

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de una despulpadora de 100 kg/h de
capacidad para obtener zumo de tuna (*Opuntia
ficus-indica*) en Huancayo**

Oscar Leo Rojas Quispe

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2024

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

INFORME DE CONFORMIDAD DE ORIGINALIDAD DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

A : Decano de la Facultad de Ingeniería
DE : Manuel Michael Beraun Espiritu
Asesor de trabajo de investigación
ASUNTO : Remito resultado de evaluación de originalidad de trabajo de investigación
FECHA : 17 de Agosto de 2024

Con sumo agrado me dirijo a vuestro despacho para informar que, en mi condición de asesor del trabajo de investigación:

Título:

Diseño de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia ficus - Indica) en Huancayo

Autores:

1. Oscar Leo Rojas Quispe – EAP. Ingeniería Mecánica

Se procedió con la carga del documento a la plataforma "Turnitin" y se realizó la verificación completa de las coincidencias resaltadas por el software dando por resultado 11% % de similitud sin encontrarse hallazgos relacionados a plagio. Se utilizaron los siguientes filtros:

- Filtro de exclusión de bibliografía SI NO
- Filtro de exclusión de grupos de palabras menores
Nº de palabras excluidas (en caso de elegir "SI"): SI NO
- Exclusión de fuente por trabajo anterior del mismo estudiante SI NO

En consecuencia, se determina que el trabajo de investigación constituye un documento original al presentar similitud de otros autores (citas) por debajo del porcentaje establecido por la Universidad Continental.

Recae toda responsabilidad del contenido del trabajo de investigación sobre el autor y asesor, en concordancia a los principios expresados en el Reglamento del Registro Nacional de Trabajos conducentes a Grados y Títulos – RENATI y en la normativa de la Universidad Continental.

ASESOR

Dr. Manuel Michael Beraún Espíritu

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Continental, por el soporte para la culminación de mi formación profesional. A mis docentes, quienes a lo largo de estos años me han acompañado, fortaleciendo mis conocimientos y brindándome apoyo tanto en lo académico como en lo personal.

A mi asesor el Dr. Manuel Michael Beraún Espíritu, por el desprendimiento intelectual en este caminar investigativo.

DEDICATORIA

Con gratitud y emoción, dedico esta tesis de ingeniería mecánica a todos aquellos que me han apoyado en este viaje, en especial a mi querida familia. Cada línea escrita es un reflejo del esfuerzo, la perseverancia y la pasión que he invertido en este proyecto. Que este trabajo sea un testimonio de mi compromiso con el conocimiento y la excelencia en el campo de la ingeniería.

INDICE GENERAL

ASESOR.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
INDICE GENERAL	v
Índice de Figuras.....	vii
Índice de Tablas.....	viii
Índice de Anexos.....	ix
RESUMEN	x
ABSTRACT.....	xi
INTRODUCCIÓN	xii
CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	13
1.1 Planteamiento del problema	13
1.2 Formulación del problema de investigación	14
1.2.1 Problema general	14
1.2.2 Problemas específicos	15
1.3 Objetivos de la investigación	15
1.3.1 Objetivo general.....	15
1.3.2 Objetivos específicos.....	15
1.4 Justificación de la investigación	15
1.4.1 Justificación práctica.....	15
1.4.2 Justificación teórica – científica.....	16
1.4.3 Justificación metodológica.....	16
CAPÍTULO II PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
2.1 Antecedentes del problema	18
2.2 Bases teóricas.....	21
2.2.1 Despulpadora.....	21

2.2.2	Opuntia ficus-indica.....	26
2.2.3	Pulpa	28
2.2.4	Diseño asistido por computadora (CAD)	30
CAPÍTULO III:.....		32
METODOLOGIA		32
3.1	Diseño metodológico.....	32
3.1.1	Comprensión de la solución	32
CAPÍTULO IV		34
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN		34
4.1	Lista de exigencias	34
4.1.1	Concepto de solución	37
4.1.2	Elaboración del proyecto.....	49
4.2	Elaboración detalles	51
4.2.1	Diseño del sistema para despulpa	51
4.2.2	Diseño del sistema de transmisión de potencia	63
4.2.3	Diseño del sistema de sujeción.....	79
CAPITULO V:		85
RESULTADOS		85
CONCLUSIONES		90
RECOMENDACIONES		91
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		92
ANEXOS.....		96

Índice de Figuras

Figura 1 Configuración de una despulpadora de disco	23
Figura 2 Configuración de una despulpadora de tambor horizontal	24
Figura 3 Configuración de una despulpadora de tambor vertical	25
Figura 4 Diagrama de flujo para la metodología de diseño VDI 2221	33
Figura 5 Caja negra de la solución de la despulpadora	38
Figura 6 Estructura de funciones de la máquina despulpadora	38
Figura 7 Diagrama de la solución 1	44
Figura 8 Diagrama de la solución 2.....	45
Figura 9 Diagrama de la solución 3.....	46
Figura 10 Gráfico de dispersión del contraste de las evaluaciones de las alternativas	49
Figura 11 Diagrama de dimensionamiento para las cuchillas	53
Figura 12 Sistema de picado	55
Figura 13 Diagrama de dimensionamiento para el sistema de filtrado.....	56
Figura 14 Sistema de filtrado	60
Figura 15 Sistema de potencia	62
Figura 16 Disposición de los elementos en el eje	69
Figura 17 Distribución de cargas a las que se somete al eje	71
Figura 18 Diagrama de Cargas.....	80
Figura 19 Proceso de extracción de zumo de tuna	85
Figura 20 Máquina despulpadora de tunas.....	88

Índice de Tablas

Tabla 1 Lista de exigencias.....	34
Tabla 2 Matriz morfológica de la máquina despulpadora	40
Tabla 3 Tabla de evaluación técnica para las soluciones de la máquina	47
Tabla 4 Tabla de evaluación económica para las soluciones de la máquina	48
Tabla 5 Análisis de esfuerzo de la maquina despulpadora	86
Tabla 6 Figura Análisis de torque en el eje	86
Tabla 7 Análisis de esfuerzo en la estructura	87

Índice de Anexos

Anexo i Matriz de consistencia.....	97
Anexo ii Tabla de selección del motor.....	99
Anexo iii Gráfico para la selección de la polea.....	99
Anexo iv Tabla de selección de la correa.....	100
Anexo v Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector sobre el eje.....	101
Anexo vi Diagrama de resultante de momentos en el tramo de los rascadores de nylo	102
Anexo vii Planos mecánicos	103

RESUMEN

La siguiente investigación de tesis aborda la importancia del "Diseño de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo". Se destaca que la producción de tuna en el Perú ha enfrentado fluctuaciones, con un enfoque mayoritario en el consumo local. Se menciona el interés creciente en la fabricación de derivados de la tuna, como mermeladas y néctares, aunque la adquisición de maquinaria para estos procesos suele ser costosa. Se plantea el diseño de una despulpadora eficiente y asequible para la industria de derivados de la tuna, considerando tecnologías adecuadas y costos competitivos. Además, se plantea una serie de problemas de investigación y objetivos para determinar las características de diseño de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna en Huancayo. La justificación de la investigación se basa en la necesidad de maquinaria especializada para la producción de derivados de la tuna, destacando la importancia del proceso de despulpado. Mientras que la metodología de diseño que se plantea es la norma VDI 2221, que está destinada al diseño de un producto a partir de la satisfacción de las necesidades del cliente para fabricar, de este modo se forma una matriz donde se determinan diversas alternativas para las funciones que la máquina debe de poseer.

Palabras clave: Despulpadora de tuna, tuna (Opuntia Ficus-Indica), metodología de diseño VDI 2221.

ABSTRACT

The following thesis research addresses the importance of the "Design of a 100 kg/h capacity pulper to obtain prickly pear (*Opuntia Ficus-Indica*) juice in Huancayo". It is emphasized that prickly pear production in Peru has faced fluctuations, with a major focus on local consumption. The growing interest in the manufacture of tuna derivatives, such as jams and nectars, is mentioned, although the acquisition of machinery for these processes tends to be costly. The design of an efficient and affordable pulper for the prickly pear derivatives industry is proposed, considering appropriate technologies and competitive costs. In addition, a series of research problems and objectives are proposed to determine the design characteristics of a pulper with a capacity of 100 kg/h to obtain prickly pear juice in Huancayo. The justification of the research is based on the need for specialized machinery to produce tuna derivatives, highlighting the importance of the pulping process. While the design methodology proposed is the VDI 2221 standard, which is intended for the design of a product from the satisfaction of customer needs to manufacture, thus forming a matrix where various alternatives are determined for the functions that the machine must have.

Keywords: Prickly pear pulper, prickly pear (*Opuntia Ficus-Indica*), VDI 2221 design methodology.

INTRODUCCIÓN

La tesis resalta la producción de tuna en el Perú, con cifras de producción y hectáreas cosechadas, así como la importancia del mercado local en la comercialización de este fruto. Se menciona la creciente demanda de derivados de la tuna. La necesidad de maquinaria especializada para la producción de derivados de la tuna se destaca, especialmente en la fabricación de zumo de tuna, debido a la dificultad y costos asociados con la adquisición de esta maquinaria.

La justificación de la investigación se basa en la necesidad de diseñar una despulpadora eficiente y asequible que pueda ser utilizada en la industria de derivados de la tuna en Huancayo. Se plantean problemas de investigación y objetivos específicos para determinar las características de diseño de esta despulpadora, considerando aspectos como el sistema de despulpado, transmisión de potencia y sujeción. Se destaca la importancia de la eficiencia y confiabilidad de la máquina, así como la necesidad de considerar tecnologías apropiadas y costos competitivos en su diseño.

El marco teórico incluye antecedentes de tesis relacionadas con el diseño y construcción de máquinas despulpadoras para frutas, destacando la importancia del diseño mecánico, la metodología de diseño y la selección de materiales adecuados. Se mencionan investigaciones previas que abordan el diseño de despulpadoras para frutas como la guanábana, la tuna y otras variedades, resaltando los enfoques y metodologías utilizadas en estos proyectos. Se describe la metodología utilizada en la investigación y el diseño. La metodología de la investigación se clasifica como tecnológica y de nivel experimental, mientras que la metodología de diseño se fundamenta en la recomendación de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI), específicamente la norma VDI 2221 donde se obtiene una solución ideal y se hace un análisis técnico económico, se realizan los cálculos correspondientes a cada elemento mecánico, luego estos resultados son llevados a validar, con el software CAD específicamente el software SolidWorks donde se hacen los respectivos análisis a los componentes mecánicos.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

La tuna es un cactus de sembrío que posee muchas maneras de aprovechar para el comercio y la alimentación. En la alimentación, sus frutos comestibles, poseen propiedades beneficiosas para la salud humana, ayudando a disminuir el nivel de colesterol de la sangre, e incluso aliviando algunos malestares causados por úlceras gastrointestinales. También, es posible utilizar a la planta como medio de producción del insecto denominado como “cochinilla” que es comúnmente usado para fabricar tintes o maquillaje (1).

Los usos de la tuna son variados, utilizándolo sus bayas como fruto comestible de casa, usando su cáscara como forraje para animales, usando la planta como un hospedero de insectos o hasta como un cerco vivo. Para el año 2020, se estimó que la producción en el Perú alcanzó más de 60 mil toneladas, aunque a comparación del 2019, se enfrentó a una contracción de producción de aproximadamente del 8%. Esto se puede contrastar con la cantidad de hectáreas que fueron cosechadas con este fruto, siendo el año 2020, unas 11 758, mientras que el año 2019, fueron 12 784 (2).

Las regiones del centro del Perú son las que mayor cantidad de toneladas producen al año, aunque esta producción está orientada al consumo local, mercado que representa el 98% de su comercialización. La importación de este fruto es bastante baja, con un comportamiento comercial de importación muy irregular, aunque el año 2020 consiguió tener la mayor cantidad de importación, alcanzando 217,5 toneladas, lo que significaba un aumento del 358% de aumento con respecto al año 2019. Lastimosamente, al año 2021, estos valores volvieron a decaer (3).

El contacto con la compañía privada considera que el mayor consumo de importación es el fruto congelado, cuyo segmento representa el 91,42% de la masa importada. Mientras que otros derivados, como néctares frescos o congelados, entre otros, hacen referencia al porcentaje faltante. Este mismo contacto indica que existe un crecimiento de consumo de derivados de la tuna, aunque ciertamente no podrán alcanzar al consumo del fruto en los años próximos (4).

La tuna es un fruto representativo del Perú, de la región centro y de los valles interandinos, principalmente, que son los terrenos de mayor producción de esta fruta.

El mercado local, donde su consumo representa el mayor indicador, se ha mostrado interesado en consumir otros derivados de la tuna, aunque el acceso a dichos derivados resulta difícil. Existen empresas que ven la posibilidad de fabricar mermeladas o néctares a base de la tuna, sin embargo, como en la mayoría de los casos, la adquisición de la maquinaria para realizar estos procesos resulta ser bastante caro (5).

Muchos empresarios agropecuarios, principalmente del departamento de Ayacucho, poseen porcentajes de terrenos destinados a la siembra de la tuna, ya que sirve como una especie de cerco vivo. En las regiones aledañas a este departamento, la tuna es un fruto silvestre, por lo que muchos pobladores aprovechan su crecimiento para ofrecer la fruta en la carretera. El mercado destino al que estos empresarios y pobladores apuntan suele ser local, aunque cada año aumenta la cantidad de compra por parte de la industria alimentaria (6).

Para fabricar otros derivados como mermeladas o néctares, es necesario que la tuna pase por diversos procesos para permitir la comercialización de estos productos. Uno de estos procesos, y uno de los más importantes, es la separación de la pulpa de la fruta de la cáscara y las semillas. Este proceso es denominado como “proceso de despulpado”, y se realiza mediante una máquina despulpadora que requiere conocer la cantidad de masa que habrá de producir por hora.

La adquisición de estas máquinas suele representar una gran inversión, máquinas que muchas veces son importadas, aunque a pesar de ello, no logran solventar las necesidades de la industria, que se encuentra en crecimiento. Por ello, se plantea el diseño de una despulpadora que pueda ser incluida en una empresa de fabricación de derivados de la tuna con un margen de producción adecuado. Se espera que la máquina incorpore tecnologías apropiadas para ser eficiente y no tenga un costo excesivo en comparación con la competencia nacional e internacional.

1.2 Formulación del problema de investigación

1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (*Opuntia Ficus-Indica*) en Huancayo?

1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cómo es el diseño del sistema despulpador de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo?
- ¿Cómo es el diseño del sistema de transmisión de potencia de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo?
- ¿Cómo es el diseño del sistema de sujeción de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo general

Diseñar una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo.

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar el sistema despulpador de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo.
- Determinar las características de diseño del sistema de transmisión de potencia de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo.
- Determinar las características de diseño del sistema de sujeción de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (Opuntia Ficus-Indica) en Huancayo.

1.4 Justificación de la investigación

1.4.1 Justificación práctica

El consumo nacional de la tuna es un mercado irregular para este fruto, sin embargo, existen proyectos para la fabricación de derivados que han dado buenos resultados, así también, existe proyectos de mejora de la planta. Estos nuevos mercados requieren de industrias que puedan fabricar los derivados de la tuna, como mermeladas o néctares; por lo que, a su vez, requieren de una maquinaria adecuada. Encontrar estas maquinarias resulta difícil, ya que muchas veces las máquinas industriales y semi Industriales no están orientadas a industrias jóvenes (7) .

Los procesos necesarios para comercializar derivados de la tuna son variados, desde el despulpado de los frutos, hasta el envasado. Para esto, es posible el uso de máquinas y recursos humanos, aunque se espera que una industria utilice maquinaria que pueda automatizar ciertos procesos, de tal forma que su recuperación esté orientada bajo un plan de negocio estable. Entre las actividades necesarias, el proceso de despulpado es uno de los más importantes, ya que aquí se separa la pulpa de las partículas no deseadas, y depende de este proceso, la calidad de la pulpa.

Para seleccionar una máquina adecuada es necesario conocer los márgenes de producción de la industria a las que estará sometido, además de contar con una garantía de diseño y construcción de parte del fabricante. Entonces, una máquina debe de mostrarse eficiente y confiable para los procesos para los que fue diseñada. Esta premisa está adecuada a las grandes industrias, sin embargo, también es necesario que el diseño responda a las necesidades del cliente, de tal manera que el producto final sea un resultado de eficiencia en respuesta a la necesidad de diseño.

1.4.2 Justificación teórica – científica

El diseño mecánico está orientado a la comprobación de esfuerzos para conseguir un dimensionamiento correcto de piezas y componentes mecánicos para cumplir una función específica. Para conseguir un diseño correcto, es necesario considerar una metodología de diseño, de tal modo que el proceso hasta obtener un prototipo esté orientado. El diseñador puede hacer uso de su experiencia para conseguir un diseño conveniente, sin embargo, también es necesario que responda a la comprobación matemática y física que describen los estándares de diseño.

Los estándares de diseño para seleccionar o dimensionar piezas mecánicas están contruidos a métodos de cálculo sustentados y comprobados. Para esto, es necesario comprobar materiales y dimensiones a partir de esfuerzos teóricos considerados por medio de la caracterización de fenómenos físicos. Un diseñador necesita conocer y desmenuzar la función a la cual estará sujeta su máquina, de tal modo que los estándares y métodos de diseño sean correctamente aplicados. Cabe decir que un diseñador está sujeto a una norma de diseño y cálculo para comprobar un elemento.

1.4.3 Justificación metodológica

Las metodologías de diseño consideran diferentes perspectivas dependiendo a los autores que las postulan, algunas considerando enfoques sistémicos,

descriptivos o deductivos a partir de sus experiencias. La selección de una metodología es, del mismo modo, una elección realizada a partir de la experiencia del investigador, ya que depende de uno, utilizar un método para conseguir el resultado que crea, será más adecuado. Existe una ventaja del uso de experiencias en el campo del diseño, y es que, aunque un investigador se encuentre en una situación similar, es posible que el resultado no sea el mismo.

La metodología de diseño que se plantea es la norma VDI 2221, que está destinada al diseño de un producto a partir de la satisfacción de las necesidades del cliente. Este método se ha visto muy conectado a los diseños mecánicos realizados, quizás, por la facilidad que permite la configuración de diversas alternativas para obtener posibles diseños (8). También, es necesario combinar la metodología con normas y estándares de diseño que permitan el dimensionamiento correcto de los componentes que habrán de trabajar en la máquina.

CAPÍTULO II

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 Antecedentes del problema

Los investigadores Defaz y Tuza (9) presento la tesis titulada: “Diseño y construcción de una despulpadora de frutas horizontal con una capacidad de producción de 250 kg/h” en la Universidad Politécnica Salesiana en Quito, Ecuador. La tesis tuvo como principio el resolver la falta de existencia de procesos de producción adecuados a la realidad de ciertas industrias alimentarias de Ecuador, debido a que, en el mercado no se encontraban máquinas despulpadoras eficientes para ciertas frutas. La máquina diseñada hace uso de unas tolvas construidas en acero AISI 304 para ingresar el material de entrada, y extraer la pulpa separada de aquellas partículas no deseadas. El motor de potencia es uno de 2 HP monofásico, destinado a ser una máquina semiindustrial. Las poleas que recogen la potencia del motor están construidas por fundición en aluminio, la correa montada sobre estas poleas es de tipo A en V. Las chumaceras que soportan el eje son de grado alimenticio con código UCP2. El sistema hace uso de un eje sobre el que se sienta un tambor interno que sirve de protección para unos rascadores que, a su vez, poseen un nylon alimenticio para limpiar dicho tambor. Unas cuchillas cortan la fruta en retazos pequeños para obtener la pulpa, mientras que el tambor se encarga de separar la fruta de las partículas no deseadas. Un tambor externo de acero AISI 304 evita que la pulpa salga disparada debido a la velocidad de la máquina. La estructura está compuesta por perfiles de acero tipo C AISI 304 que utilizan pernos y soldaduras adecuadas para este material, de tal modo que la máquina no se dañe debido a las vibraciones.

Estrada y Ramirez (10) describen la tesis que lleva como nombre “Diseño y construcción de una despulpadora de guanábana de 300kg/h de capacidad para la empresa Ecu guanábana en la ciudad de Quinsaloma” sustentada en la Universidad Técnica Estatal de Quevedo de Los Ríos en Ecuador. Los investigadores parten del estudio de la fruta que desean despulpar, en este caso, se trata de la guanábana, luego de tomar empíricamente los datos de forma de estos frutos, fue posible analizar el tipo de configuración que requerían en la máquina. De este modo se llega a la conclusión de que es posible utilizar tres alternativas de diseño para la máquina, una, aplicando rascadores cuadrados que giran dentro de un tambor, la segunda, utilizar rascadores cuya geometría se asemeja a un espiral; y al última, utilizar rascadores

perpendiculares anclados al eje. Para calcular la potencia requerida se comparó el esfuerzo necesario por parte de los rascadores y la fuerza de arrastre para que la fricción contra el tambor de tamiz no detenga la máquina, dando una potencia de 2 HP. Con esta potencia, se decidió transmitir la fuerza del motor mediante un conjunto de poleas y correas. Se utilizó acero AISI 304 para la construcción de los componentes de la máquina, haciendo uso del tipo de soldadura adecuado aplicando electrodos E 308, o en su defecto, ER 308. La estructura de la máquina fue comprobada a partir de límites de deformación, para conseguir que las chumaceras que se soportan en ellas no se vean desbalanceadas. Ya que la estructura de soporte de la máquina no requería de utilizar materiales permisibles para el contacto con alimento humano, se utilizaron aceros estructurales para su construcción.

