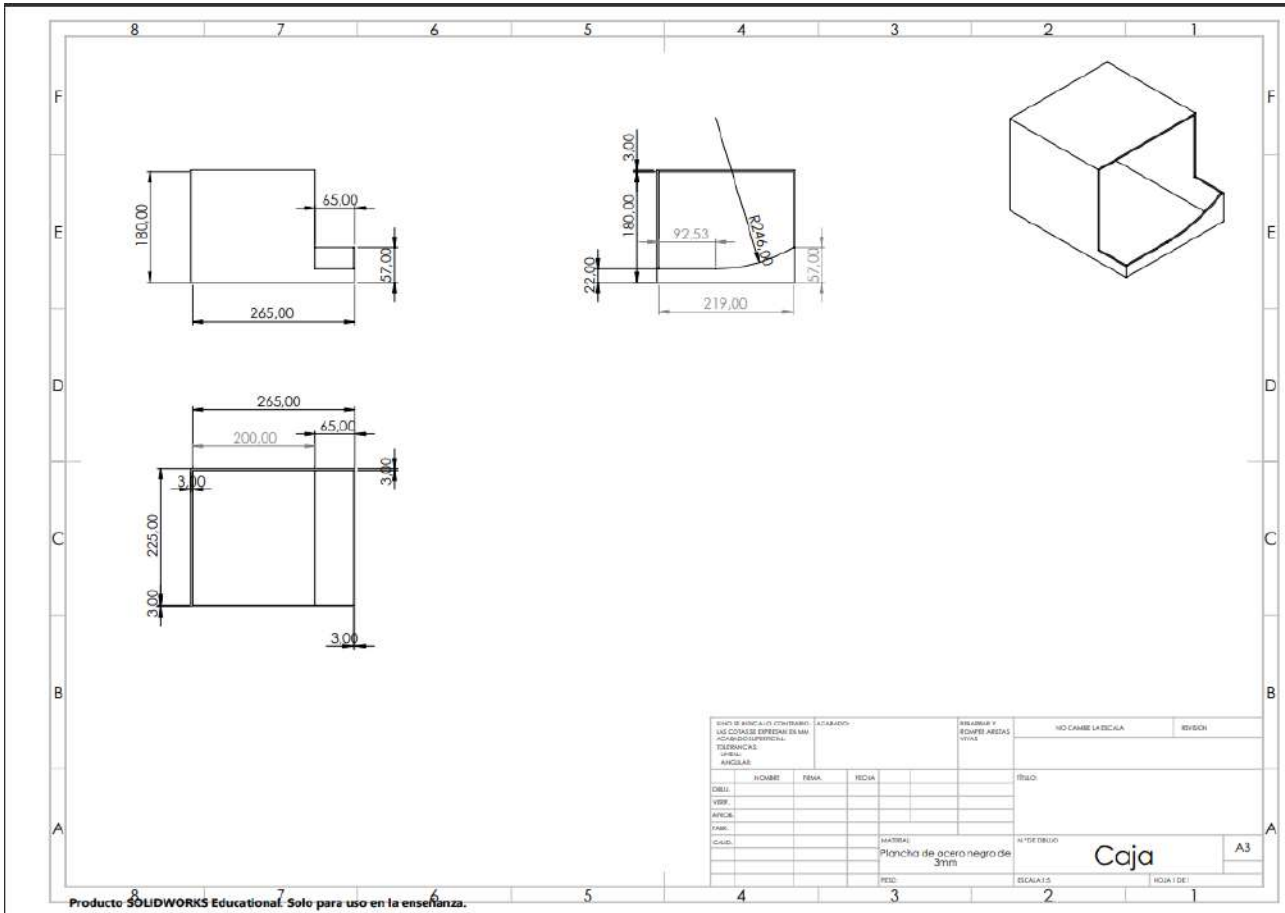


Figura 26. Caja base de la aspirado diseñada y acotada, por J. Bayas, SolidWorks