Los autores Mena y Quiroz (11) presentan en la investigación de tesis bajo el título de: "Obtención de pulpa de tuna (*opuntia ficus*) a partir de dos variedades (Amarilla y blanca) con incorporación de su cáscara y posterior aprovechamiento de sus residuos" ante la Universidad Técnica del Norte de Ecuador. Los investigadores realizaron una exhaustiva búsqueda de información para analizar las características físicas del fruto de la tuna, llegando a la conclusión de que la cáscara podía llegar a representar hasta un 40% del peso de la fruta, mientras que las semillas, podrían alcanzar a representar el 10% del mismo. El proceso al que fue sometido el fruto fue un proceso de pesado, para determinar la masa inicial del producto, un proceso de separación para seleccionar aquellos frutos que se encontraban en mal estado; un segundo pesado, para estimar el porcentaje de frutos que no llegaban a procesarse, un proceso de lavado, para eliminar ciertas bacterias y aprovechar para quitar las espinas; un proceso manual de pelado donde se separa la cáscara de la pulpa, un proceso de trozado, para conseguir pedazos más pequeños y una mejor alimentación a la máquina; un proceso de despulpado, donde se consigue separar la pulpa de las semillas; un tamizado para conseguir que los restos de semillas pequeñas sean eliminados; un nuevo pesado para proseguir con los tratamientos con la pulpa de la tuna. Se prosiguió aplicando algunos métodos sensoriales de degustación para determinar las combinaciones de sabores y azúcares para los productos. Por otro lado, se establece que es permisible conseguir ciertas partículas de semillas fracturadas en la pulpa de la tuna, debido a que dichas semillas suelen ser pequeñas ya que el procedimiento puede incluir un nuevo proceso de tamizado utilizando un filtro más fino.

Saquina (12) trabajó en la investigación para su tesis bajo el título de "Diseño y construcción de una máquina despulpadora de frutas con una capacidad de 500

kg/h para la empresa productos Suiza Dajed CIA LTDA de la ciudad de Ambato” sustentada en la Universidad Técnica de Ambato de Ecuador. El autor propone realizar un análisis del estado del arte para los diferentes modelos de máquinas despulpadoras que existen en el mercado de tal forma que consiga una opción adecuada para las condiciones de diseño que tiene. Se evaluaron por medio de criterios comparativos a partir de parámetros como la capacidad de producción, la facilidad de montaje, la facilidad de operación, entre otros; dándole a la configuración de despulpadora horizontal el mayor resultado. Ya que es posible que la empresa a la que va destinada trabaje con diferentes frutos, se consideró modelos funcionales para diversas frutas como maracuyás, guanábanas, piñas, moras, tomates, el mango, entre otros. Dentro de la máquina se propuso utilizar un sistema de corte sin dañar las semillas por medio de unas cuchillas que consiguen cortar la fruta, seguido de un proceso de tamizado que es forzado a partir de un juego de tres paletas que giran dentro de un tambor con agujeros que sirven de tamiz. Todos los componentes que entran en contacto con los frutos son propuestos a diseño con acero inoxidable AISI 304, por lo que la comprobación de esfuerzos se da para dicho material en el tambor, como en el eje. Un motor de 3 HP consigue mover la máquina a 1745 rpm que son reducidos a 600 rpm por medio de un juego de poleas y faja para conseguir que la máquina funcione durante 18 horas por día.

Los investigadores Tirira y Castro (13) estudian una problemática para presentar la tesis titulada: “Diseño y construcción de una máquina despulpadora de frutas”, la cual fue expuesta en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo de Ecuador. La solución del diseño se evaluó mediante una metodología QFD, donde se pudo relacionar los requerimientos del cliente con las características de los diferentes modelos de las despulpadoras en el mercado. El diseño final consideró los modelos evaluados para estudiar qué configuración resultaría ser más eficiente para la capacidad de producción propuesto, seleccionando un modelo horizontal que mejora en ciertos aspectos, como el uso de bridas en la tolva de alimentación, por ejemplo. Se utilizó acero AISI 304 para la construcción de la mayoría de los elementos de la máquina, a excepción de algunos componentes que fueron adquiridos de fábrica con otro tipo de aleación en su construcción, como el del motor, por ejemplo, que utiliza un motor de 2 HP monofásico. El sistema estructural fue construido en acero AISI 304 y AISI 430, mientras que el sistema de alimentación y recolector fue enteramente modelado en acero AISI 304. El sistema motriz de tamizado utilizado unas cuchillas, un soporte, un eje y una placa de juste de acero AISI 304, mientras que los rascadores seleccionados están contruidos en Nylon.

Las poleas seleccionadas son de aluminio, mientras que las chumaceras requieren de ser de grado alimentario. El sistema eléctrico utiliza un circuito de potencia, un circuito de control, un gabinete modular y una caja de control. Finalmente, se comprobó el estado económico de la máquina a partir de una prueba TIR mediante un tiempo de trabajo de 1 hora por día.

Tocora y Nuñez (14) son los autores de la tesis denominada como: “Diseño de una despulpadora de frutas” la cual fue expuesta en la Corporación Universitaria Autónoma de Occidente de Cali, Colombia. El estudio plantea diseñar una máquina despulpadora que pueda funcionar con diversos tipos de frutas, por lo que los autores analizan estudiar el mercado de exportación para determinar los esfuerzos requeridos para las frutas de mayor dureza o en la cáscara. El diseño seleccionado es un modelo vertical que utiliza unas aspas de despulpado montadas sobre un eje principal que funcionan al rozar con un tambor de tamiz. El cálculo de la selección del motor se da por el esfuerzo causado por el proceso de despulpado, el proceso de tamizado y la fricción causada por las chumaceras y el aire; se obtuvo una velocidad de 900 rpm, con una potencia nominal de 2,5 HO. Consiguiendo un motor de 3 HP ya que sólo se encuentra esta potencia en el mercado. Se diseñó un tipo de arranque directo sin inversión para funcionar por un mando por contactor con una protección contra cortocircuitos. El eje de transmisión se diseñó a partir de la potencia nominal del motor seleccionado, así como del esfuerzo causado por la pulpa y el peso de las aspas, consiguiendo que el valor mínimo del diámetro del eje debería tener 28 milímetros obtenido a partir del criterio de Sodeberg. Mediante un cálculo según la teoría del máximo esfuerzo de distorsión se puede comprobar los cordones de soldadura, con un factor de servicio de 3, se pudo conseguir que un cordón completo a lo largo del borde de las placas era correcto. Finalmente, se utiliza un acople de estrella elástica para conseguir la unión con el motor seleccionado.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Despulpadora

Una máquina despulpadora es un equipo esencial en la industria alimentaria, diseñado para separar la pulpa de la fruta de otros componentes no deseados, como semillas, cáscaras, y fibras. Su funcionamiento varía según el tipo de fruta; algunas deben ser peladas antes de ingresar a la máquina, mientras que otras pueden procesarse con la cáscara intacta. El objetivo principal del despulpado es extraer el jugo o la carne de la fruta, facilitando así la producción de productos derivados que ofrecen diversas oportunidades en el mercado (15).

La configuración de los componentes de una máquina despulpadora sigue un sistema similar, aunque depende del alcance industrial de la misma, es posible que algunos componentes cambien de orientación o se haga uso de otras piezas. Esto obedece al tipo de cáscara que la fruta tenga, será posible introducirla a la máquina desde una tolva alimentadora con o sin ella. Se aprovecha del giro de un motor para rotar un eje que, a su vez, hace trabajar el sistema de despulpa, donde se tritura la fruta y se filtran los componentes requeridos. Este procedimiento se realiza a partir de unas cuchillas de corte o prensas que consiguen reducir el tamaño inicial de la fruta para luego filtrarla (15).

Finalmente, el producto de la despulpadora es dos, el néctar de la fruta obtenido luego del filtrado, y los desechos. Es común realizar procesos de separación, que ayuden antes o después de este procedimiento, ya que en muchos casos es posible reutilizar estos residuos para generar otros productos, como mermeladas, por ejemplo. En el caso de que los desechos no tengan un uso en la industria alimentaria, todavía siguen siendo residuos orgánicos, por lo que se les puede procesar para convertirlos en composta para su reaprovechamiento (15).

2.2.1.1 Tipos de despulpadoras

Despulpadoras semi industriales

Dependiendo a la producción de una máquina es posible ubicarla en una posición industrial, o semi industrial, para el caso de una despulpadora la mayoría de las máquinas indicadas como semi industriales tienen una producción promedio de 50 kg por hora. Esta capacidad de producción se obtiene a partir del uso de una distribución horizontal del eje principal y sus componentes. Cuando la capacidad de producción es relativamente baja es posible utilizar variadores de velocidad que permitan manejar mejor la masa de producción (13).

Las alternativas de diseño para este tipo de máquinas son comúnmente dos, una donde se aplica un tornillo sin fin, y la otra un conjunto de paletas. La primera requiere de un tornillo sin fin para presionar la fruta para obtener el zumo, mientras que las partículas no deseadas se detienen por un filtro especial. En el otro caso, se utiliza una paleta para presionar a la fruta contra un tamiz en donde las partículas no deseadas quedarán atrapadas, permitiendo que sólo el néctar escape, consiguiendo el zumo esperado (13).

Despulpadoras industriales

En el caso de las despulpadoras de orden industrial, su capacidad de producción puede alcanzar los 1000 kilogramos por hora; algunos valores de producción mayores no son recomendables debido al margen de fruto sin procesar. Al conseguir que una máquina sea más grande, la factibilidad de su mantenimiento también aumenta, ya que los componentes facilitan la limpieza. Además, la posibilidad de conseguir equipos industriales da entrada a la automatización de procesos, por lo que el contacto humano también disminuye (9).

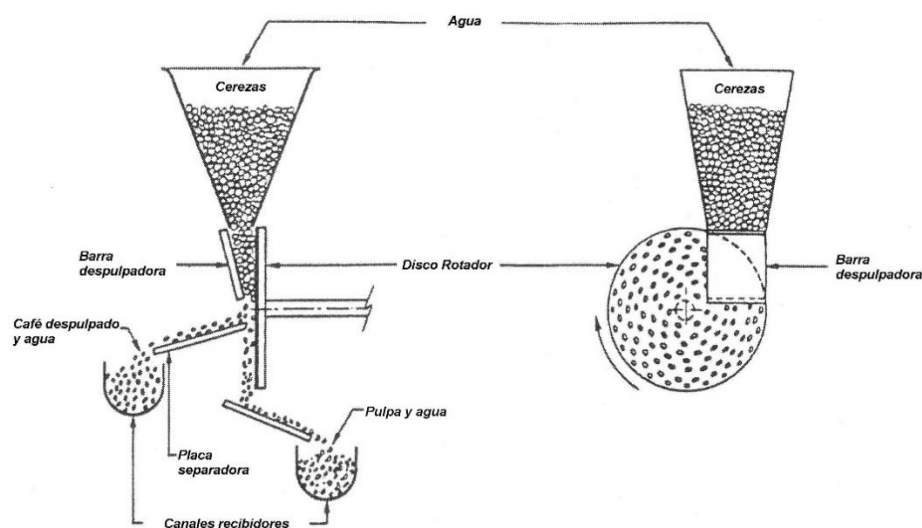
La producción de capacidades altas se obtiene a partir de una configuración principal, donde un eje sirve de asiento para unas paletas que presionan la fruta contra un tamiz. Es por medio de este prensado que el néctar atraviesa el filtro del tamiz, donde a su vez, quedan atrapadas las partículas no requeridas. Es posible utilizar ejes de orientación horizontal o vertical para estas configuraciones, precisando al requerimiento de la industria para automatizar ciertos procesos (9).

2.2.1.2 Métodos de despulpado

Despulpadora de disco

La configuración de estas despulpadoras hace uso de un conjunto de discos que se ajustan sobre un eje horizontal para exprimir frutos pequeños contra una barra despulpadora a partir de su superficie áspera. Se obtiene el jugo de la fruta, así como un conjunto de frutas sin agua, a este segundo grupo se le puede hacer atravesar por una placa separadora para conseguir la pulpa de las semillas. Es importante conseguir un diseño que permita regular los discos de tal forma que las semillas no se dañen o queden algunos frutos sin despulpar (16).

Figura 1: Configuración de una despulpadora de disco

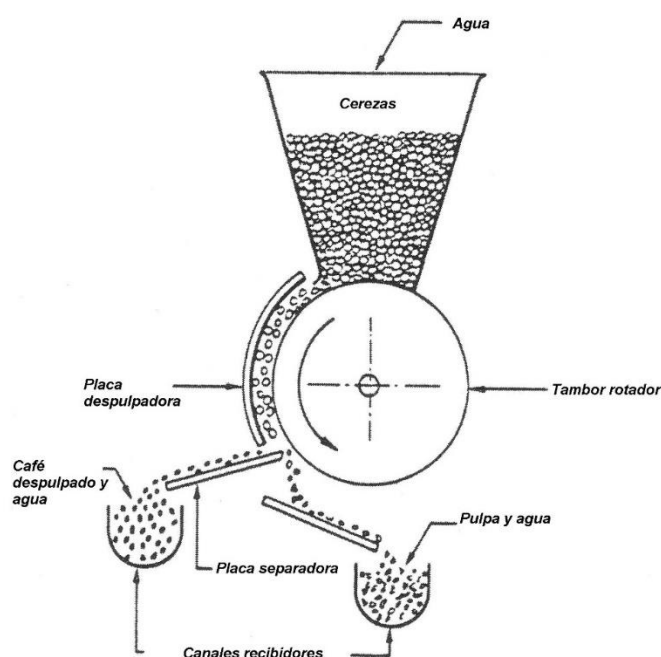


Fuente: Recogido de Coffee: Growing, Processing, Sustainable production: A Guidebook for Growers, Processors, traders, and Researchers (Wintgens, 2004).

Despulpadora de tambor horizontal

Como su nombre lo indica, esta configuración hace uso de un cilindro metálico con agujeros que sirven como tamiz del jugo de la fruta. Se consigue mover los frutos por medio de la rotación de este tambor hacia una placa despulpadora que puede, o no, estar acanalada, consiguiendo extraer el jugo de la fruta por medio de la fricción. Luego, el producto y los residuos caen hacia una placa separadora que permite conseguir la pulpa y las demás partículas. Cabe señalar que la placa despulpadora debe de ser ajustable para minimizar la posibilidad de fracturar alguna semilla; además, es posible variar las dimensiones del tambor, así como utilizar una tolva de alimentación para conseguir capacidades de producción diferente (17).

Figura 2: Configuración de una despulpadora de tambor horizontal



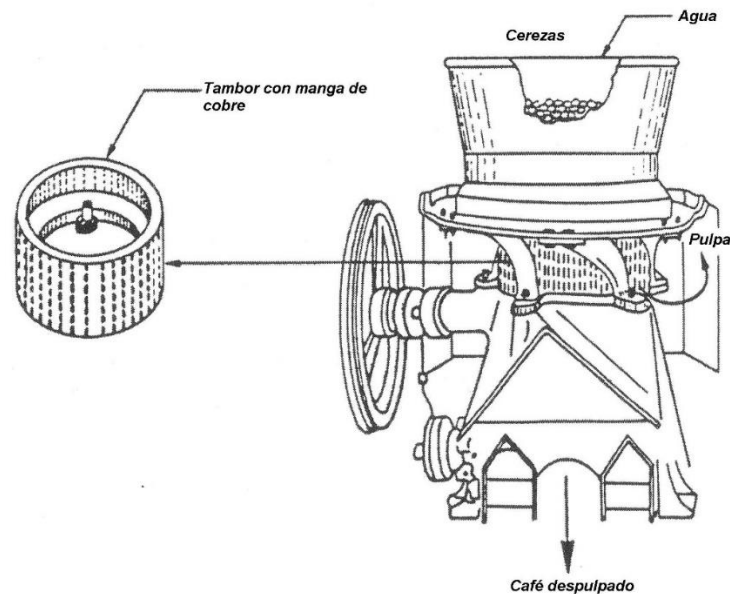
Fuente: Recogido de Coffee: Growing, Processing, Sustainable production: A Guidebook for Growers, Processors, traders, and Researchers (Wintgens, 2004).

Despulpadora de tambor vertical

Se utiliza un cilindro que gira verticalmente con respecto al plano de instalación de la máquina; este tambor está cubierto por una manga con canales que se hacen más angostas a medida que la pulpa viaja a través de ellos. Mediante una

alimentación vertical, los frutos son despulpados a partir de la presión que se ejerce sobre ellos. Esta configuración permite que frutos de diversos tamaños puedan ser despulpados, sin embargo, también imposibilita ajustar el tamaño de estos canales, por lo que su capacidad de producción queda muy limitada a comparación de las otras configuraciones (17).

Figura 3: Configuración de una despulpadora de tambor vertical



Fuente: Recogido de Coffee: Growing, Processing, Sustainable production: A Guidebook for Growers, Processors, traders, and Researchers (Wintgens, 2004).

Despulpadora de pantalla

Estas despulpadoras utilizan una combinación de dos cilindros para separar la pulpa de la fruta de su cáscara por medio de la fricción de un cilindro interior con deformaciones superficiales, con respecto a un tambor con agujeros para dejar pasar el jugo de la fruta. Conforme al cilindro interior gira, las frutas van perdiendo su pulpa y el jugo, consiguiendo a su vez separar las frutas por tamaño. Es común que el uso de esta configuración se utilice principalmente para separar los frutos por tamaño debido a la capacidad de separación que posee la máquina con respecto a altas capacidades (18).

Despulpadora Raoeng

Esta configuración utiliza una corriente de agua a presión para permitir que los frutos se froten entre sí y con respecto a un cilindro agujerado para dejar pasar la fruta despulpada. Utiliza un tambor conductor por donde la fruta avanza hasta

encontrar el punto de fricción necesario a partir del chorro de agua. Una clara desventaja de este tipo de máquinas es que consumen agua, por lo que el costo de uso es elevado. Por otro lado, permiten conseguir frutas despulpadas solamente removiendo la cáscara, por lo que se obtiene una pulpa poco maltratada puede ser comercializada como un nuevo producto (18).

2.2.2 Opuntia ficus-indica

El fruto de la tuna proviene de la familia Cactaceae, cuya planta es arbustiva; la mayoría de las plantas que pertenecen a este género no tienen hojas, denominadas como nomófilas. El crecimiento de estas plantas se identifican los tallos, donde algunos alcanzan a ramificarse dando, sobre sus copas, las flores y los frutos. Se puede identificar los tallos con una forma de óvalo, y plana, con un color verde. Unas espinas adornan los tallos, que en algunos lugares de Latinoamérica son llamados pencas (19).

Las espinas encontradas, son de dos clases, algunas pueden ser largas y duras; mientras que las otras son generalmente pequeñas y finas con una apariencia vellosa. Las flores, por otro lado, tienen la forma de una corona, que nacen de las areolas; floreciendo una vez por año, los colores que admiten estas flores dan como resultado un color diferente de fruto, con tonalidades que van desde el amarillo hasta un rojo intenso. En algunas partes de la cordillera de los andes se utiliza los tallos como alimento, y los tallos como una especie de cerco (19).

2.2.2.1 Composición del fruto

El fruto maduro tiene una forma ovalada, que alcanza a tener un diámetro que va desde los 5,5 hasta los 7 centímetros, con una altura que puede llegar a 11 centímetros, mientras que los más pequeños pueden tener 5 centímetros. Su peso puede llegar a hasta los 200 gramos, aunque también es posible observar frutos de tan solo 40 gramos. La cáscara suele ser gruesa, y la jugosa pulpa sirve como protector de un conjunto abundante de pepas y semillas. El sabor comúnmente es bastante dulce (20).

Un fruto fresco, o segmento, puede llegar a contener hasta un 90% de agua. Si se definen los componentes orgánicos, se puede estimar un 12% de azúcares, así como un 6,75% de materias nitrogenadas; los ácidos orgánicos conforman un conjunto mínimo, equivaliendo tan solo un 0,10%. También puede existir un colorante fuerte en el fruto, con tonalidades rojizas muy marcadas. Esta fruta concentra altos valores de fibra y vitaminas, siendo las principales: la vitamina A, C, K, B2 y B6.

Algunos minerales que pueden contener son: el calcio, el magnesio, el potasio, entre otros con mucha menor presencia, como el cobre (20).

2.2.2.2 Índices de madurez

Cuando se cultiva la tuna para su producción del fruto en el mercado, es importante observar el índice de madurez de estos, donde éstos son cosechados de acuerdo con el destino al cual vayan dirigidos. Este grado de madurez puede ser medido visualmente, además de que su importancia reside en la capacidad del fruto para mantenerse en buenas condiciones por mayores cantidades de tiempo (21). Los índices de madurez medidos visualmente son los siguientes:

Color

El fruto que nace de la penca de la tuna es de un color verde oscuro, mientras madura este tono disminuye hasta conseguir un color verde claro, para atravesar por un cambio consiguiendo tonalidades amarillas o incluso rojas muy intensas (21).