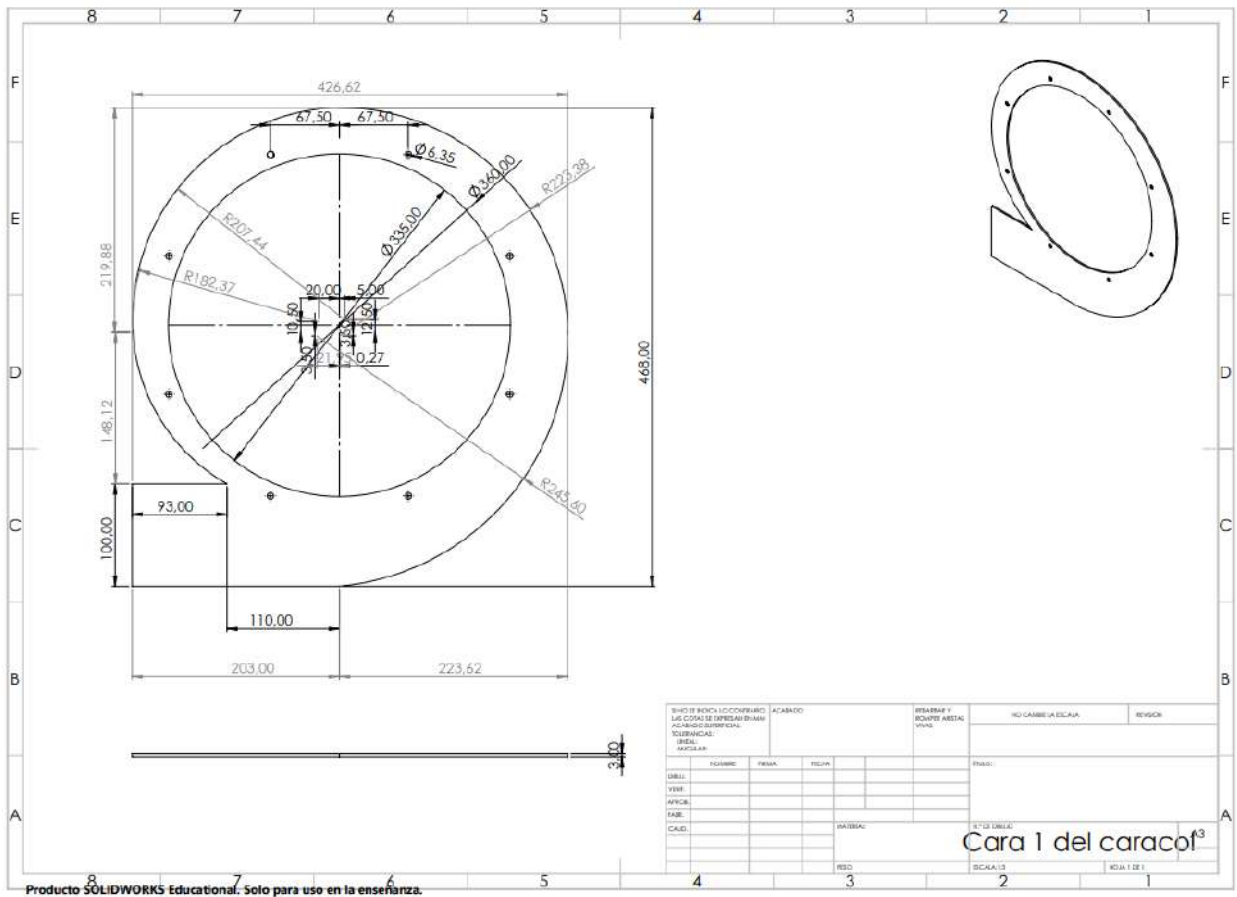


Figura 27. Cara 1 del caracol para la estructura diseñada y acotada, por J. Bayas, SolidWorks

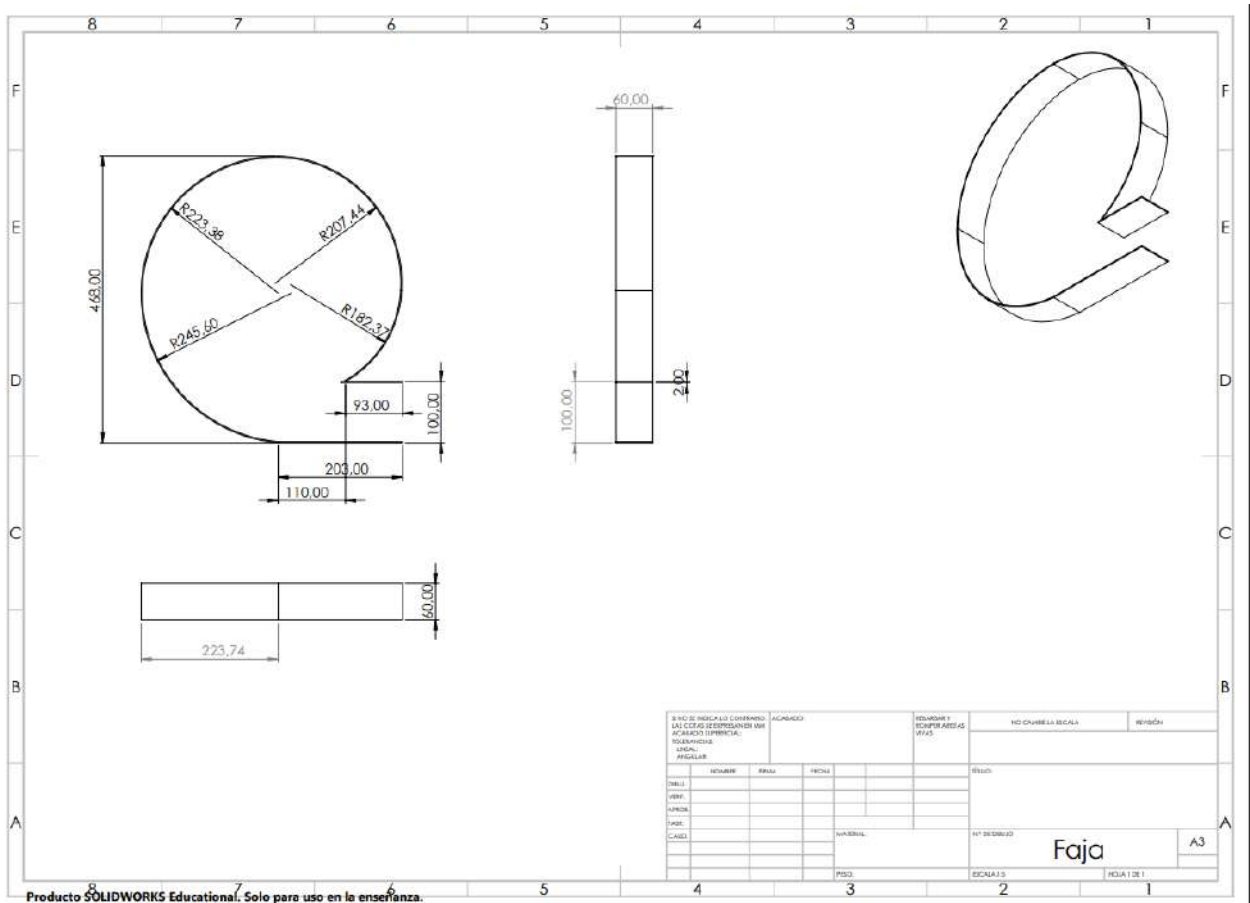


Figura 30. Faja para la junta de las 2 caras del caracol para la estructura diseñada y acotada, por J. Bayas, SolidWorks



Figura 34. Torno en el cuál se realizó varios procesos de manufactura, por J. Bayas



Figura 35. Fresadora en la cual se realizó varios procesos de manufactura, por J. Bayas



Figura 36. Soldadora la cual se usó para realizar las uniones de las estructuras, por J. Bayas