Brillo

El brillo de los frutos también varía dependiendo de su madurez, al nacer, el color verde oscuro es seguido por un brillo opaco, mientras que el punto de madurez es representado por un aspecto brillante (21).

Forma

La forma del fruto no varía con respecto a su geometría, o cuanto menos no son representativas. Sin embargo, su tamaño sí, haciéndose más grande y con una forma más uniforme (21).

Consistencia de la pelusa

La cáscara del fruto tiene una serie de espinas finas que se acomodan por toda su superficie, conocidas como pelusas o ahuates, o también, penepes. En la sierra peruana, son denominados como japos. Estas espinas son un poco más grandes y fuertes cuando el fruto no está maduro, haciéndose cada vez más frágiles conforme al proceso de maduración. Finalmente, estas pelusas se hacen muy pequeñas y difíciles de desprender cuando se adhieren a la piel (21).

Grosor de la cáscara

Si uno corta transversalmente el fruto de una tuna en su estado maduro y sin madurar, podrá observar que el grosor de la cáscara es mucho más fino cuando la

fruta está en su punto máximo de madurez. Este índice de madurez no puede ser medido visualmente, pero es necesaria su anotación debido a que la dureza de la cáscara de la tuna varía con respecto al proceso de maduración (21).

2.2.2.3 Producción en el Perú

El Perú representa tener la mayor producción de opuntia ficus-indica en Sudamérica, con una extensión de producción que sobrepasa las 72 000 hectáreas, y una cantidad de nopales que sobrepasa las 10 000 unidades. Aunque este valor, ha ido decayendo con el pasar de los años, debido a la falta de interés de la población por su cultivo y mejora. Se estima que el mayor margen de producción provenía de las plantas silvestres ubicadas en los valles interandinos de dicho país. Aunque hoy en día, debido al paso del tiempo, estas plantas silvestres, han ido envejeciendo, por lo que su producción también es mejor (22).

El sembrío tecnificado de la tuna tiene un mayor auge en Arequipa, en el Valle del Colca, donde su cultivo utiliza procedimientos modernos como el riego por goteo. Esta modernización permite que existan más de 20 mil plantas en una sola hectárea, generando una mayor producción. Los fines de uso de estos sembríos son variados, ya que la planta puede ser utilizada para servir de hogar de la cochinilla grana, de donde se producen los tintes rojos y púrpuras. La pureza de estos tintes suele alcanzar el 20% de ácido carmínico, lo que hace que el Perú sea uno de los mayores exportadores de estos tintes en el mundo (23).

El principal producto del sembrío de la tuna silvestre es el consumo local, ya que su sabor suele ser bastante dulce gracias a sus concentraciones altas de azúcar, además de poseer un margen importante de proteínas vegetales. Los eco tipos de sus frutos también varían mucho su capacidad de comercialización debido a la cantidad de colores. Hoy en día, su uso permite conseguir derivados como mermeladas, o algunos licores que adoptan su resaltante color y sabor (23).

2.2.3 Pulpa

Gran parte de las frutas y verduras están conformadas por la cáscara, la pulpa y la semilla. La cáscara se encarga de proteger a la pulpa de la fruta, mientras que la pulpa, protege a la semilla. La combinación de los compuestos de la pulpa mejora la absorción de nutrientes, además de que puede disminuir el colesterol (24). Se puede decir, que la pulpa es la parte comestible del fruto de una planta, aunque muchas semillas, también lo son.

La pulpa evolucionó como un agente principal protector, para evitar que los animales se alimentasen de las semillas, que resultan ser el principal ente de propagación de las algunas plantas. Bajo esta misma premisa, la evolución permitió que las semillas poseyeran una mayor dificultad para diferirse, mientras que la pulpa obtenía una mayor cantidad de nutrientes. De esta forma, los animales podían consumir los frutos, digerir la pulpa, y excretar las semillas para mantener el ciclo de la vida de las plantas (25).

Algunos frutos, como las nueces, por ejemplo, la semilla representa el elemento con mayores nutrientes del fruto. Estos frutos utilizan cáscaras más duras, haciendo que la pulpa sea innecesaria para la protección de la semilla, por lo que la evolución convergió los nutrientes sobre ésta. Existen muchos tipos de frutos, con variedades aún más extensas que hacen que las pulpas tengan formas y espesores diferentes, algunos más fibrosos que otros, por lo que es necesario estudiar detenidamente cada pulpa (25).

La extracción de la pulpa se realiza de manera natural por muchos animales, algunos consumiéndolos enteramente, como en el caso de las aves, que consumiendo frutos pequeños consiguen que su sistema digestivo separe la pulpa de las semillas. El ser humano también utiliza un sistema especial, que podría ser un conjunto de movimientos por la mano y, a veces, los dientes. Industrialmente, es posible separar la pulpa del fruto a partir de procesos de corte, fricción o prensado (26).

2.2.3.1 Otros elementos del fruto

Semilla

Corresponde al elemento de una planta que representa su unidad reproductiva, formada, casi en su mayoría, a partir de un óvulo fertilizado. Está constituido principalmente de almidones, aceites y proteínas que sirven de alimento a un embrión para dar vida a los vegetales espermatofitos. Cada planta tiene una semilla diferente, lo que indica que existe una variedad muy grande de formas y tamaños. Con respecto a ello, su dureza también suele variar, además del contenido de otros compuestos químicos que difieren a las semillas de distintas familias (27).

Cáscara

Representa la capa que se forma alrededor de la pulpa de una fruta o que recubre los vegetales. Puede designarse también al exocarpio de un fruto, aunque

muchas veces, estos exocarpos suelen estar hechos de madera, como en el caso del nogal, haciendo que quitarlos resulte más difícil. La mayoría de los frutos posee unas fibras que se encuentran entre la “cáscara exterior” y la pulpa; este es un conjunto del exocarpo y el mesocarpio del fruto, que sirven de protección al endocarpio, que es la pulpa de la fruta, el cual, a vez, sirve de protección a las semillas (28).

2.2.3.2 Norma VDI 2221

Una de las metodologías más apegadas al diseño mecánico es la norma VDI 2221, esta norma orienta sus actividades bajo el enfoque de solucionar todas las necesidades del cliente de manera eficaz. Para conseguir eso se sirve de una observación del estado del arte de la tecnología, así como de un profundo reporte de las características que debe de poseer el producto final. La norma se sirve del contacto del cliente, así como de la experiencia del diseñador para dar un prototipo eficaz a partir de la comparación de diversas alternativas iniciales (8).

La norma utiliza fases conceptuales para conseguir identificar la información necesaria para que el progreso del diseño siga un orden definido. La secuencia de actividades considera un proceso de especificación, generar la estructura funcional, especificar la solución principal, describir su estructura modular, realizar diseños preliminares, ejecutar un diseño definitivo, por último, considerar los documentos del producto (8).

2.2.4 Diseño asistido por computadora (CAD)

El diseño, en muchos campos, corresponde al proceso de conseguir un producto o servicio para una necesidad, mientras que aplicar la ayuda de un software especializado, la convierte en un diseño asistido por computador. El objetivo de aplicar la asistencia de un programa informático radica en la facilidad que esta tecnología representa, facilitando cálculos o permitiendo que un diseñador interactúe directamente con el proceso de dimensionamiento. Si bien, existen muchos programas destinados a diferentes campos del diseño, en el diseño mecánico resaltan algunos como SolidWorks o AutoCAD Inventor, por ejemplo (29).

La selección de este tipo de softwares recae principalmente sobre el diseñador, donde muchas veces, su selección radica en la experiencia del mismo diseñador sobre el campo de la informática. Aunque algunas diferencias son estéticas, es posible considerar que algunos programas permiten realizar simulaciones con mejores resultados, lo que significa, resultados más similares a los efectos reales. Es importante que un diseñador todavía destine el tiempo suficiente para supervisar las

actividades realizadas por medio de estos programas, ya que, al ser un procedimiento, todavía humano, está sujeto a errores debido al uso (29).

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

3.1 Diseño metodológico

3.1.1 Comprensión de la solución

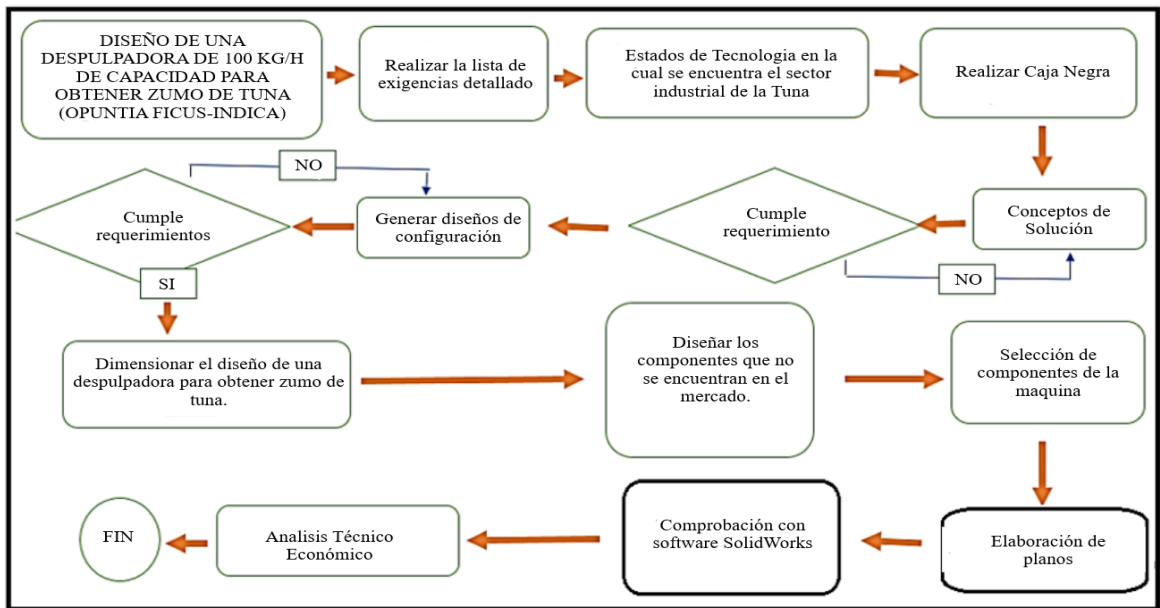
3.1.1.1 Estado de la tecnología

El proceso de despulpado es un procedimiento común en la industria alimentaria que complementa una línea de producción para obtener mermeladas, pulpas, entre otros. A lo largo de la historia, se ha conseguido este proceso de diversos métodos, siendo las primeras herramientas, una serie de prensas que permitían obtener el jugo de una fruta, con un porcentaje pequeño de pulpa. El proceso, históricamente hablando, ha dependido del tipo de fruto que se desee despulpar, por lo que, en un inicio, esta actividad se realizaba manualmente con ayuda de un objeto filoso.

Con el pasar de los años se fueron creando pequeñas herramientas para acelerar el proceso de triturado, siendo uno de las más comunes, el método de licuado y filtrado. Cuando se tienen semillas grandes y duras, el proceso manual todavía se mantenía, o se cambiaba por el uso de una herramienta que permitiera despulpar la fruta a partir de un molde con herramientas filosas. En el caso del plátano, por ejemplo, el proceso de despulpado es comúnmente utilizado para extraer la cáscara, mientras que, en el caso de la palta, el procedimiento requiere extraer tanto la pulpa como la semilla.

En el caso de los frutos de tipo baya como la tuna, las fresas, y sus similares, existen máquinas que consiguen picar el tamaño de los frutos, sin dañar las semillas, para que puedan separarse de la pulpa. Estas máquinas despulpadoras aplican un método de filtrado y picado en combinación para lograr su objetivo, por lo que combinan, a su vez, diversos elementos mecánicos. Una característica de las tunas, es que debido a su cáscara gruesa y espinada, una máquina facilita sus procesos al considerar que el ingreso de material debe de realizarse sin dicha cáscara.

Figura 4: Diagrama de flujo para la metodología de diseño VDI 2221



Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1 Lista de exigencias

Las exigencias para el diseño de una máquina, mediante la norma VDI 2221, supone una entrevista con el cliente, donde un especialista se encarga de traducir sus necesidades en requerimientos para la máquina. La misma norma ofrece una serie de elementos relacionados al diseño de una máquina, que permite conseguir una solución adecuada para las necesidades establecidas. Además, la matriz empleada para seleccionar dichas exigencias permite la evaluación de estas, dándoles un orden de prioridad a cada una de ellas para que más adelante, se pueda basar el diseño en ellas.

Tabla 1: Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Pág. 1 de 1	
PROYECTO:		DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO	
		Edición: Rev. 1	
		Fecha: 31/10/2023	
		Elaborado por: ROJAS QUISPE OSCAR LEO	
CLIENTE		INDUSTRIA ALIMENTARIA DE HUANCAYO	Descripción
Prioridad	Deseo o exigencia	FUNCIÓN PRINCIPAL: La máquina debe de extraer la pulpa de una capacidad de 100 kilogramos de tuna pelada dentro del tiempo de 1 hora. Consiguiendo como producto final la pulpa separada de las semillas evitando al mismo tiempo que éstas se fracturen en el proceso.	Responsable
1	E	GEOMETRÍA: La máquina debe de disponer de un espacio para realizar el proceso de picado, el proceso de filtrado, así como para ubicar los sistemas considerados	ROJAS QUISPE OSCAR LEO

		(sistema de transmisión de potencia y sistema de sujeción).	
2	E	<p>FUERZA:</p> <p>La máquina debe de poseer la fuerza necesaria para que la producción de 100kg/h se realice de manera efectiva, sin sobrecargar a los elementos del sistema de transmisión de potencia o de despulpado.</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>
3	E	<p>ENERGÍA:</p> <p>La máquina debe de utilizar energía eléctrica como fuente principal para surtir de potencia a las herramientas de trabajo de los diferentes sistemas involucrados. Esta fuente de energía debe de permitirse un trabajo mínimo de 6 horas diarias.</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>
4	E	<p>SEGURIDAD:</p> <p>La máquina ensambla elementos de seguridad para todos los elementos en movimiento lineal o rotatorios, de tal modo que ninguno entre en contacto con el operador durante el tiempo de trabajo.</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>
5	E	<p>ERGONOMÍA:</p> <p>La máquina debe de poseer las dimensiones de antropometría adecuados para que el operador no realice esfuerzos excesivos que podrían causarle problemas musculares.</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>
6	E	<p>FABRICACIÓN:</p> <p>La máquina debe de permitir procesos de construcción rápidos y nacionales, priorizando aquellos procesos que puedan encontrarse en la región. Por lo que se estima aquellos procesos importados como una última opción.</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>
7	E	<p>MATERIALES:</p>	<p>ROJAS QUISPE OSCAR LEO</p>

		La máquina debe de permitir su construcción aplicando elementos de adquisición rápida y nacional, priorizando aquellos elementos que puedan encontrarse en la región. Por lo que se estima aquellas piezas importadas como una última opción.	
8	E	<p>MONTAJE:</p> <p>La máquina debe de permitir un desmontaje de todas aquellas piezas que requieren un mantenimiento de limpieza o reemplazamiento. Además, deben incluirse guardas de seguridad desmontables para aquellos elementos que no permitan la humedad.</p>	ROJAS QUISPE OSCAR LEO
9	E	<p>USO:</p> <p>La máquina debe usarse sin la intervención manual de un usuario para conseguir el despulpado de la tuna. Se debe incluir un panel de control para el encendido, apagado y apagado de emergencia de la máquina.</p>	ROJAS QUISPE OSCAR LEO
10	E	<p>COSTOS:</p> <p>La máquina debe de fabricarse bajo un costo de piezas y procesos acorde al mercado, con un valor similar al de sus contrapartes en otras marcas, tomando como referencia el nivel de producción estimado.</p>	ROJAS QUISPE OSCAR LEO
11	E	<p>TRANSPORTE:</p> <p>La máquina debe permitir que las piezas desmontadas se transporten en conjunto con aquellos elementos soldados. Por lo que las piezas de mayor importancia deberán poder ser desmontadas de la máquina.</p>	ROJAS QUISPE OSCAR LEO
12	D	<p>MANTENIMIENTO:</p>	ROJAS QUISPE OSCAR LEO

		La máquina debe de permitir los procesos de mantenimiento de limpieza, lubricación o reemplazo, sin la necesidad de un desmontaje total de la máquina.	
13	D	RECICLAJE: La máquina debe aplicar elementos y procesos de fabricación que permitan el reciclaje de sus componentes. Aquellas piezas que no puedan ser recicladas deberán mostrar una advertencia de que no pueden reciclarse.	ROJAS QUISPE OSCAR LEO
14	D	RECICLAJE: La máquina debe aplicar elementos y procesos de fabricación que permitan el reciclaje de sus componentes. Aquellas piezas que no puedan ser recicladas deberán mostrar una advertencia de que no pueden reciclarse.	ROJAS QUISPE OSCAR LEO

Fuente: Elaboración Propia

4.1.1 Concepto de solución

4.1.1.1 Abstracción de la solución

Al observar los requerimientos establecidos en la lista de exigencias, se determina el objetivo principal de la máquina, el cual es despulpar 100 kilogramos de tuna pelada en una hora. Se tiene como exigencia, además, que la máquina pueda cumplir este objetivo durante seis horas de trabajo continuo. Esto implica que los elementos diseñados para la máquina deben de concentrar su enfoque para permitir que estas capacidades de producción sean conseguidas en el tiempo establecido, evitando el desgaste excesivo debido a los materiales utilizados.

Entonces, a la máquina ingresan tres componentes, el material a trabajar, la energía suministrada al sistema, y la señal para iniciar la operación. Respectivamente, la máquina depende del ingreso de 100 kilogramos de tuna pelada, que, por medio de una fuente de energía eléctrica y una señal de encendido, inicia su funcionamiento. Luego, cuando la máquina ha conseguido procesar estos ingresos, debe de conseguir la pulpa de la tuna separada de las semillas de la misma,

vibraciones mecánicas y movimientos en las piezas de trabajo, así como una luz de encendido en señal de que el sistema trabaja.

Figura 5: Caja negra de la solución de la despulpadora



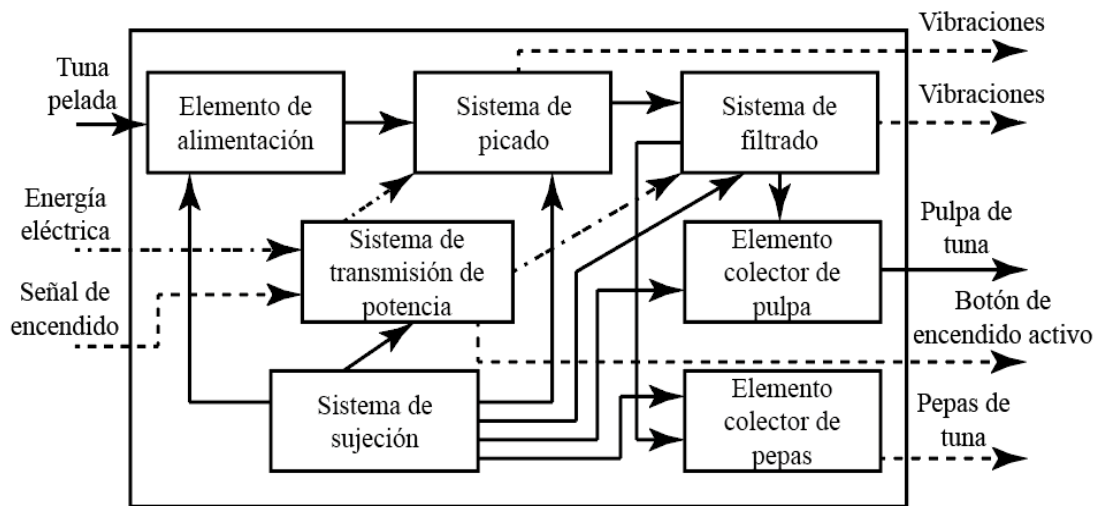
Fuente: Elaboración propia

4.1.1.2 Estructura de funciones

Las funciones de la máquina se delimitan a partir del camino que sigue los elementos ingresados para conseguir el producto final deseado. Con respecto a la tuna, esta debe de ingresarse sin cáscara, desde una zona de alimentación, hasta un tramo donde conecte con el sistema de picado, que a su vez, conectará con un tramo que desemboque en el sistema de filtrado. Estos elementos necesitan de una potencia, lo que significa que la energía suministrada habrá de convertirse en energía mecánica aprovechable por las herramientas de trabajo del sistema de picado y filtrado.

El control de los sistemas debe de estar sujeto a un panel de control, el cual es quien recibe la señal de encendido para que la máquina inicie su funcionamiento. Esta señal debe reflejarse en una luz, que permita reconocer que la máquina se encuentra activa y por lo tanto, el usuario no podrá intervenir manualmente en ella. El sistema de sujeción conectará todos los demás sistemas de la máquina, ofreciendo una estabilidad y resistencia a las vibraciones, lo que significa que las señales de vibración mecánica se reflejarán sobre dicho sistema, que se compone de una estructura y un bastidor.