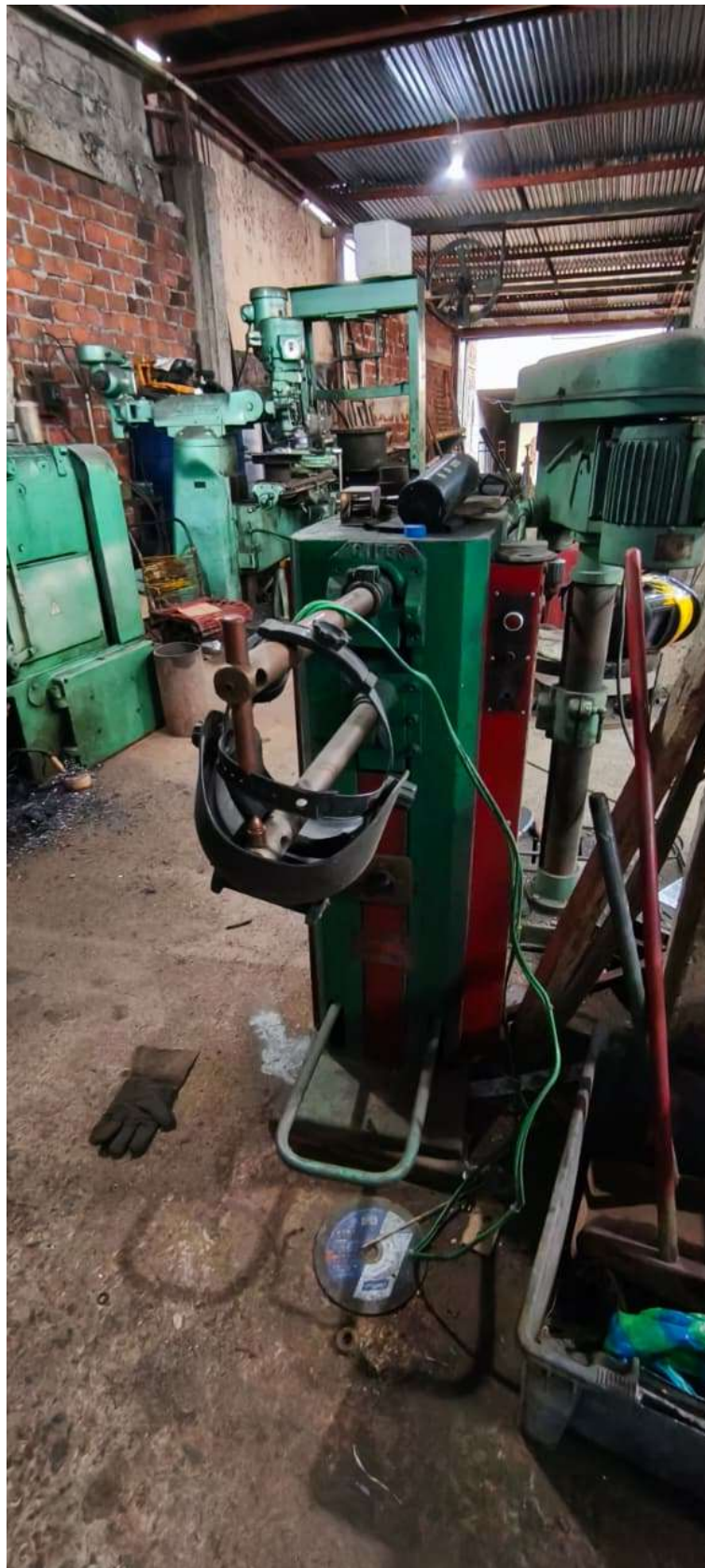


Figura 37. Soldadora la cual se usó para realizar las uniones de las planchas más finas, por J. Bayas



Figura 38. Cortadora de plasma la cual se usó para realizar todos los cortes de las planchas, por J. Bayas



Figura 39. Taladro de pedestal el cual se usó para realizar todos los agujeros para la sujeciones, por J. Bayas

ANEXO C

DIAGRAMA ELÉCTRICO

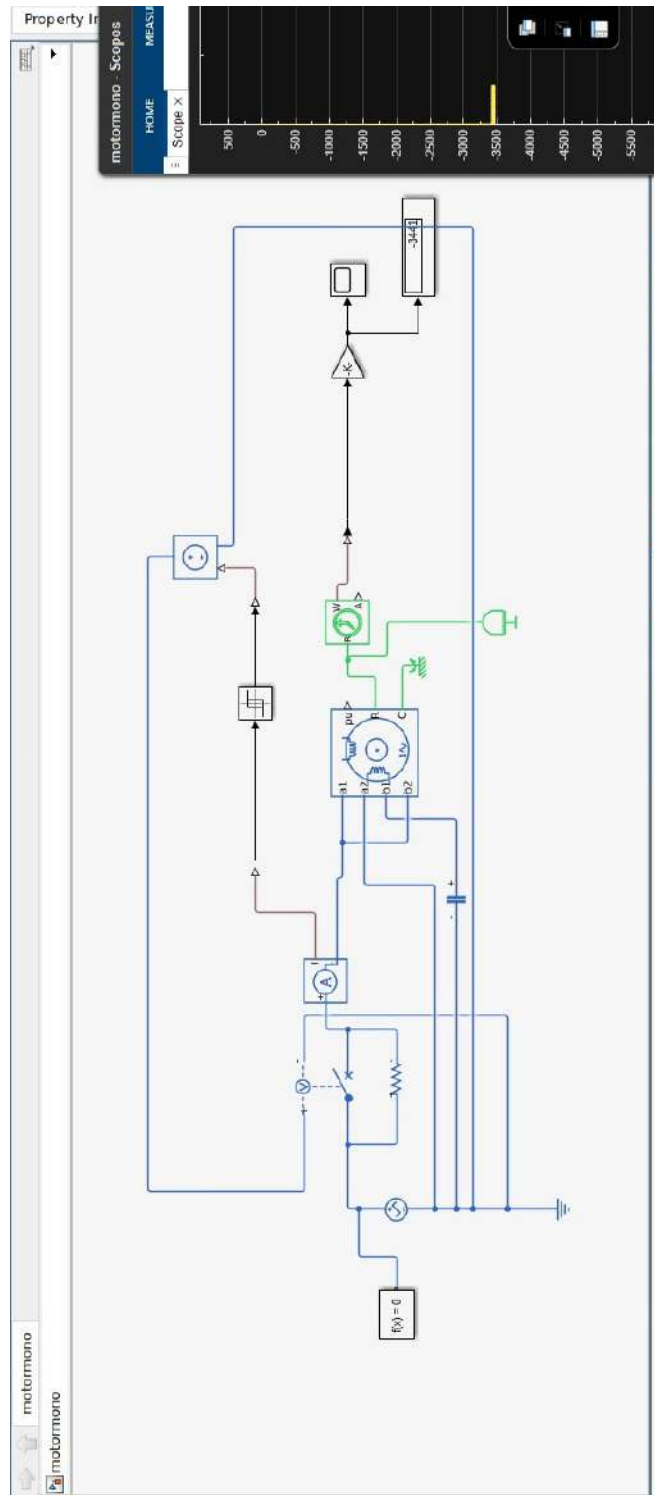


Figura 40. Simulación del sistema eléctrico realizado en Matlab, por J. Bayas

ANEXO D
ENSAMBLE FINAL



Figura 41. Ensamble y acabado final



Figura 42. Ensamble y acabado final

REFERENCIAS

- [1] B. Ecuador, «Soluciones para el Cultivo de Banano,» 2023.
- [2] BananaLink, «Todo Sobre los Plátanos Y Por Qué los Plátanos Importan,» 2025.
- [3] D. O. y R. Salazar, «Tecnologías postcosecha para frutas tropicales: avances en conservación mediante vacío,» 2021.
- [4] Bananasolution, «¿Cuáles son los desafíos que enfrentan actualmente las empresas en la industria bananera?,» 2025.
- [5] E. FreshKnowledge, «Prácticas de Packhouse para plátanos,» 2023.