Figura 6: Estructura de funciones de la máquina despulpadora



Nota Elaboración propia

4.1.1.3 Concepto de la solución

Al considerar dos sistemas diferentes para conseguir el despulpado del material, se habrá de reconocer un modelo de diseño para el sistema de picado, tanto como para el sistema de filtrado. Esto supone aplicar una metodología, y fórmulas diferentes para conseguir el espesor de las cuchillas, además, es posible que la cantidad de cuchillas influencie en la producción, por lo que se deberá calcular el número de estas. El sistema de filtrado comúnmente requiere de un cálculo para determinar el área que requiere la malla, sin embargo, es posible sobredimensionarla.

El diseño del eje debe de vincularse a los elementos rotativos que se sujetan a ella. Haciendo referencias a estas piezas, de debe de utilizar dos puntos de apoyo por lo menos, lo que supone el uso de dos rodamientos, que habrán de utilizar sendas chumaceras. Las herramientas de trabajo se acomodan a lo largo del eje, ajustándose estos elementos hasta conseguir una disposición adecuada para la alimentación del material y los trabajos requeridos. Finalmente, la máquina utiliza un elemento de recepción, el cual no se conecta al eje, sino al sistema de sujeción.




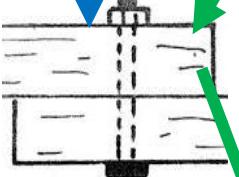
Este diseño supone una configuración que aplique una serie de cuchillas, que podrían ser configuradas horizontal, vertical o transversalmente al sentido de alimentación del material. El eje, podrá utilizar una configuración diferente para el orden de los elementos, aunque es recomendable que el sistema se acomode bajo el camino establecido para la tuna sin cáscara. Por último, en referencia al sistema de sujeción, es posible aplicar uniones permanentes, no permanentes o una

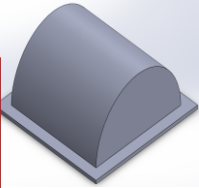
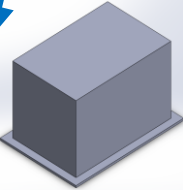
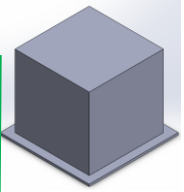



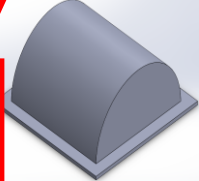
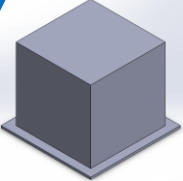
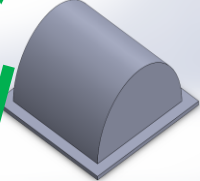
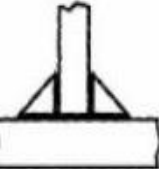
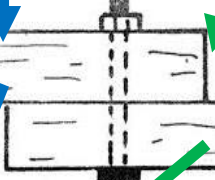
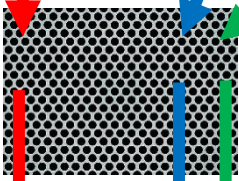
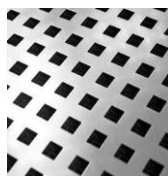
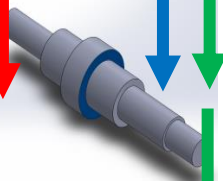
combinación de las mismas, hasta encontrar un sistema que ofrezca la estabilidad requerida por la máquina.

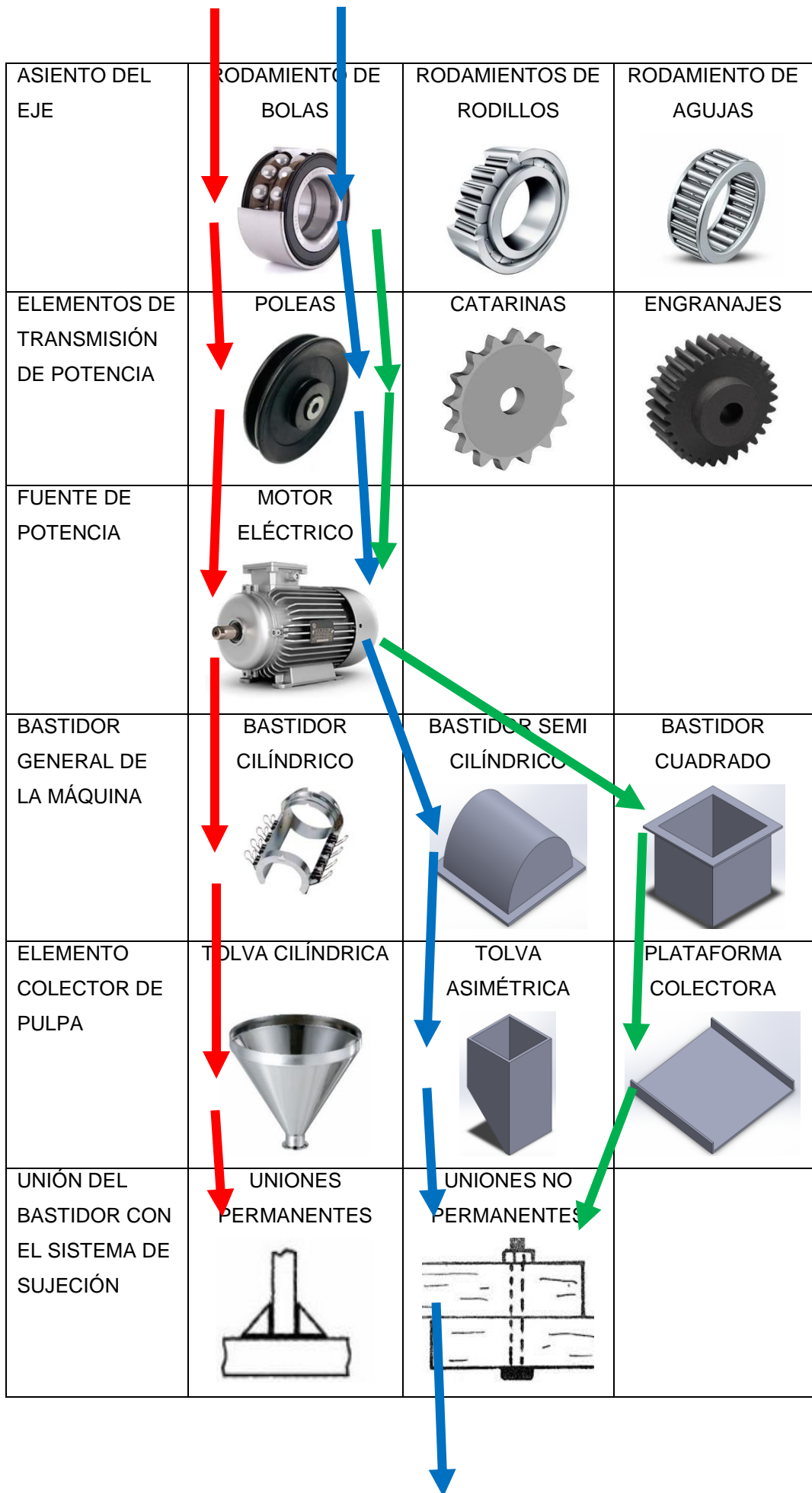
4.1.1.4 Matriz morfológica

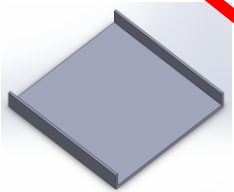

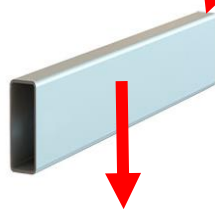
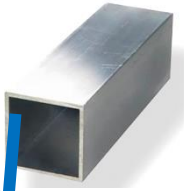

Para el diseño, la norma VDI 2221, propone el uso de una matriz que permita la observación de cada una de las alternativas posibles para las funciones de la máquina. De este modo, el diseñador podrá evaluar estas alternativas en referencia a los objetivos planteados en la lista de exigencias. Es posible, que la experiencia del diseñador juegue un rol importante en este entorno, ya que es él quien cuenta con el conocimiento para estimar qué clase de soluciones resultan ser más adecuadas. Visión que se obtiene luego de realizar una evaluación sobre dichas soluciones.

Tabla 2: Matriz morfológica de la máquina despulpadora

MATRIZ MORFOLÓGICA		Pág. 1 de 1	
PROYECTO	DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO	Edición: Rev. 1	
		FECHA: 22/06/2023	
		REVISADO POR:	
CLIENTE	INDUSTRIA ALIMENTARIA DE HUANCAYO	ELABORADO POR: ROJAS QUISPE OSCAR LEO	
FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
ELEMENTO DE ALIMENTACIÓN	ESPACIO DE ENTRADA DEL BASTIDOR (SIN TOLVA)	TOLVA CUÑA 	TOLVA ASIMÉTRICA 
TIPO DE UNIÓN ENTRE EL ELEMENTO DE ALIMENTACIÓN AL SISTEMA DE SUJECIÓN	UNIONES PERMANENTES 	UNIONES NO PERMANENTES 	

BASTIDOR DEL SISTEMA DE PICADO	BASTIDOR CILÍNDRICO 	BASTIDOR RECTANGULAR 	BASTIDOR CUADRADO 
HERRAMIENTA DE TRABAJO DEL SISTEMA DE PICADO	CUCHILLA HORIZONTAL 	TORNILLO DE PRENSADO 	CUCHILLA TRANSVERSAL 
BASTIDOR DEL SISTEMA DE FILTRADO	BASTIDOR CILÍNDRICO 	BASTIDOR CUADRADO 	BASTIDOR SEMI CILÍNDRICO 
TIPO DE UNIÓN ENTRE EL ELEMENTO DE ALIMENTACIÓN AL SISTEMA DE SUJECIÓN	UNIONES PERMANENTES 	UNIONES NO PERMANENTES 	
HERRAMIENTA DEL SISTEMA DE FILTRADO	MALLA CON AGUJEROS CIRCULARES 	MALLA CON AGUJEROS CUADRADOS 	
ASIENTO DE LOS ELEMENTOS ROTATIVOS	EJE 		



ELEMENTO COLECTOR DE PEPAS	PLATAFORMA COLECTORA 	TOLVA ASIMÉTRICA 	
VIGA DE LA ESTRUCTURA	PERFIL RECTANGULAR 	PERFIL CUADRADO 	PERFIL EN ELE 
	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3

Nota Elaboración propia

4.1.1.5 Descripción de soluciones

Las soluciones obtenidas se concretan a partir de las funciones que la máquina debe de poseer, utilizando las soluciones posibles para cada una de ellas. Se realiza una descripción para entender el trabajo que realiza cada una de estas alternativas. Así, se analiza el camino que atraviesa el material, además de detallar lo sistemas que componen la configuración:

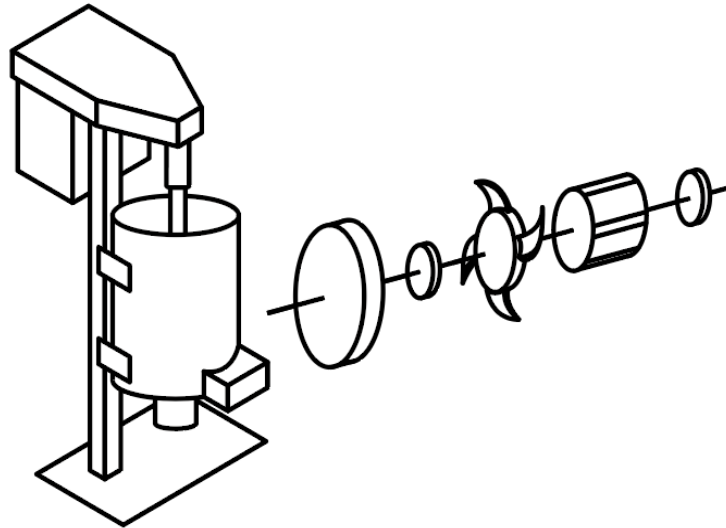
Solución 1

La configuración de la solución 1 plantea el uso de la apertura superior del bastidor para trabajar como una tolva, de tal modo que el fruto pueda ingresarse por este punto. De este modo, el tipo de alimentación se da a partir de la gravedad, lo que conduce al fruto a llegar al sistema de picado, y subsecuentemente, al sistema de filtrado. Para recoger la pulpa se utiliza una tolva cilíndrica, que gracias a la gravedad, permite concentrar la pulpa en este elemento con forma de embudo. Por otro lado, la pepa atraviesa un sector hasta llegar a una tolva asimétrica inclinada.

El sistema de transmisión utiliza una polea para recibir la potencia desde un motor eléctrico, aunque todavía no queda clara la velocidad angular de la misma. Por ello, se puede considerar que, de ser muy bajas estas revoluciones, se podría seleccionar un nuevo sistema. La potencia suministrada entrega la fuerza requerida para el sistema de picado y el sistema de filtrado, considerando que ambos sistemas

se sientan sobre un mismo eje. Finalmente, el sistema de picado utiliza una serie de cuchillas, mientras que el sistema de filtrado considera paletas de fricción.

Figura 7 : Diagrama de la solución 1



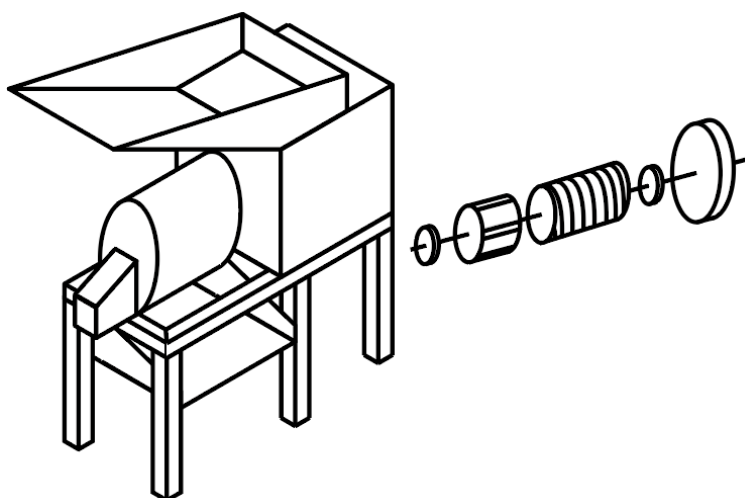
Nota Elaboración propia

Solución 2

La configuración del sistema 2 propone un camino inclinado para que trabaje la máquina, para ello, se vale de los elementos de alimentación, los cuales se encargan de conducir el material. La tuna pelada ingresa por una tolva hasta encontrarse con una sección de conducción que permita entregarla al sistema de picado, y subsecuentemente al sistema de filtrado. La inclinación necesaria de estos sistemas supone que los elementos requieren una configuración apoyada sobre la estructura generando un ángulo para que la gravedad permita el avance del material.

Para la transmisión de potencia se considera utilizar una polea, aunque debido a que es posible que la velocidad angular sea muy baja, este elemento podría cambiar por otro que se adecúe mejor a unas revoluciones bajas. El sistema de picado, propone hacer uso de un tornillo, el cual tiene el objetivo de comprimir el material, que podría denominarse como un sistema de licuado. El sistema de filtrado utiliza una serie de paletas que permiten que la pulpa se separe de las pepas al pasar por una plancha con agujeros, limpiándose en cada revolución del eje.

Figura 8: Diagrama de la solución 2



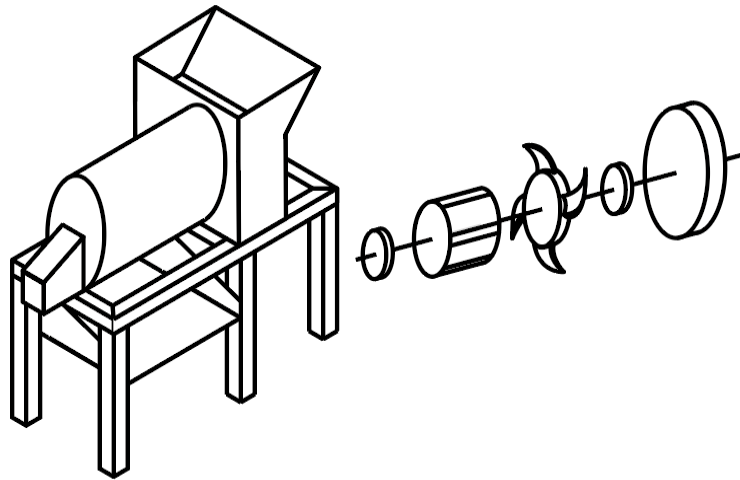
Nota Elaboración propia

Solución 3

La solución 3 propone una configuración con elemento de alimentación que conectan con los demás sistemas gracias a la gravedad, que sirve para conducir el material. Esto supone que debe de existir una cierta inclinación para permitir que el material siga su camino. Además, es posible considerar el diseño de los elementos bajo la potencia necesaria para que la gravedad favorezca la alimentación del sistema. Los elementos colectores, que son dos, sirven para recoger la pulpa de la fruta y las sepas en secciones separadas de la máquina.

El sistema de transmisión de potencia considera, inicialmente, una polea para transmitir la fuerza generada por el motor. Aunque, si bien, es cierto que las revoluciones podrían hacer que la máquina requiera un elemento que transmita de mejor manera la velocidad angular, este elemento podrá ser seleccionado más adelante. El sistema de picado plantea utilizar una serie de cuchillas, que reduzcan el tamaño de la fruta. El sistema de filtrado, utiliza una serie de paletas, que habrán de tamizar la pulpa de la fruta separándola de las pepas.

Figura 9: Diagrama de la solución 3



Nota Elaboración propia

4.1.1.6 Selección de la solución óptima

Al hacer uso de la norma VDI 2221, es necesario aplicar el método de evaluación para las alternativas seleccionadas. Esto implica seleccionar las alternativas a partir de una calificación con respecto a un punto de vista técnico y económico. Los requerimientos detallados en el apartado anterior servirán de hoja de ruta para la calificación de las configuraciones propuestas. De este modo, podremos evaluar a cada alternativa basándose en la capacidad de cada una de ellas para obtener, como objetivo principal, los requerimientos establecidos por el cliente.

La metodología de estudio del documento considera una evaluación técnica y económica, otorgándole un valor para las funciones descritas que la máquina requiere. Estas funciones poseen un valor dependiendo de la necesidad del cliente de considerarlas como una exigencia o un deseo, lo que a su vez permite calificarlas. Al aplicar este método, se consigue un modelo de valores numéricos donde, una solución perfecta, podría obtener una calificación perfecta. Para fines prácticos, se compara la solución perfecta con respecto a las alternativas consideradas.

Tabla 3: Tabla de evaluación técnica para las soluciones de la máquina

PROYECTO: DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO												
Evaluación técnica												
Variantes de concepto			Solución 1			Solución 2			Solución 3		Solución ideal	
N°	Función	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Función principal	10	4	40	4	40	4	40	4	40	4	40
2	Geometría	9	3	27	2	18	4	36	4	36	4	36
3	Fuerza	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
4	Energía	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
5	Seguridad	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
6	Ergonomía	9	3	27	3	27	4	36	4	36	4	36
7	Fabricación	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
8	Materiales	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
9	Montaje	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
10	Transporte	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
11	Uso	9	3	27	3	27	3	27	4	36	4	36
12	Mantenimiento	8	2	16	3	24	4	32	4	32	4	32
13	Costos	8	2	16	3	24	3	24	4	32	4	32
14	Reciclaje	8	2	16	3	24	3	24	4	32	4	32
Puntaje			40	358	42	373	46	408	56	496		
Valor técnico			0.722			0.752			0.823		1	

Nota Elaboración propia

La evaluación técnica se realiza a partir de la experiencia del diseñador, considerando a su vez, la capacidad de las piezas para lograr la función encomendada. Así, se considera que la solución 1, posee una calificación de 0,722; ya que, si bien su configuración es sencilla y usa piezas más fáciles de fabricar, su mantenimiento y capacidad productora es menor. La solución 2, posee un valor de 0,752; puesto que su disposición de piezas ocupa un mayor espacio, además, el utilizar un tornillo de prensado requiere de una mayor seguridad. Finalmente, se toma por decisión realizar un estudio más profundo con respecto a la solución, obteniendo una calificación de 0,823.