- [6] L. T. Washington Rosero, «Monitoreo de principales daños durante el proceso de empaque de banano (Musa AAA): Los Ríos,» 2024.
- [7] M. G. y L. Pérez, «Impacto ambiental del transporte de frutas tropicales: caso banano,» 2020.
- [8] G. A. García Gualdron, «Mejoramiento de la vida útil de un producto alimenticio optimizando la aplicación de empaque al vacío,» 2025.
- [9] A. Martínez, «Efecto del envasado al vacío sobre la vida útil de frutas frescas en ambientes tropicales,» 2022.
- [10] J. Mena, «Diseño de sistemas de vacío para entornos agroindustriales: requisitos técnicos y desafíos operativos,» 2021.
- [11] O. de las Naciones Unidas, «World Population Prospects 2019,» 2019.
- [12] O. de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, «The State of Food and Agriculture 2021: Making agri-food systems more resilient to shocks and stresses,» 2021.
- [13] E. J. y P. L. L. Klerkx, «A review of social science on digital agriculture, smart farming and agricultural robotics: New contributions and a future research agenda,» 2019.
- [14] ProEcuador, «Estudio de mercado del banano ecuatoriano en la Unión Europea,» 2020.
- [15] M. de Agricultura y Ganadería del Ecuador, «Informe de exportaciones agrícolas del Ecuador 2022,» 2022.
- [16] M. L. y D. S. J. Ríos, «Aplicación de tecnologías de vacío para prolongar la vida útil del banano,» 2020.
- [17] J. T. y A. P. F. Andrade, «Diagnóstico del uso de equipos no industriales en empacadoras agrícolas,» 2021.
- [18] L. G. y P. Martínez, «Optimización del proceso de empaque de banano mediante sistemas de vacío industriales,» 2018.
- [19] H. S. y D. C. A. Moreno, «Reducción del impacto ambiental en procesos agrícolas mediante automatización,» 2022.
- [20] V. C. y M. Ortega, «Automatización en la agroindustria: un enfoque sostenible,» 2019.
- [21] Magreb, «5 Regulaciones para exportar banano,» 2024.
- [22] M. Intelligence, «Análisis del tamaño y participación del mercado del banano (2024 - 2030),» 2024.
- [23] R. UTEQ, «Análisis de pérdidas poscosecha en banano (Musa acuminata). Universidad Técnica Estatal de Quevedo.,» 2019.
- [24] M. W. B. G. D. J. D. C. Wills R. B., «Postharvest: An Introduction to the Physiology and Handling of Fruit, Vegetables and Ornamentals (5th ed.),» 2007.
- [25] A. A. Kader, «Postharvest Technology of Horticultural Crops (3rd ed.),» 2002.
- [26] M. E. Saltveit, «Effect of ethylene on quality of fresh fruits and vegetables. Postharvest Biology and Technology,» 1999.
- [27] INIAP, «Manual de Manejo Postcosecha de Banano para Exportación,» 2011.
- [28] L. Vásquez-Gutiérrez, «Control del Pardeamiento Enzimático en Frutas y Hortalizas.,» 2018.
- [29] M. Soto, «Banano: Cultivo y Comercialización,» 2006.
- [30] A. G. T. A. K. Anthony S., «Control of crown rot in bananas.,» 2004.
- [31] G. L. Robertson, «Food Packaging: Principles and Practice (3rd ed.),» 2013.
- [32] . K. A. Zagory D., «Modified atmosphere packaging of fresh produce.,» 1988.
- [33] O. de las Naciones Unidas, «Guía sobre métodos de empaque y conservación de frutas tropicales.,» 2022.
- [34] . T. M. Castillo P., «Técnicas modernas de conservación de alimentos.,» 2021.
- [35] . S. S. R. Kalpakjian S., «Manufactura, ingeniería y tecnología.,» 2014.
- [36] R. L. Mott, «Welding: Principles and Applications.,» 2012.

- [37] R. L. Mott, «Diseño de elementos de máquinas.,» 2017.
- [38] . B. R. G. Shigley J. E., «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.,» 2011.
- [39] Norton, «Diseño de Máquinas. McGraw-Hill.,» 2013.