Tabla 4: Tabla de evaluación económica para las soluciones de la máquina

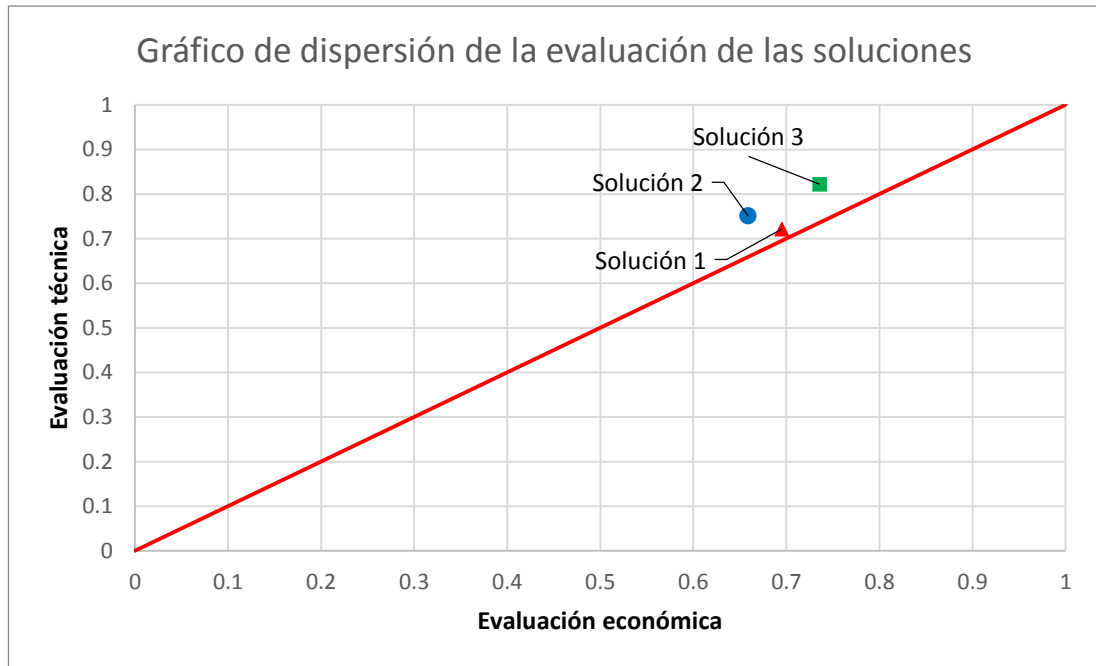
PROYECTO: DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO											
Evaluación económica											
Variantes de concepto			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
N°	Función	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p	
1	Costo de materiales	10	4	40	3	30	3	30	4	40	
2	Costo de fabricación	10	3	30	3	30	3	30	4	40	
3	Costo de mantenimiento	10	2	20	3	30	4	40	4	40	
4	Costo de mano de obra	9	3	27	3	27	3	27	4	36	
5	Costo de transporte	9	3	27	2	18	3	27	5	45	
6	Costo de uso	9	3	27	3	27	3	27	5	45	
Puntaje			18	171	17	162	19	181	26	246	
Valor técnico			0.695			0.659		0.736		1	

Fuente: Elaboración propia

Al analizar la evaluación económica, el diseñador cumple la función de tasador de precios, especulando, a su perspectiva, qué procesos y materiales serán más fáciles de fabricar o adquirir. La solución 1 posee un resultado de 0,695 puesto que el mantenimiento resultaría comprometedor, ya que existen muchas piezas que se superponen. La solución 2 utiliza elementos más difíciles de conseguir, por ejemplo, al requerir un tornillo de prensado de grado alimenticio el precio y mantenimiento de la máquina sería más complicado. Siendo la solución 3, la que posee un mejor resultado.

El graficar el resultado de cada una de las evaluaciones permite reconocer el desempeño combinado de las soluciones. Para mejorar la perspectiva del diseñador, se realiza una línea que indica la tendencia de cada solución con respecto a su desempeño en la evaluación técnica y económica. La solución 3, en este caso, es la que posee mejores resultados, observando su superposición, se puede decir que su configuración posee una evaluación que la hace superior en base a una vista técnica. Así, se considera que dicha solución puede tomar paso a un diseño a detalle.

Figura 10: Gráfico de dispersión del contraste de las evaluaciones de las alternativas



Fuente: Elaboración propia

4.1.2 Elaboración del proyecto

4.1.2.1 Diseño preliminar

La alternativa seleccionada dispone de una tolva asimétrica por donde ingresa el material, la que, gracias a una inclinación, permite alimentar a la máquina del material. Este elemento puede incrementarse de tamaño, permitiendo que una mayor cantidad de material ingrese. Incluso, es posible que este elemento incorpore un borde elevado, que, sin cargas excesivas, conseguirá finalmente que la alimentación del material sea constante. Si bien esto podría evitar la necesidad de tener un operador, es recomendable que un observador compruebe que el trabajo de la máquina se realiza adecuadamente.

El bastidor del sistema de picado se encuentra cubierto por el bastidor general que sirven, a su vez, como alimentador. Mientras que un bastidor adicional, se encarga de cubrir el sistema de filtrado, para evitar que este despida la pulpa alrededor de la máquina. La conexión generada por esta unión requiere que la salida del sistema de picado conecte con el sistema de filtrado, lo que puede realizarse aplicando una caída por gravedad, conectadas gracias al espacio que se genera entre el conjunto de paletas y cuchillas. Como consecuencia, el material del eje deberá permitir un uso alimentario.

El sistema de filtrado puede considerarse un mallado con agujeros circulares, que facilitará su construcción, aunque también se habrá de considerar un bastidor para este sistema. Dicho bastidor de protección de salpicaduras será adicional al del sistema de picado e independiente a este último, con respecto al sistema de sujeción. Una chumacera finaliza los elementos montados al eje. Los elementos colectores se ubican orientados para que la gravedad permite conducir, las peladuras por una tolva asimétrica, y la pulpa por un canal colector inclinado.

4.1.2.2 Diseño definitivo

Para el diseño de la máquina, se plantea utilizar acero de grado alimentario en los elementos colectores, así como en los bastidores que entren en contacto con la fruta. Esto supone que la tolva de alimentación puede trabajar también como un bastidor, por lo que su forma puede cambiarse para asemejarse a un embudo que desemboque en el sistema de picado. El bastidor del sistema de picado podrá utilizar una pieza cilíndrica, que sirve de conductor para ingresar la fruta picada al sistema de filtrado, donde deberá encontrarse una apertura para ello.

El cálculo de potencia de la máquina combina el sistema de picado y el sistema de filtrado, por lo que se debe establecer la fuerza requerida para el funcionamiento de ambos sistemas en conjunto. Ambas piezas se sientan sobre el eje, por lo que presumiblemente, el material de este eje debe suponer utilizar un acero de grado alimenticio, además, se escogen rodamientos adecuados para ello. El bastidor del sistema de filtrado posee un anclaje independiente al sistema de sujeción debido a las salpicaduras debido a la rotación, por lo que su trabajo es servir de colector, en conjunto con los otros elementos.

Es posible que el diseño requiera de revoluciones medianamente altas, por lo que utilizar poleas suele ser la alternativa más accesible y adecuada. Sin embargo, de requerir revoluciones más bajas, se tendrá que intercambiar de elementos por el uso de catarinas. Esto implica aislar el sistema de transmisión de potencia debido a la fricción del acero, por lo que se realiza configuraciones para evitar que esto suceda. Finalmente, la estructura, que debería no entrar en contacto con el producto final, puede utilizar un material como el acero ASTM A36, recubierto de dos o más capas de pintura anticorrosiva.

4.2 Elaboración detalles

4.2.1 Diseño del sistema para despulpa

4.2.1.1 Sistema de picado

Se considera que el sistema de picado, además de realizar la disminución del tamaño de partícula de la tuna, cumple la función de orientar el material hasta el sistema de filtrado. Para ello, se adjunta una tolva que ofrecerá una carga sobre las cuchillas del sistema de picado, por lo que se requiere comprobar, bajo dicha carga, la potencia de la máquina. Entonces, se parte de la premisa de cuánta será dicha carga, para iniciar el cálculo, permitiendo a su vez, conocer la cantidad de veces que el operador habrá de trabajar para llenar la tolva.

El volumen de una tuna puede calcularse al suponer que su forma es la de un cilindro perfecto, a modo de facilitar los cálculos. Entonces:

$$V_{utuna} = \pi \times r^2 \times h$$

Donde:

r: Radio de la tuna. En la región centro del Perú, una tuna puede llegar a tener hasta 5 centímetros de diámetro. Con un promedio de 4,1 centímetros.

h: Altura de la tuna. En la región centro del Perú, una tuna puede llegar a tener hasta 10 centímetros de alto. Aunque el promedio de alto se reduce a 7,2 centímetros.

Así, se calcula:

$$V_{utuna} = \pi \times 2,05^2 \times 7,2 = 95,058 \text{ cm}^3 = 9,506 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Considerando que tenemos 100 kilogramos de producción por hora, se puede iniciar el cálculo suponiendo que existe una quinta parte de la carga cada 12 minutos. Para ello, se requiere una tolva con volumen adecuado. Entonces, determinamos la cantidad de volumen necesaria para 20 kilogramos de tunas.

$$N_{tunas} = \frac{m_{carga}}{m_{tuna}}$$

Donde:

m_{carga} : Masa permitida por carga (kg).

m_{tuna} : Masa unitaria por tuna (kg). El peso unitario que posee una tuna equivale a 155,4 gramos.

Se resuelve:

$$N_{tunas} = \frac{20 \text{ kg}}{0,1554 \text{ kg}} = 128,7 \cong 129 \text{ unidades}$$

Entonces, para determinar el volumen necesario para la tolva, se utiliza:

$$V_{tolva} = N_{tunas} \times V_{utunas}$$

Calculando de la ecuación:

$$V_{tolva} = 129 \times 9,506 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,0123 \text{ m}^3$$

Este volumen obtenido será regulado a partir de las dimensiones posteriores de la tolva. Considerando, inclusive, ajustar una carga mayor para disminuir la cantidad de cargas, por lo que es posible incrementar la carga estática de las tunas. De este modo, se considera utilizar carga estática, debido a la masa que se detiene en el sistema de picado equivalente a 25 kilogramos. Esta fuerza requiere una conversión gracias a la gravedad, para obtener su valor en newtons. Entonces:

$$F_{sp} = m_{sp} \times g$$

Donde:

m_{sp} : Masa total a la entrada del sistema del picado (kg). Equivale a 25 kilogramos, suponiendo que la tolva aumente de tamaño para un total de cuatro cargas por hora.

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$). Se considera una magnitud de 9,81 ($\frac{m}{s^2}$).

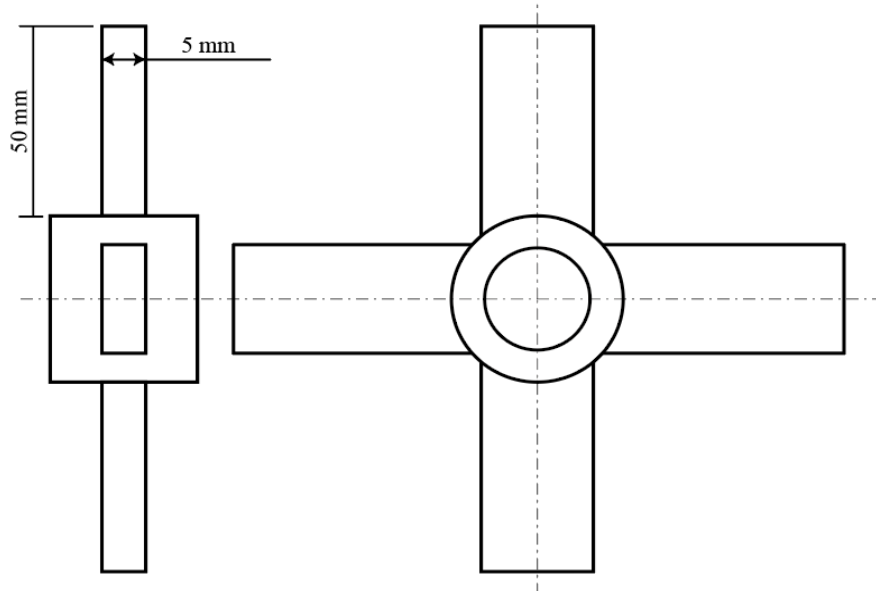
Entonces, se resuelve, para la carga aplicada por la tolva:

$$F_{sp} = 25 \times 9,81 = 245,25 \text{ N}$$

Para comprobar el diseño del asiento y las dimensiones de las cuchillas se requiere establecer un método de carga de fatiga. Para ello, consideramos que cada

una de las cuchillas se encuentran empotradas a su asiento. Se diagrama un gráfico para explicar esta distribución que facilite el cálculo:

Figura 11: Diagrama de dimensionamiento para las cuchillas



Fuente: Elaboración propia

Se reconoce que el factor de seguridad de diseño, para las cuchillas, debería estar por encima de un valor de 3. Recomendado para elementos de grado alimenticio, si bien, este valor es considerado por el diseñador. Se puede establecer un límite mínimo en favor de evitar accidentes con el material.

Para la ecuación:

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \quad (21)$$

Donde:

S_e : Resistencia a la fatiga $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Determinado a partir del material, se considera el acero inoxidable AISI 304 para este caso. Donde, la resistencia a la fatiga requiere de una serie de factores de corrección que parte de la ecuación: $S_e = S'_e \times k_z$. Donde; S'_e representa el valor límite de resistencia a la fatiga; y, k_z representa el resultado de los factores de corrección debido a elementos como el acabado superficial, el tamaño el elemento, la confiabilidad, entre otros. Se selecciona S'_e a partir del material y la resistencia última a la tensión (S_{ut}), utilizando la ecuación. $S'_e = 0,5 \times S_{ut}$. Para el material seleccionado, se tiene que, $S_{ut} = 5300 \frac{kg}{cm^2}$; por lo tanto,

$S'_e = 0,5 \times 5300 = 2650 \frac{kg}{cm^2}$. Al considerar que el factor final de corrección (supuesto, es posible que el valor real sea mayor, por lo que se toma en consideración un valor conservador) equivale a 0,75. Entonces, $S_e = 2650 \times 0,75 = 1987,5 \frac{kg}{cm^2}$.

σ : Esfuerzo de flexión ($\frac{kg}{cm^2}$). Se calcula a partir de:

$$\sigma = \frac{M \times C}{I} \quad (21)$$

Donde:

M : Momento flector ($kg - cm$). Calculado a partir del diagrama, esto representa una magnitud de $125 kg - cm$.

C : Distancia desde el eje neutro o centroide, hasta donde se determina el esfuerzo (cm). Se considera un espesor de cuchilla de 0,5 centímetros, por lo el valor de este factor equivale a la mitad, es decir, $0,25 cm$.

I : Momento de inercia con respecto al eje. (cm^4). Determinado a partir de las dimensiones del elemento, se considera la pieza como una placa, de tal modo que se faciliten los cálculos. Entonces la ecuación utilizada es: $I = \frac{b \times h^3}{12}$. Donde, b representa el valor del largo de la cuchilla; h representa el valor del espesor total de la cuchilla. Entonces, $I = \frac{5 \times (0,05 cm)^3}{12} = 0,052 cm^4$.

Finalmente se resuelve para obtener el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{125 kg - cm \times 0,25 cm}{0,052 cm^4} = 600 \frac{kg}{cm^2}$$

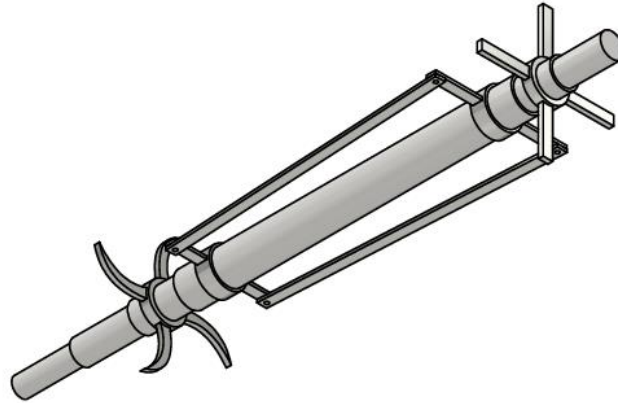
Se resuelve para el factor de seguridad:

$$n = \frac{1987,5 \frac{kg}{cm^2}}{600 \frac{kg}{cm^2}} = 3,3125$$

El diseño de la cuchilla ha sido efecto, ya que el valor del factor de seguridad se encuentra por encima de límite establecido por el diseñador. Consecuentemente, al estimar este valor, muy cercano al valor límite, se considera evitar el cambio de dimensiones de la cuchilla. Por lo que se establece estas dimensiones para proseguir, siendo imposible modificarlas. Por ello, en la fase de optimización del diseño realizado por medio de software, se parte de esta premisa, de tal modo que

se pueda jugar con las dimensiones de otros componentes, como el de la tolva de alimentación, por ejemplo.

Figura 12: Sistema de picado



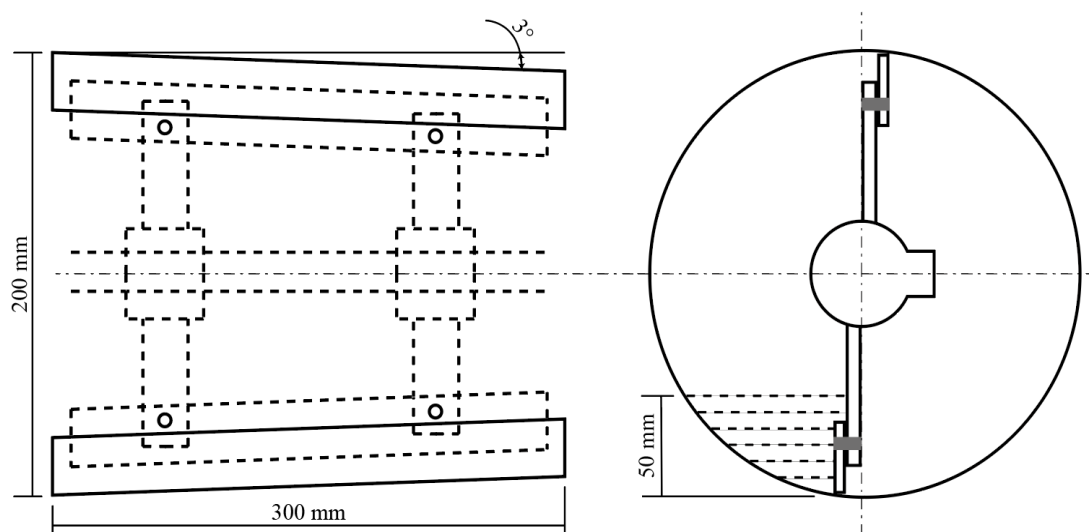
Fuente: Elaboración propia

4.2.1.2 Sistema de filtrado

El sistema de filtrado consta de dos piezas, el elemento de fricción y el tamiz separador. El elemento de fricción es un conjunto de elementos que combina un asiento, o bocina, que se sienta sobre el eje, dos pares de paletas, cuya función es mantener en su lugar a una lámina de acero de presión, la cual funciona como un asiento para un rascador de nylon. Al plantear que el tamiz separador posee agujeros en toda la pieza, queda como resultado realizar el diseño del elemento de fricción, ya que se requiere determinar las dimensiones de la paleta y el esfuerzo requerido para mover el sistema.

Para determinar el volumen de fruta picada que la máquina mueve, se estima un volumen de trabajo en el que el tamiz separador se encuentra lleno. Por lo que la máquina deberá mover este volumen en cada revolución, considerando que se mantiene constante durante el tiempo de uso. Así, se podrá determinar este esfuerzo, sumado a la fuerza necesaria para mover el sistema desde el punto estático. A pesar del nombre, el diseño debería considerar que no existe fricción, entre el nylon del rascador y el tamiz separador, sin embargo, se ingresa este componente para obtener un mejor resultado.

Figura 13: Diagrama de dimensionamiento para el sistema de filtrado



Fuente: Elaboración propia

Para determinar el volumen que mueven los rascadores se determina el volumen que se genera al lado de giro del elemento. Se puede observar que la forma de esta área es la de un segmento circular, por lo que se determina la ecuación:

$$A = \frac{r^2}{2}(\theta - \text{sen}\theta) \tag{21}$$

Donde:

r : Radio del círculo que formaría la sección circular (m). Se considera un diámetro de 20 centímetros para tamiz separador. Por lo tanto, el radio es 10 centímetros.

θ : Ángulo central formado por los radios que delimitan la región del sector circular (rad). Dado que el ángulo considerado se utiliza en grados sexagesimales, se realiza una conversión para establecer el resultado. Además, el ángulo considerado para el diseño equivale a 120° .

Entonces:

$$A = \frac{0,1^2}{2} \left(\frac{120\pi}{180} - \text{sen}120 \right) = 6,142 \times 10^{-3} m^2$$

Para determinar la distancia que genera el corte del segmento circular sobre el radio, se puede utilizar la ecuación:

$$h = r \times \left(1 - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)\right)$$

Aplicando la información de la ecuación anterior, se estima el valor:

$$h = 0,1 \times \left(1 - \cos\left(\frac{120}{2}\right)\right) = 0,05 \text{ m}$$

El valor de la altura de la sección circular es permisible, por lo que se calcula el volumen que genera el área del segmento circular. Para ello, se considera un largo de 30 centímetros, además, de considerar que el tamiz separador posee una inclinación de aproximadamente 3 grados sexagesimales. Esto en favor de que la gravedad facilite la caída del material. Esto supone que la forma del sistema de filtrado es similar a la del tronco de un cono recto, aunque para los cálculos de resistencia, se asume que la forma es similar a la de un cilindro, de tal modo que se faciliten los cálculos.

Entonces, para determinar el volumen:

$$V_{ftunas} = A \times l \tag{21}$$

Donde:

A: Área donde se ubican las tunas picadas (m^2). Determinado a partir de un ángulo de 120° , equivale a $6,142 \times 10^{-3} m^2$.

l: Largo del tamiz separador (m). Considerado para una distancia de 30 centímetros.

Se resuelve:

$$V_{ftunas} = 6,142 \times 10^{-3} m^2 \times 0,03 m = 0,0015 m^3$$

Se determina la cantidad de tunas que estarían dentro de este volumen, de tal modo que se pueda calcular la masa del conjunto:

$$N_{tunas} = \frac{V_{ftunas}}{V_{utunas}} \tag{21}$$

Donde:

V_{utunas} : Volumen unitario en promedio por tuna (m^3). Calculado anteriormente, equivale a $9,506 \times 10^{-5} m^3$.

Resolviendo:

$$N_{tunas} = \frac{0,0015 \text{ m}^3}{9,506 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 15,7795 \text{ unidades}$$

Finalmente, se considera la masa a partir de:

$$m_{sf} = m_{tuna} \times N_{tunas} \quad (21)$$

Donde:

m_{tuna} : Masa unitaria por tuna (kg). El peso unitario que posee una tuna equivale a 155,4 gramos.

Entonces, se calcula:

$$m_{sf} = 0,1554 \text{ kg} \times 15,7795 \text{ unidades} = 2,452 \text{ kg}$$

Dada la fuerza, se convierte a newtons para posteriormente aplicarla en el cálculo de la potencia de la máquina. Así, se tiene:

$$F_{sf} = m_{sf} \times g \quad (21)$$

Resolviendo:

$$F_{sf} = 2,452 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 24,055 \text{ N}$$

Tal como se comentó anteriormente, para diseñar las paletas que soportan los elementos de sujeción del rascador de nylon, se plantea comprobar este elemento a partir del esfuerzo de fatiga debido al momento flector. El factor de seguridad para este elemento debería encontrarse por encima de un valor de 3. Para ello, se consideran las dimensiones delimitadas por el diámetro que posee el tamiz separador, así como del tamaño que poseen el volumen del material. De este modo, podemos aplicar el mismo método considerado para las cuchillas en el apartado anterior.

Para la ecuación:

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \quad (21)$$

Donde:

S_e : Resistencia a la fatiga $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Calculado anteriormente para el acero inoxidable AISI 304 para este caso. Entonces, $S_e = 1987,5 \frac{kg}{cm^2}$.

σ : Esfuerzo de flexión $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Se calcula a partir de:

$$\sigma = \frac{M \times C}{I}$$

Donde:

M : Momento flector ($kg - cm$). Calculado a partir del diagrama, esto representa una magnitud de $71,176 kg - cm$; ya que se utilizan dos paletas para sujetar cada uno de los rascadores, se utiliza un momento final de $35,588 kg - cm$.

C : Distancia desde el eje neutro o centroide, hasta donde se determina el esfuerzo (cm). Se considera un espesor para la paleta de $0,3$ centímetros, por lo el valor de este factor equivale a la mitad, es decir, $0,15 cm$.

I : Momento de inercia con respecto al eje. (cm^4). Determinado a partir de las dimensiones del elemento, se considera la pieza como una placa, de tal modo que se faciliten los cálculos. Entonces la ecuación utilizada es: $I = \frac{b \times h^3}{12}$. Donde, b representa el valor del largo de la cuchilla; h representa el valor del espesor total de la cuchilla. Entonces, $I = \frac{18 \times (0,3 cm)^3}{12} = 0,0405 cm^4$.

Finalmente se resuelve para obtener el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{35,588 kg - cm \times 0,15 cm}{0,0405 cm^4} = 131,807 \frac{kg}{cm^2}$$

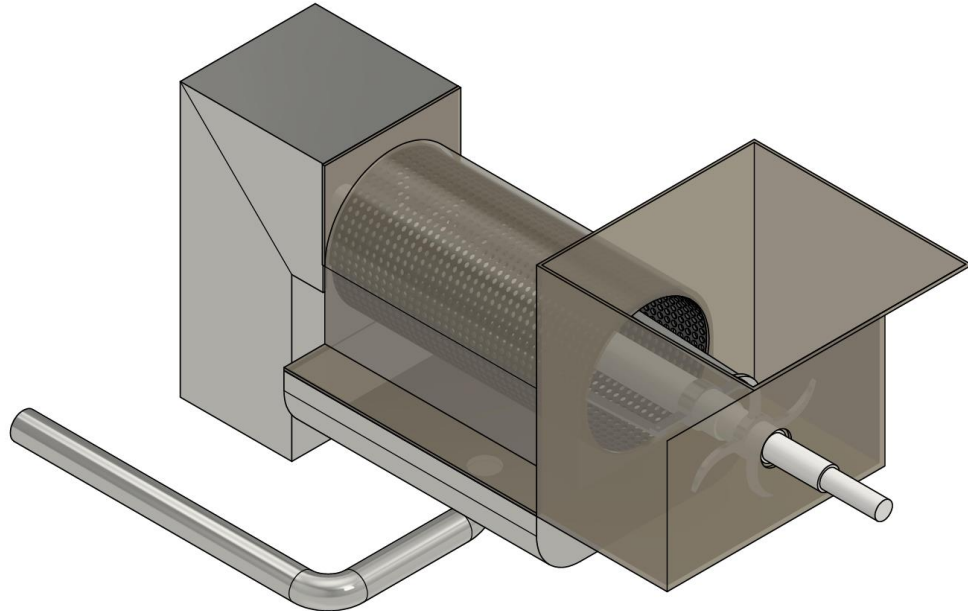
Se resuelve para el factor de seguridad:

$$n = \frac{1987,5 \frac{kg}{cm^2}}{84,733 \frac{kg}{cm^2}} = 15,079$$

Como se puede observar, utilizar un espesor por debajo del mínimo comercial para la paleta de soporte de los rascadores todavía es permisible, sería inconveniente hacer dicha selección. Debido a que este elemento posee dimensiones que lo convierten en la pieza crítica del sistema, se elige utilizar el mismo espesor para el elemento de seguridad que complementa a esta pieza. Además, se diseña el ancho del elemento a partir de agujero requerido para sujetar los elementos. Por ello, se

puede concluir que el elemento será seguro para su uso, por lo que se puede proseguir a determinar la potencia de la máquina.

Figura 14: Sistema de filtrado



Fuente: Elaboración propia

4.2.1.3 Potencia de la máquina

Al conocer los esfuerzos que se deben realizar a lo largo del eje, se puede determinar la potencia que dicho elemento habrá de requerir. Si bien es necesario conocer las revoluciones por minuto de la máquina, las despulpadoras trabajan bajo un régimen de entre 400 y 600 rpm, por lo que establece el valor más alto, de tal modo que se pueda cumplir con la capacidad total de producción. Con respecto a las cargas de fricción, y estáticas para mover el sistema de filtrado, se asume que estos valores son mínimos, por lo que se les considera como un porcentaje de total de la potencia de su sistema.

$$P = P_{sf} + P_{sp} \quad (21)$$

Donde:

P_{sf} : Potencia requerida por el sistema de filtrado (W).

P_{sp} : Potencia requerida por el sistema de picado (W).

Cabe resaltar que el cálculo de potencia requerido para iniciar el movimiento del sistema de filtrado debería requerir un cálculo adicional, debido a su tamaño,

supone un valor mínimo. Por ello, se asume que la energía cinética de este sistema es pequeña, y por lo tanto puede obtenerse representativamente del esfuerzo necesario para mover el volumen de tunas. Se aplica la ecuación:

$$P = F \times r \times \omega$$

Donde:

F : Fuerza requerida por el sistema (N).

r : Radio de distancia donde se requiere dicha fuerza con respecto al eje de giro (m).

ω : Velocidad angular del sistema ($\frac{rad}{s}$). Considerando que utilizamos 600 rpm, se convierte dicho valor por medio de $\omega = 600 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 62,832 \frac{rad}{s}$

Para el sistema de filtrado, se calcula la potencia:

$$P_{sf} = 24,055 \text{ N} \times 0,1 \text{ m} \times 62,832 \frac{rad}{s} = 151,142 \text{ W}$$

Se asume que el sistema utiliza un 5% de la potencia para iniciar el movimiento, por lo tanto, se corrige la potencia:

$$P_{sp} = 151,142 \text{ W} \times 1,05 = 158,7 \text{ W}$$

Con respecto al sistema de picado, consideramos los valores:

$$P_{sp} = 245,25 \text{ N} \times 0,075 \text{ m} \times 62,832 \frac{rad}{s} = 1155,72 \text{ W}$$

Para obtener la potencia total, recogemos los datos:

$$P = 158,7 \text{ W} + 1155,72 \text{ W} = 1311,42 \text{ W}$$

$$P = 1311,42 \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{745,6 \text{ HP}} = 1,759 \text{ HP}$$

Finalmente, se puede estimar la potencia final, al considerar que la máquina posee una eficiencia mecánica que disminuye la potencia transmitida. Al haber hecho uso de un modelo conservador para el cálculo de las piezas, podemos asumir que la eficiencia mecánica de la transmisión equivale a 0,9. De este modo tenemos:

$$P_D = \frac{P}{\eta}$$

Donde:

P : Potencia calculada (HP) . Obtenido a partir del modelo de cálculo considerado.

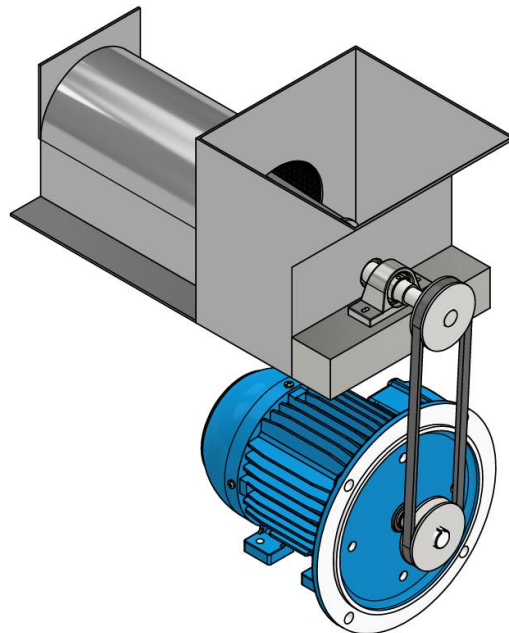
η : Eficiencia mecánica (HP) . Considerado a partir de la experiencia del diseñador.

Entonces, se resuelve:

$$P_D = \frac{1,759 \text{ HP}}{0,9} = 1,954 \text{ HP}$$

Ya que los motores con una potencia mínima se encuentran por encima de este valor, se puede seleccionar un motor eléctrico de 2 caballos de fuerza. Al hacer uso del catálogo WEG (2021) Motores eléctricos trifásicos, se define utilizar: Motor eléctrico WEG IV polos de 2 HP, con carcasa 143/5T; el cual posee una velocidad angular de 1750 revoluciones por minuto. Se prosigue con el diseño de la máquina a partir del motor seleccionado, por lo que se seleccionan las piezas adecuadas para el sistema de transmisión de potencia. (Ver anexo ii).

Figura 15: Sistema de potencia



Fuente: Elaboración propia

4.2.2 Diseño del sistema de transmisión de potencia

4.2.2.1 Selección de los elementos de transmisión de potencia

Se planteó hacer uso de un conjunto de poleas y fajas, para lo cual es necesario considerar un catálogo. Gracias a la accesibilidad de las piezas, se ha considerado utilizar el catálogo DUNLOP (2014), donde se encuentra una disposición sugerida para la selección de poleas. Cabe resaltar que en este apartado se utiliza la información dispuesta en apartados anteriores, además, de considerar ciertas dimensiones para un diseño adecuado. Por ello, algunos valores, como la distancia entre centros, serán seleccionados a partir de la experiencia del diseñador.

Para determinar el tipo de faja necesario, se realiza una corrección a la potencia a transmitir. Para lo cual aplicamos:

$$P_C = P \times F_{cp} \quad (21)$$

Donde:

P_C : Potencia corregida (HP).

P : Potencia de diseño (HP). Seleccionada a partir de la potencia necesaria y la potencia del motor. Considerando que utilizaremos la potencia que posee el motor seleccionado, es decir 2 HP.

F_{cp} : Factor de corrección de potencia. Dependiente del tipo de carga a la que vaya a estar sujeta la máquina. Considerando que el servicio es de capacidad intermedia con un máximo de tiempo de trabajo de 7 horas consecutivas, este factor equivale a 1,1.

Resolviendo, se tiene:

$$P_C = 2 \times 1,1 = 2,2 \text{ HP}$$

Haciendo uso del catálogo mencionado, se puede utilizar un diagrama de selección para determinar la sección transversal de la faja (Ver anexo iii). Así, se considera hacer uso de una correa de sección A del catálogo Dunlop (2014). Se establece, la relación que habrá de existir entre las poleas, de tal modo que se pueda seleccionar el diámetro primitivo más adecuado para el sistema. Debido a que contamos con información de las velocidades angulares de los ejes, se aplican estos datos para realizar el cálculo. Entonces, tenemos:

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d}$$

Donde:

K : Relación de transmisión.

N : Velocidad angular del eje de la polea menor (*rpm*).

n : Velocidad angular del eje de la polea mayor (*rpm*).

D : Diámetro primitivo de la polea mayor (*mm*).

d : Diámetro primitivo de la polea menor (*mm*).

Se resuelve:

$$K = \frac{1750}{600} = 2,916$$

Se realiza una iteración inicial para seleccionar los diámetros primitivos de las poleas. Inicialmente se toma en cuenta un juego de poleas de 250 y 90 milímetros; el segundo juego utiliza 100 y 300 milímetros; finalmente, el tercer juego utiliza 315 y 112 milímetros. Cabe mencionar que utilizar una disposición con el mayor diámetro de poleas posible, permite un mayor tiempo de vida para las fajas. Si bien, esta diferencia no suele ser representativa, consiguiendo en algunos casos, solamente horas de trabajo de diferencia, se considera el punto de mayor eficiencia para el diseño.

Entonces, la relación de transmisión entre las tres propuestas considera:

$$K_1 = \frac{250}{90} = 2,78 \quad \wedge \quad K_2 = \frac{300}{100} = 3 \quad \wedge \quad K_3 = \frac{315}{112} = 2,8125$$

Para las relaciones de transmisión calculadas, se espera una revolución por minuto equivalente a:

$$N_1 = \frac{1750}{2,78} = 630 \quad \wedge \quad N_2 = \frac{1750}{3} = 583,3 \quad \wedge \quad N_3 = \frac{1750}{2,8125} = 622,2$$

Como se comentó anteriormente, es recomendable incrementar el diámetro de las poleas puesto que esto supone un incremento de la vida útil de la faja. Además, en vista de que la velocidad angular permitía considerar una relación de entre 2,8 y 3; la propuesta 2 y 3 eran las más adecuadas. Sin embargo, se seleccionan los

diámetros de mayor tamaño, ya que, a su vez, son diámetros recomendados de uso por el catálogo.

Para determinar la distancia entre centros, el catálogo Dunlop (2014) explica que debe de existir un límite mínimo. Cuando la relación de transmisión se encuentra entre 1 y 3, es recomendable utilizar:

$$I \geq \frac{(K + 1) \times d}{2} + d$$

Donde:

I : Distancia entre centros (mm).

Entonces:

$$I \geq \frac{(2,8125 + 1) \times 112}{2} + 112 = 325,5 \text{ mm}$$

La distancia entre centros calculada supone el límite recomendado por el fabricante, ya que no existen longitudes primitivas para fajas menores a dicha distancia. Entonces, para complementar la selección de la faja, se determina dicha longitud. Para ello se puede aplicar la ecuación:

$$L = 2 \times I + 1,57 \times (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \times I}$$

Donde:

(21)

L : Longitud primitiva (mm).

I : Distancia entre centros (mm). Determinado en el punto anterior, se considera 325,5 milímetros.

D : Diámetro primitivo de la polea mayor (mm). Determinado en el punto anterior, se considera 315 milímetros.

d : Diámetro primitivo de la polea menor (mm). Determinado en el punto anterior, se considera 112 milímetros.

Se calcula:

$$L = 2 \times 325,5 + 1,57 \times (315 + 112) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 325,5}$$

$$L = 1353,04 \text{ mm}$$

Ya que existen componentes que podrían atravesarse en el espacio donde se ubica el motor, se considera utilizar una longitud primitiva de correa más grande. Esto conlleva a que la distancia entre centros se incremente, que es el resultado esperado, de tal modo que las piezas no se superpongan. Entonces, del catálogo mencionado, se decide utilizar la faja de sección A de 58 pulgadas, la cual posee una longitud primitiva de 1507 milímetros (Ver anexo iv). Se realiza comprobar la nueva distancia entre centros, para lo cual se puede despejar la ecuación anterior. Así, se obtiene:

$$I = 405,605 \text{ mm}$$

Se determina también, el ángulo de contacto generado por la faja seleccionada. Para ello se aplica:

$$\alpha = 180 - 57 \times \frac{D - d}{I} \quad (22)$$

Donde:

α : Ángulo de contacto ($^{\circ}$).

Entonces, se tiene:

$$\alpha = 180 - 57 \times \frac{315 - 112}{405,605} = 151,47^{\circ}$$

Finalmente, se complementa el cálculo al determinar la velocidad lineal a la que trabaja la faja, ya que existen parámetros recomendados como en este caso, cuyo valor debería encontrarse por debajo de $30 \frac{m}{s}$. Entonces se aplica la fórmula:

$$V_t = \frac{\pi \times d \times N}{60 \times 1000} \quad (22)$$

Donde:

V_t : Velocidad lineal de la correa ($\frac{m}{s}$).

d : Diámetro primitivo de la polea menor (mm). Seleccionado previamente del catálogo, con una dimensión sugerida de 112 milímetros.

N : Velocidad angular de la polea menor (rpm). Seleccionado previamente en base a la selección del motor. Equivale a 1750 revoluciones por minuto.

Se resuelve para los datos utilizados:

$$V_t = \frac{\pi \times 112 \text{ mm} \times 1750 \text{ rpm}}{60 \times 1000} = 10,26 \frac{m}{s}$$

Al encontrarse, la velocidad lineal, por debajo del límite establecido, se puede pasar a realizar el cálculo de número de fajas necesarias para la transmisión en cuestión. Entonces, se determina la prestación base de potencia por faja. Para ello, se determina esta magnitud por medio de una revisión del catálogo de donde se extrae la faja. Además, se aplica la fórmula:

$$P_{bk} = P_b + P_{ad}$$

Donde:

(22)

P_{bk} : Prestación base de potencia por faja (HP).

P_b : Prestación base (HP). Obtenido del catálogo Dunlop (2014) Correas de transmisión industriales, para la faja A58; se tiene que cada faja alcanzaría a transmitir 2,53 HP de potencia si existiera un ángulo de contacto de 180°.

P_{ad} : Prestación adicional por relación de transmisión (HP). Obtenido del catálogo Dunlop (2014) Correas de transmisión industriales, para una faja A58 y una transmisión por encima de 2, se tiene que el incremento de potencia transmitida por faja es de 0,29 HP.

Entonces, se resuelve:

$$P_{bk} = 2,53 + 0,29 = 2,82 \text{ HP}$$

Se prosigue al calcular la potencia efectiva por correa, para lo cual se aplica la fórmula siguiente:

$$P_e = P_{bk} \times F_{cl} \times F_{ca}$$

Donde:

(22)

P_e : Potencia efectiva por correa (HP).

P_{bk} : Prestación base de potencia por correa (HP). Calculado en el punto anterior, lo que es igual a 2,82 HP.

F_{cl} : Factor de corrección debido a la longitud primitiva de correa. Seleccionado a partir de la faja seleccionada y el catálogo en cuestión. Para una faja A58 se tiene

este factor con un valor de 0,972; resultado de una interpolación entre los datos presentados en dicho manual.

$F_{c\alpha}$: Factor de corrección debido al ángulo de contacto. Seleccionado a partir de la faja seleccionada y el catálogo en cuestión. Para un ángulo de contacto de $151,47^\circ$, este factor posee un valor de 0,922; resultado obtenido de una interpolación entre los datos presentados en dicho manual.

Calculamos la potencia efectiva por correa:

$$P_e = 2,82 \text{ HP} \times 0,972 \times 0,922 = 2,527 \text{ HP}$$

Para completar este apartado, se determina la cantidad de correas necesarias en función a la información obtenida del catálogo, así como de los requerimientos de diseño. Aplicamos la ecuación:

$$\#_c = \frac{P_c}{P_e} \tag{22}$$

Donde:

$\#_c$: Cantidad de correas.

P_c : Potencia corregida (HP). Determinada a partir de la potencia que ofrece el motor. Calculado al inicio de este apartado con un valor de 2,2 HP.

P_e : Potencia efectiva (HP). Determinada en el punto anterior para los parámetros de selección de la correa. Posee un valor de 2,572 HP.

Entonces, tenemos que:

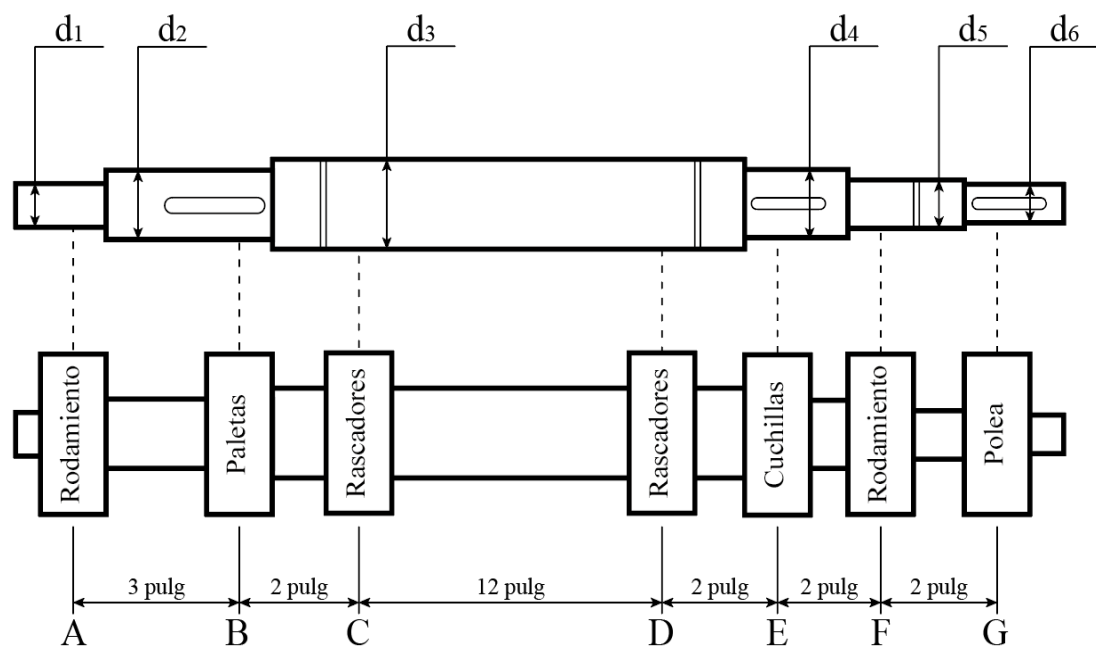
$$\#_c = \frac{2,2 \text{ HP}}{2,572 \text{ HP}} = 0,855 \cong 1 \text{ correa}$$

Podemos concluir que, para este apartado, es necesario utiliza una correa A58 del catálogo Dunlop (2014) Correas de transmisión industriales. Esto supone hacer uso de dos poleas con un solo canal, de diámetros primitivos de 315 y 112 milímetros. Los elementos podrán ser adquiridos del mismo catálogo, puesto que el fabricante ofrece la adquisición de ellos. Sin embargo, aunque es posible la fabricación propia de las poleas, se presume que el material de estas es de hierro fundido, por lo que se estima dicho material para dimensionar el eje al requerir la carga estática que genera la polea sobre el eje de trabajo.

4.2.2.2 Diseño del eje de transmisión de potencia

Conociendo el dimensionamiento de los elementos que se montan sobre el eje, se puede determinar el diseño del eje. Se estudia este elemento basándose en el esfuerzo de fatiga generado por la rotación constante, asumiendo las cargas estudiadas anteriormente, además, de los elementos que se componen irán montados. Para ello, se realiza un gráfico que permita observar la disposición de los elementos, donde se encuentran: el conjunto de cuchillas, en conjunto de rascadores de nylon, los rodamientos y la polea. Es posible la inclusión de una paleta de limpieza.

Figura 16: Disposición de los elementos en el eje



Nota Elaboración propia

Se considera la dimensión de espacio entre los elementos, examinando, a su vez, los elementos de sujeción para mantener a las piezas de trabajo en su lugar. Se plantea asegurar los elementos del sistema de filtrado mediante dos anillos de retén. Además, es posible ubicar un anillo de retén al lado derecho del rodamiento del punto F para evitar que la tuna picada fuerce el rodamiento haciéndolo avanzar axialmente sobre el eje. Para evitar esto, es posible, hacer uso de un espaciador entre las cuchillas y el rodamiento, aunque todavía se requiere hacer uso del anillo de retén especificado.

Se estiman las cargas que el eje debe de resistir, para ello, partimos del cálculo de toque al que se encuentra sujeto el eje:

$$T = \frac{63000 \times P}{n}$$

Donde:

T : Torque al que está sometido el eje (*lb.pulg*).

P : Potencia suministrada al eje (*HP*). Determinado en el apartado anterior de cálculo de potencia. Se llegó a la conclusión de que se utilizan 2 *HP*.

n : Velocidad angular del eje (*rpm*). Determinada en el apartado de las herramientas de trabajo. Se concluye que la velocidad es de 622,2 *rpm*.

Calculamos el torque aplicando la información:

$$T = \frac{63000 \times 2}{622,2} = 202,507 \text{ lb} - \text{pulg}$$

El elemento que suministra la potencia es la polea de 315 milímetros, la cual ejerce una carga sobre el elemento. Ya que la disposición de esta pieza se encuentra sobre el mismo plano lateral que el eje, la carga sólo incide sobre el eje Y. La fuerza que ejerce una polea posee diferentes componentes, sin embargo, para facilitar el cálculo se aplica la fórmula de fuerza neta. Para ello tenemos:

$$F_N = \frac{T}{\frac{D}{2}} \quad (23)$$

Donde:

F_N : Fuerza neta que ejerce la faja sobre la polea (*lb*).

T : Torque a la que el eje se encuentra sometido (*lb – pulg*). Calculado en el punto anterior, por lo que su valor equivale a 202,507 *lb – pulg*.

D : Diámetro de la polea (*pulg*). Seleccionado del catálogo en la sección del cálculo de elementos de transmisión de potencia. Posee un valor de 315 *milímetros*, lo cual equivale a 12,402 *pulgadas*.

$$F_N = \frac{202,507 \text{ lb} - \text{pulg}}{\frac{12,402 \text{ pulgadas}}{2}} = 32,658 \text{ lb}$$

La fuerza flexionante (F_B) que se ejerce sobre el eje, se determina a partir de la ecuación:

$$F_B = 1,5 \times F_N$$

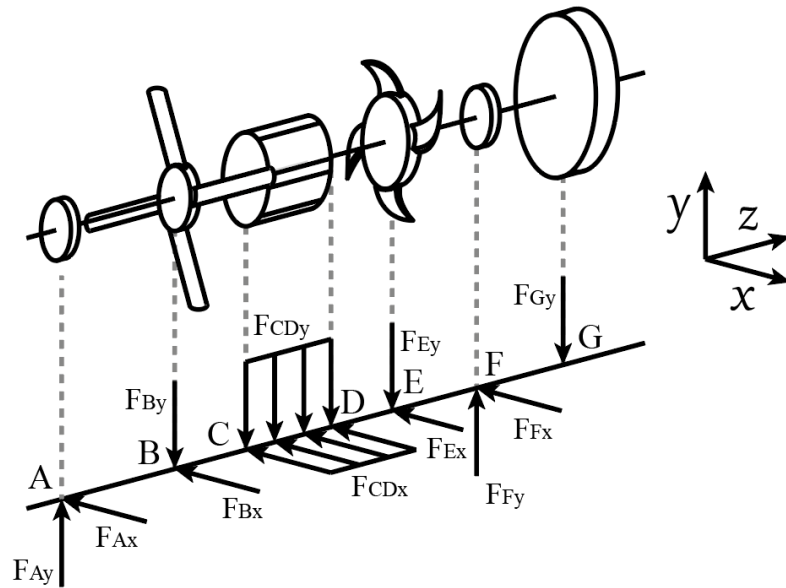
Se resuelve utilizando la información del cálculo anterior:

$$F_B = 1,5 \times 32,658 \text{ lb} = 48,987 \text{ lb}$$

Por lo tanto, la fuerza en el punto G, denominada como $F_{Gy} = 48,987 \text{ libras}$.

Debido a que la ubicación del motor consigue que el eje de este elemento se encuentre en el mismo plano de corte que el eje de trabajo; el esfuerzo generado solo trabaja sobre el eje Y del eje para el uso de las demás cargas, se considera que estas pueden incidir en la máquina cuando una de las herramientas alcanza un ángulo de 45° con respecto al plano de perfil. De este modo, se puede determinar un diagrama con las cargas que soporta el eje. Cabe resaltar que se usan los esfuerzos calculados para las piezas que se montan en el eje.

Figura 17: Distribución de cargas a las que se somete al eje



Se determinan las cargas que ocurren debido a los elementos de trabajo, considerando las cuchillas, rascadores y paletas.

Con respecto a la cuchilla, es decir, las cargas en el punto E, se tiene:

$$F_{Ex} = 55,14 \text{ lb} \times \cos(45^\circ) = 38,99 \text{ lb}$$

$$F_{Ey} = 55,14 \text{ lb} \times \text{sen}(45^\circ) = 38,99 \text{ lb}$$

Con respecto a los rascadores, es decir, las cargas entre el punto C y D, tenemos:

$$F_{Ex} = \frac{5,41 \text{ lb}}{12 \text{ pulg}} \times \cos(45^\circ) = 0,319 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$F_{Ey} = \frac{5,41 \text{ lb}}{12 \text{ pulg}} \times \text{sen}(45^\circ) = 0,319 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Con respecto a las paletas, es decir, las cargas en el punto B, se tiene:

$$F_{Bx} = 1,352 \text{ lb} \times \cos(45^\circ) = 0,956 \text{ lb}$$

$$F_{By} = 1,352 \text{ lb} \times \text{sen}(45^\circ) = 0,956 \text{ lb}$$

Al haber determinado cada una de las cargas para el eje, es posible determinar el material, para ello, se plantea utilizar acero inoxidable AISI 304 recocido y estirado en frío. Por lo que se describen las propiedades mecánicas de interés para proseguir con el dimensionamiento de lo escalonamientos de los diámetros del eje. Esta información es:

- Punto de fluencia (s_y): 60 200 *psi*
- Resistencia a la fatiga (s_n): 41 700 *psi*
- Resistencia a la tensión (s_u): 90 000 *psi*

Para utilizar el valor de la resistencia la fatiga se requiere una serie de factores de corrección, los cuales se describen a partir de la ecuación:

$$s'_n = s_n \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \tag{23}$$

Donde:

s_n : Resistencia a la fatiga (*psi*). Se aplica el valor de catálogo del material, para ello es posible recoger dicha información de registros de materiales. En este caso, se tiene 41 700 *psi*.

k_a : Factor de corrección por la condición superficial. Se aplica una ecuación que depende del tipo de condición superficial de la pieza, así como de la resistencia última a la tensión del material. Esto se consigue por medio de una fórmula, $k_a = a \times S_{ut}^b$; donde los valores de los factores ($a \vee b$), depende la condición superficial. Así, al considerar que el material está recocido y maquinado en frío, se tiene que: $a = 2,7$; y $b = -0,265$. Por lo tanto, el valor de $k_a = 0,797$.

k_b : Factor de corrección por el tamaño. Se aplica una ecuación que supone conocer el tamaño del diámetro del eje. Ya que por el momento no se cuenta con dicha información, es posible presumir de un valor para este cálculo. La fórmula requerida para elementos cuyo diámetro se encuentre por debajo de las dos pulgadas se expresa mediante la fórmula $k_b = 0,879 \times d^{-0,107}$. Al asumir que el diámetro máximo será 2 pulgadas, tenemos que el valor del factor $k_b = 0,8162$.

k_c : Factor de corrección por la carga. Se considera el tipo de carga a la que está sujeto el eje. Al haber una predominancia de esfuerzos flexionantes este factor posee una magnitud de $k_c = 1$.

k_d : Factor de corrección por la temperatura. Se aplica, para el cálculo, una temperatura de trabajo estimada, lo cual, en base a máquinas similares, se puede estimar que la temperatura del eje se encuentra por debajo de los 50°. Así, al ingresar dicha información resulta que el factor $k_d = 1,01$.

k_e : Factor de corrección por la confiabilidad. Seleccionado a partir del nivel de confiabilidad bajo el cual se propone el diseño del elemento mecánico. Por ende, se establece un nivel de confianza de 95%, lo que significa que el factor $k_e = 0,868$.

k_f : Factor de corrección por efectos variados. Recomendado a utilizar un valor equivalente a $k_f = 0,85$; debido a efectos variados como la frecuencia cíclica, la resistencia a la corrosión de los componentes, entre otros diferentes condicionantes que podrían influir en el diseño final.

Se realiza el cálculo a partir de los datos seleccionados, por lo tanto, la resistencia a la fatiga modificada es igual a:

$$s'_n = 41\,700 \text{ psi} \times 0,797 \times 0,8162 \times 1 \times 1,01 \times 0,868 \times 0,85$$

$$s'_n = 20\,213,941 \text{ psi}$$

Se debe aplicar una ecuación que combina el esfuerzo torsor aplicado y el esfuerzo de momento flexionante, a partir de un cálculo que supone el factor de seguridad y las resistencias del material. Esto implica conocer el resultante del momento flexionante que soporta en eje en cada punto de los escalonamientos deseados, por ello, se realiza un gráfico para demostrar este punto (Ver anexo v). Finalmente, luego de obtener las resultantes deseadas, se procede a calcular la ecuación que dispone del diámetro para cada uno de los escalonamientos.

Esta fórmula se expresa de la forma:

$$D = \left[\frac{32 \times N}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{K_t \times M}{s'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

N : Factor de seguridad. Seleccionado a partir de la experiencia del diseñador, considerando la seguridad de la colección de datos.

K_t : Factor de concentración de esfuerzos. Valor numérico seleccionado a partir de las variaciones de geometría en cada escalonamiento.

M : Momento flexionante ($lb - pulg$). Calculado a partir de las cargas que se sientan sobre el eje. Se determina al considerar un punto en el eje.

s'_n : Resistencia a la fatiga modificada (psi). Calculado a partir de la resistencia a la fatiga corrigiéndola a partir de una serie de factores. Para el presente caso, se tiene que este valor equivale a $s'_n = 20\ 213,941\ psi$.

T : Momento torsor ($lb - pulg$). Calculado a partir de las cargas que se sientan sobre el eje. Se determina al considerar un punto sobre el eje.

s_y : Punto de fluencia (psi). Seleccionado a partir del material, el tratamiento térmico al que se encuentra sometido y el tipo de maquinado. Determinado para el presente caso con un valor de $60\ 200\ psi$.

Para el caso en que no existan momentos torsores ni flexionantes, es posible aplicar una fórmula que dependa de la fuerza cortante ubicada sobre el punto evaluado. Se observa que utiliza factores similares a los de la ecuación anterior. Por lo tanto, se especifican aquellos factores nuevos. Esta ecuación se describe como:

$$D = \sqrt{\frac{2,94 \times K_t \times V \times N}{s'_n}} \quad (23)$$

Donde:

V : Esfuerzo cortante (lb). Calculado a partir de las cargas a las que se encuentra sujeto el eje. Se determina con respecto al punto a evaluar.

Para iniciar el cálculo se parte del diseño del punto más lejano a la izquierda, donde dicho elemento sienta un rodamiento. Al estudiar este punto hacia el lado izquierdo se observa que no existe un factor de concentración de esfuerzos. Sin embargo, dicho factor más cercano, se encuentra al lado derecho, donde se encuentra un radio de chaflán. Debido a que en este punto se sienta un rodamiento, se considera utilizar un chaflán agudo, por lo tanto, un factor de concentración de esfuerzos más alto. El factor de seguridad equivale a 3, mientras que se observa la inexistencia de momentos flexionantes.

Comprobando el diámetro 1:

$$D_1 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{202,507 \text{ lb} - \text{pulg}}{60\,200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 0,447 \text{ pulg} = 11,343 \text{ mm}$$

Al considerar dicho diámetro con respecto a los esfuerzos cortantes:

$$V_A = \sqrt{(1,74 \text{ lb})^2 + (6,4 \text{ lb})^2} = 6,632 \text{ lb}$$

Conociendo el esfuerzo cortante, se puede pasar a calcular el diámetro cuando solamente esta carga se monta sobre el eje. Entonces:

$$D_1 = \sqrt{\frac{2,94 \times 2,5 \times 6,632 \text{ lb} \times 3}{20\,213,941 \text{ psi}}}$$

$$D_1 = 0,085 \text{ pulg} = 2,160 \text{ mm}$$

Con respecto al punto B, se tiene que hacia el lado izquierdo y derecho existen concentradores de esfuerzos. Es posible que los concentradores de esfuerzos sean similares, ya que no se requiere un radio fino en el chaflán. Por lo tanto, se establece un factor de concentración de esfuerzos igual a 2. Mientras que el factor de seguridad también es igual a 3. Es posible observar que en este punto sí existe un momento, además, se considera el funcionamiento de la máquina cuando la torsión es máxima, al no absorberse por las herramientas de trabajo.

Se calcula el momento resultante:

$$M_B = \sqrt{(5,22 \text{ lb} - \text{pulg})^2 + (-19,2 \text{ lb} - \text{pulg})^2} = 19,9 \text{ lb} - \text{pulg}$$

Entonces, calculando el valor del diámetro 2 (D_2), se aplica:

$$D_2 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{2 \times 19,9 \text{ lb} - \text{pulg}}{20\,213,941 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{202,6 \text{ lb} - \text{pulg}}{60200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_2 = 0,488 \text{ pulg} = 12,408 \text{ mm}$$

Al estudiar el tramo CD, se puede observar que existen dos ranuras para anillos de retén. Esto significa que el valor de concentración de esfuerzos se eleva hasta 3. Además, para considerar el cálculo en el punto de mayor incidencia del momento, se considera observar el crecimiento de la función que describe el comportamiento del momento resultante (Ver anexo vi). Se puede demostrar que el punto donde el momento es mayor es el punto D. Entonces, con un factor de seguridad de 3, podemos resolver.

Con el momento resultante:

$$M_D = \sqrt{(-7,46 \text{ lb} - \text{pulg})^2 + (-71,76 \text{ lb} - \text{pulg})^2} = 72,15 \text{ lb} - \text{pulg}$$

El diámetro 3 (D_3) se define mediante:

$$D_3 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 72,15 \text{ lb} - \text{pulg}}{20\,213,941 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{202,6 \text{ lb} - \text{pulg}}{60200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_3 = 0,697 \text{ pulg} = 17,712 \text{ mm}$$

Este valor se incrementa en 6% debido a la ranura del anillo de retén, por lo tanto, se tiene el valor final para el diámetro 3 (D_3):

$$D_3 = 0,738 \text{ pulg} = 18,766 \text{ mm}$$

El punto E, donde se encuentran las cuchillas, posee dos puntos de concentración de esfuerzos. Hacia el lado izquierdo tiene el radio del chaflán, que será un chaflán redondeado, y hacia el lado derecho, se tiene la ranura para la cuña. Se puede estimar que el factor de concentración de esfuerzos es igual a 2. El factor de seguridad es igual a 3. Se calcula finalmente, la resultante del momento flector:

$$M_E = \sqrt{(-13,66 \text{ lb} - \text{pulg})^2 + (-74,88 \text{ lb} - \text{pulg})^2} = 76,12 \text{ lb} - \text{pulg}$$

El diámetro 4 (D_4) se define mediante:

$$D_4 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{2 \times 76,12 \text{ lb} - \text{pulg}}{20\,213,941 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{202,6 \text{ lb} - \text{pulg}}{60200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_4 = 0,627 \text{ pulg} = 15,932 \text{ mm}$$

En el punto F, nos encontramos con un rodamiento, el cual también habrá de funcionar como sello para el espacio donde ocurre el picado de la fruta. Por lo tanto, es posible que sea necesario utilizar un sello de fricción sumado a un anillo de retén. Esto supone que el factor de concentración de esfuerzos sea igual a 3. Además, el factor de seguridad es igual a 3. Se determina el momento flexionante que se ejerce en dicho punto por medio de la ecuación:

$$M_F = \sqrt{(-97,86 \text{ lb} - \text{pulg})^2 + (0 \text{ lb} - \text{pulg})^2} = 97,86 \text{ lb} - \text{pulg}$$

El diámetro 5 (D_5) se define mediante:

$$D_5 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 97,86 \text{ lb} - \text{pulg}}{20\,213,941 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{202,6 \text{ lb} - \text{pulg}}{60200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_5 = 0,768 \text{ pulg} = 19,503 \text{ mm}$$

Este valor se incrementa en 6% debido a la ranura del anillo de retén, por lo tanto, se tiene el valor final para el diámetro 5 (D_5):

$$D_5 = 0,814 \text{ pulg} = 20,678 \text{ mm}$$

Finalmente, se tiene el punto G, que sirve de asiento para la polea. En este punto puede encontrarse que solo existe una fuerza incidiendo sobre uno de los planos. Además, también se puede observar que no existen momentos de flexión incidiendo sobre dicho punto, aunque existe un momento torsión. El factor de concentración de esfuerzos se debe a la ranura para la cuña de trineo, si bien existe un chaflán, se puede asumir que este es redondeado. Entonces, con un factor de seguridad de 3.

El valor del esfuerzo cortante es:

$$V_G = \sqrt{(49 \text{ lb})^2 + (0 \text{ lb})^2} = 49 \text{ lb}$$

Resolviendo:

$$D_6 = \sqrt{\frac{2,94 \times 1,6 \times 49 \text{ lb} \times 3}{20 \ 213,941 \text{ psi}}}$$

$$D_6 = 0,185 \text{ pulg} = 4,698 \text{ mm}$$

Al estudiar el diámetro a partir del esfuerzo de torsor que ingresa desde la polea, aplicamos:

$$D_6 = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{202,507 \text{ lb} - \text{pulg}}{60 \ 200 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_6 = 0,447 \text{ pulg} = 11,343 \text{ mm}$$

Se puede concluir el dimensionamiento de los escalonamientos del eje al aproximarlos datos a valores que permitan la configuración del eje considerando las distancias disponibles en la máquina. Se utiliza como base las dimensiones calculadas, las cuales representan el valor mínimo que pueden poseer los diámetros. Además, se tienen en cuenta que al requerir elementos de grado alimentario, ciertas distancias podrán incrementarse, ya que todavía es necesario seleccionar algunos componentes, como los rodamientos. Entonces:

$$D_1 = 11,343 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm}$$

$$D_2 = 12,408 \text{ mm} \rightarrow 30 \text{ mm}$$

$$D_3 = 18,766 \text{ mm} \rightarrow 35 \text{ mm}$$

$$D_4 = 15,932 \text{ mm} \rightarrow 30 \text{ mm}$$

$$D_5 = 20,678 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm}$$

$$D_6 = 11,343 \text{ mm} \rightarrow 20 \text{ mm}$$

Se reconoce que existen dos rodamientos, para lo cual, es necesario la selección de dichos componentes. Se establece un método de selección para rodamientos, los cuales requieren dos sellos, uno a cada lado, con la posibilidad de una lubricación muy poco constante. A estos rodamientos de grado alimenticio cada fabricante los considera de un modo diferente. Mientras que SKF, les otorga una denominación de 2RSH en su designación. De este modo, se utilizan las cargas sobre los puntos A y F, para realizar la selección de estos componentes.

Además, cabe señalar que se determina un tiempo de vida aproximado de 20 mil horas para cada uno de estos componentes. Además, se considera un factor de corrección igual al 1 para los esfuerzos cortantes ya que sólo se toman en cuenta las cargas radiales del sistema. Se toma como referencia el punto F, ya que es el que mayor carga representa para el sistema. De este modo, podemos determinar el rodamiento para el punto F, considerando el esfuerzo resultante:

$$V_A = \sqrt{(49 \text{ lb})^2 + (37,44 \text{ lb})^2} = 61,67 \text{ lb} = 274,32 \text{ N}$$

Se determina el factor de velocidad bajo dicha carga:

$$f_n = \sqrt[3]{\left(\frac{33,3}{622,2}\right)} = 0,3768$$

El factor de vida con respecto al factor de velocidad es igual a:

$$f_h = 0,3332 \times \frac{6\,550 \text{ N}}{274,32 \text{ N}} = 8,998$$

Finalmente, se determina el tiempo de vida esperado para el rodamiento:

$$L_{10h} = 500 \times (8,998)^3 = 364\,280 \text{ horas}$$

Al determinar que el tiempo de vida calculado se encuentra por encima del tiempo esperado se puede determinar que la selección es adecuada. Entonces, demos decir que haremos uso de un rodamiento 6005-2RSH/VA947, el cual utiliza un asiento que evite su movimiento axial. En el caso del punto A, las cargas cortantes son menores, por lo que se hace uso del mismo rodamiento. Si bien, no se seleccionan las chumaceras, esto se muestra en los planos, puesto que es posible que la optimización del diseño varíe la selección de estos elementos o el uso del bastidor para ajustar axialmente el elemento.

4.2.3 Diseño del sistema de sujeción

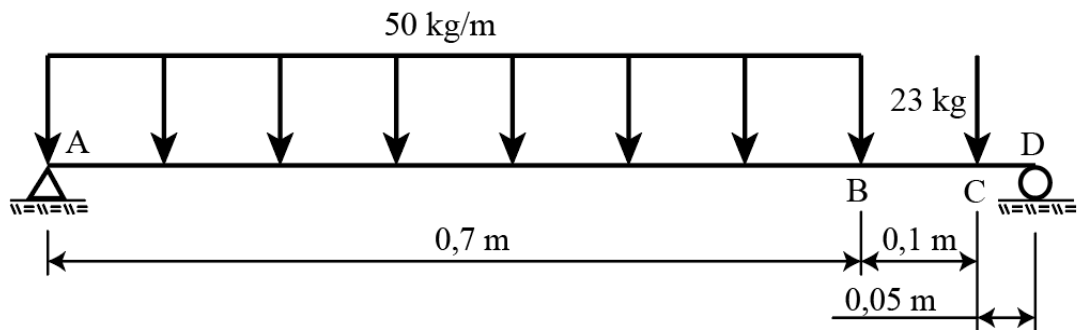
4.2.3.1 Diseño matemático del sistema de sujeción

Para el diseño del sistema de sujeción se plantea determinar la sección de la viga a utilizar. Para ello, se hace uso de un método que ayude a delimitar el máximo de deflexión permitido. Ya que, debido a la orientación que tienen los elementos, es posible que exista un desbalance en los elementos generando un desgaste excesivo, por lo que es recomendable que la deformación de los asientos del eje debería ser

la misma. La perspectiva de visualización de la máquina, permite seleccionar las vigas a usar en los lados más largos.

Las cargas que soporta la viga son obtenidas a partir del cálculo de masa de los elementos de la máquina. También se considera la masa de aquellos elementos de catálogo, como el motor, o la polea, por ejemplo. Para ubicar dichas cargas se considera la configuración establecida en los apartados anteriores, determinando su posición con respecto a las herramientas de trabajo, cuyas dimensiones son inmodificables. Para luego, disponer de las cargas a lo largo de la viga, de tal modo que la carga de las piezas se distribuya a lo largo del elemento de soporte.

Figura 18: Diagrama de Cargas



Se aplica una carga de $50 \frac{kg}{m}$, que representan los elementos de acero inoxidable que se van ubicando a lo largo del eje desde el extremo izquierdo donde se sientan los elementos de soporte del eje. Hacia el lado derecho, se tiene una carga que representa la masa del motor, lo cual, extraído del catálogo, posee un valor de 23 kilogramos. La carga generada por los elementos de transmisión de potencia se ubica al extremo final de la carga distribuida, además, la misma representa como las piezas se concentran en mayor número hacia el lado izquierdo.

Se determinan las reacciones estáticas del conjunto de piezas, por lo que para el punto A y D, se tienen:

$$R_A = 21,94 \text{ kg}$$

$$R_D = 36,06 \text{ kg}$$

Para continuar con el cálculo se determina el punto de mayor deflexión a partir del método de doble integración. Para lo cual se toma la decisión de partir desde el punto izquierdo, es decir el punto A. Así determinamos las ecuaciones para cada uno de los tramos. Entonces:

Para el tramo AB, se tiene:

$$V = -50(x) + 21,94$$

$$M = -\frac{50}{2}(x^2) + 21,94(x)$$

$$\theta = -\frac{50}{2 \times 3}(x^3) + \frac{21,94}{2}(x^2) + C_1$$

$$\delta = -\frac{50}{2 \times 3 \times 4}(x^4) + \frac{21,94}{2 \times 3}(x^3) + C_1(x) + C_2$$

Para el tramo BC, se tiene:

$$V = -13,06$$

$$M = -13,06(x) + 12,25$$

$$\theta = -\frac{13,06}{2}(x^2) + 12,25(x) + C_3$$

$$\delta = -\frac{13,06}{2 \times 3}(x^3) + \frac{21,94}{2}(x^2) + C_3(x) + C_4$$

Para el tramo CD, se tiene:

$$V = -36,06$$

$$M = -36,06(x) + 30,65$$

$$\theta = -\frac{36,06}{2}(x^2) + 30,65(x) + C_5$$

$$\delta = -\frac{36,06}{2 \times 3}(x^3) + \frac{30,65}{2}(x^2) + C_5(x) + C_6$$

Se determinan los coeficientes de deformación gracias al principio de continuidad de los puntos que se comparte entre los tramos. Para ello, se forman el sistema de ecuaciones que permiten determinar los valores. De este modo, se reescriben las ecuaciones aplicando la nueva información:

Se corrigen las ecuaciones para el tramo AB:

$$V = -50(x) + 21,94$$

$$M = -\frac{50}{2}(x^2) + 21,94(x)$$

$$\theta = -\frac{50}{2 \times 3}(x^3) + \frac{21,94}{2}(x^2) - 1,3632$$

$$\delta = -\frac{50}{2 \times 3 \times 4}(x^4) + \frac{21,94}{2 \times 3}(x^3) - 1,3632(x)$$

Se corrigen las ecuaciones para el tramo BC:

$$V = -13,06$$

$$M = -13,06(x) + 12,25$$

$$\theta = -\frac{13,06}{2}(x^2) + 12,25(x) - 4,2215$$

$$\delta = -\frac{13,06}{2 \times 3}(x^3) + \frac{21,94}{2}(x^2) - 4,2215(x) + 0,5002$$

Se corrigen las ecuaciones para el tramo CD:

$$V = -36,06$$

$$M = -36,06(x) + 30,65$$

$$\theta = -\frac{36,06}{2}(x^2) + 30,65(x) - 11,5815$$

$$\delta = -\frac{36,06}{2 \times 3}(x^3) + \frac{30,65}{2}(x^2) - 11,5815(x) + 2,4629$$

Para determinar el punto de máxima deformación podemos calcular el punto del vértice de la ecuación de momento en el tramo AB. De este modo, se considera que el punto de máxima deformación ocurre cuando $x = 0,4388 \text{ m}$; ya que el punto donde el momento es máximo es el mismo punto de máxima deformación. Se determina el resultado de la ecuación de deflexión tomando en consideración el punto determinado. De este modo, se puede comparar el resultado con el límite máximo de deformación, cabe señalar que se aplica acero ASTM A36 y acero inoxidable 304.

$$EI\delta_m = -\frac{50}{2 \times 3 \times 4}(x^4) + \frac{21,94}{2 \times 3}(x^3) - 1,3632(x)$$

$$EI\delta_m = -\frac{50}{2 \times 3 \times 4}(0,4388^4) + \frac{21,94}{2 \times 3}(0,4388^3) - 1,3632(0,4388)$$

$$EI\delta_m = -0,36646 \text{ kg} - \text{m}^3$$

$$I = \frac{-0,36646 \text{ kg} - m^3}{E \delta_m}$$

Para determinar el límite máximo de deformación se parte del criterio de deformación máxima con respecto al largo de la viga evaluada. Considerando que la deflexión permitida respeta una disposición para elementos en general, se tiene una deflexión de 0,0005 por cada unidad de dimensión de distancia. Es posible, además, considerar que se utilizan dos vigas a cada lado de la máquina, aunque para el cálculo sólo se hace uso de una de ellas, lo que consigue un diseño más conservador, generando una mayor atención a la deformación considerada.

Para un largo de 0,85 metros, se tiene la deformación máxima:

$$\delta_m = 850 \text{ mm} \times \frac{0,0005 \text{ mm}}{\text{mm}} = 0,425 \text{ mm} = 0,000425 \text{ m}$$

Ya que es necesario determinar el coeficiente de elasticidad del material de la viga, se determina hacer uso de vigas ASTM A36 para el primer cálculo. De este modo se determina la viga de los elementos que no se encuentran en contacto con el material. La ecuación del momento de inercia es:

$$I = \frac{\left(-0,36646 \text{ kg} - m^3 \times \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2}\right)}{199,948 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 0,000425 \text{ m}}$$

$$I = 4,23045 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I = 42\,304,52 \text{ mm}^4 = 0,0423 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 0,10164 \text{ pulg}^4$$

Se realiza la misma prueba con respecto al acero inoxidable 304 en el caso, de que la máquina requiera una construcción total en elementos de grado alimenticio. Entonces, se determina la ecuación del momento de inercia para la sección de la viga para dicho material. Así, se tiene:

$$I = \frac{\left(-0,36646 \text{ kg} - m^3 \times \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2}\right)}{193 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 0,000425 \text{ m}}$$

$$I = 4,3828 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I = 43\,827,48 \text{ mm}^4 = 0,04383 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 0,1053 \text{ pulg}^4$$

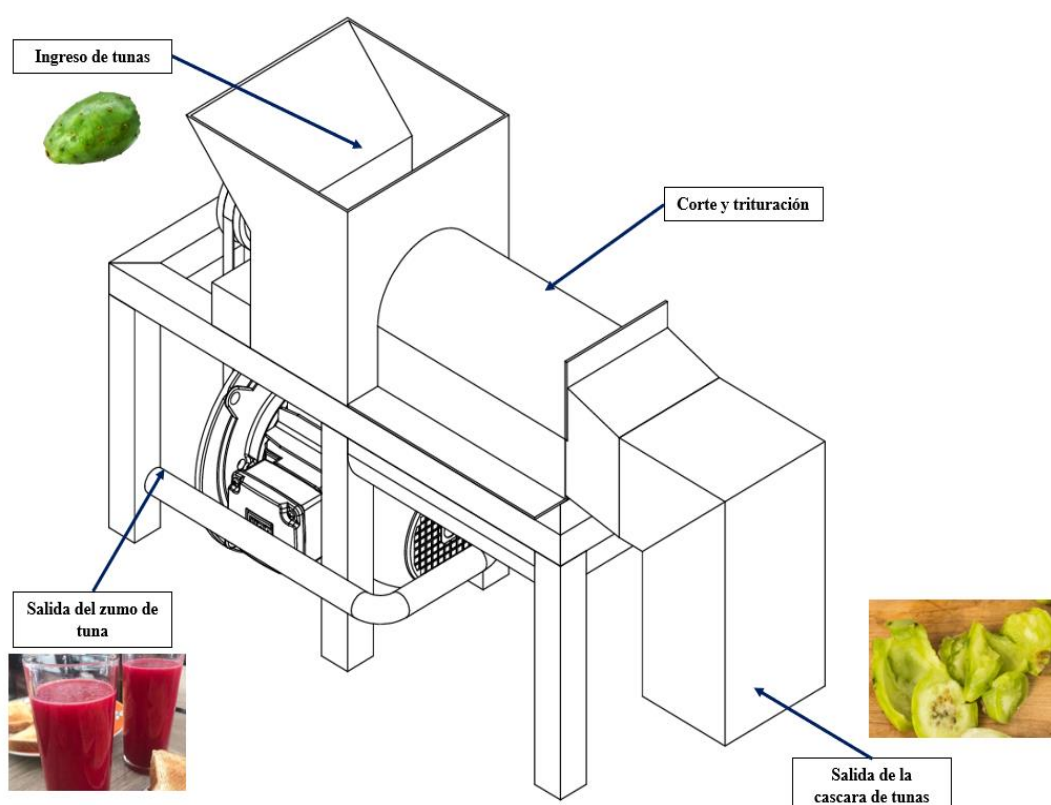
Debido a que existe la posibilidad de utilizar dos tipos de materiales, se concluye en utilizar perfiles de 40 mm x 40 mm con un espesor por encima de 1,5 milímetros, en ambos casos del material. Como segunda opción, se lista la posibilidad de hacer uso de perfiles 2 pulgadas x 1 pulgada x 1/16 pulgadas de espesor. Como recomendación, se propone utilizar materiales del mismo tiempo en toda la máquina para evitar la corrosión galvánica que se podría causar al utilizar materiales diferentes, además, soldadura y empernado adecuado para el material a usar.

CAPITULO V

RESULTADOS

En la siguiente figura se observará el proceso de extracción de zumo de tunas, donde el operador deberá de cortar si fuera necesario y operar la máquina para el ajuste del corte y trituración de la tuna luego mediante una salida obtener el zumo de tuna, se recomienda que el envase sea almacenado en temperatura menor a 15°C y que la cascará de tunas sea usado en abonos y fertilizantes.

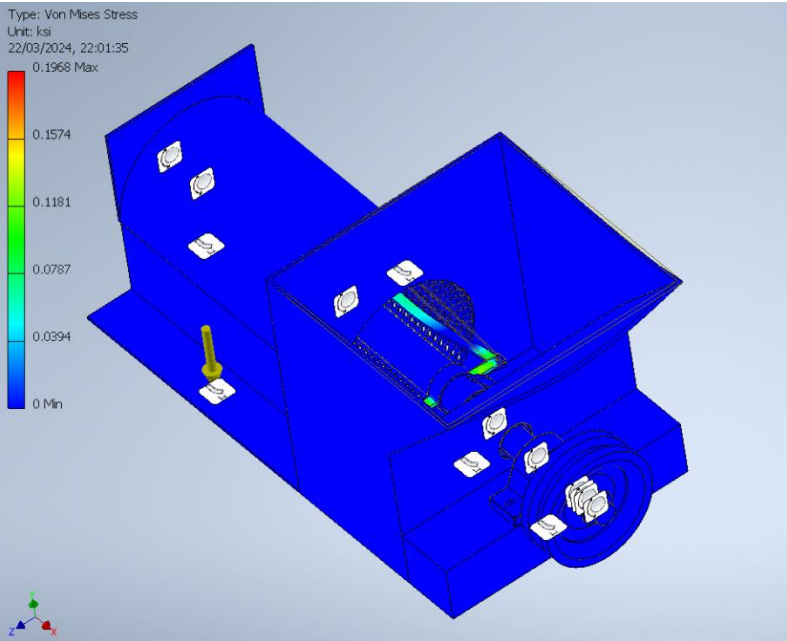
Figura 19: Proceso de extracción de zumo de tuna



Se realizó un análisis estático con el propósito de evaluar el estrés físico y los niveles de estrés de la máquina despulpadora, con el fin de determinar su capacidad para soportar una carga superior a 2000 N y con un torque mayor a 1000 N.cm. Los resultados obtenidos de este análisis revelaron que la máquina es capaz de soportar la carga sin presentar dificultades relacionadas con el peso, pero se observa en la parte del rascador que tiene una deformación por el movimiento y el peso que tendrá constantemente. Para una vista más detallada de los resultados, ver Tabla 5. y Tabla 6.

Tabla 5: Análisis de esfuerzo de la maquina despulpadora

Nombre	Tipo	Min	Max
Análisis estático	Análisis estático de la maquina despulpadora	0 N	2000 N

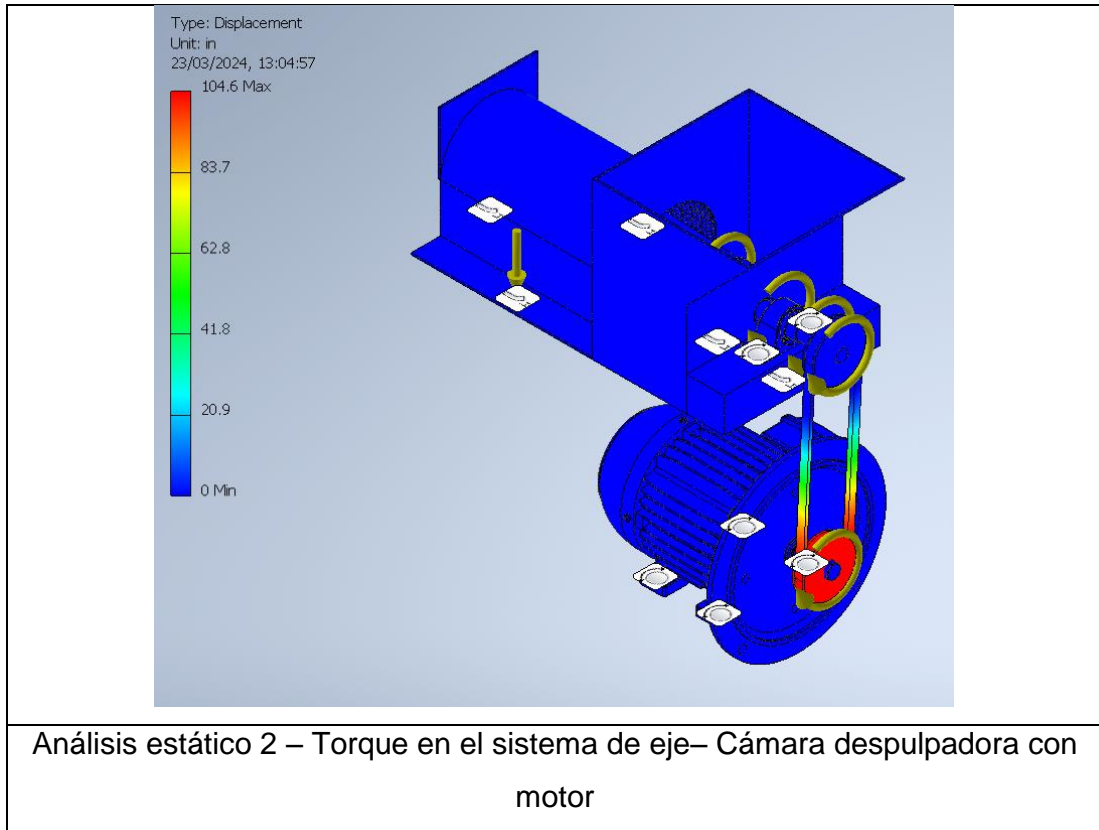


Análisis estático 1 – Presión en el sistema – Cámara despulpadora

Se realizó un análisis estático en el momento de torque que se realizara en el eje para obtener la fuerza necesaria en el corte con el propósito de evaluar fallas en la maquina y mejorar el funcionamiento, tiene como una finalidad de soportar un toque mayor a 1000 N.cm. Los resultados obtenidos de este análisis revelaron que la máquina es capaz de soportar la carga sin presentar dificultades relacionadas con el peso, pero se observa en la parte de la correa que presenta dificultades debido al material que genera mucho calor en una de sus partes en la cual puede llegar a una ruptura, ver Fig.

Tabla 6: Figura Análisis de torque en el eje

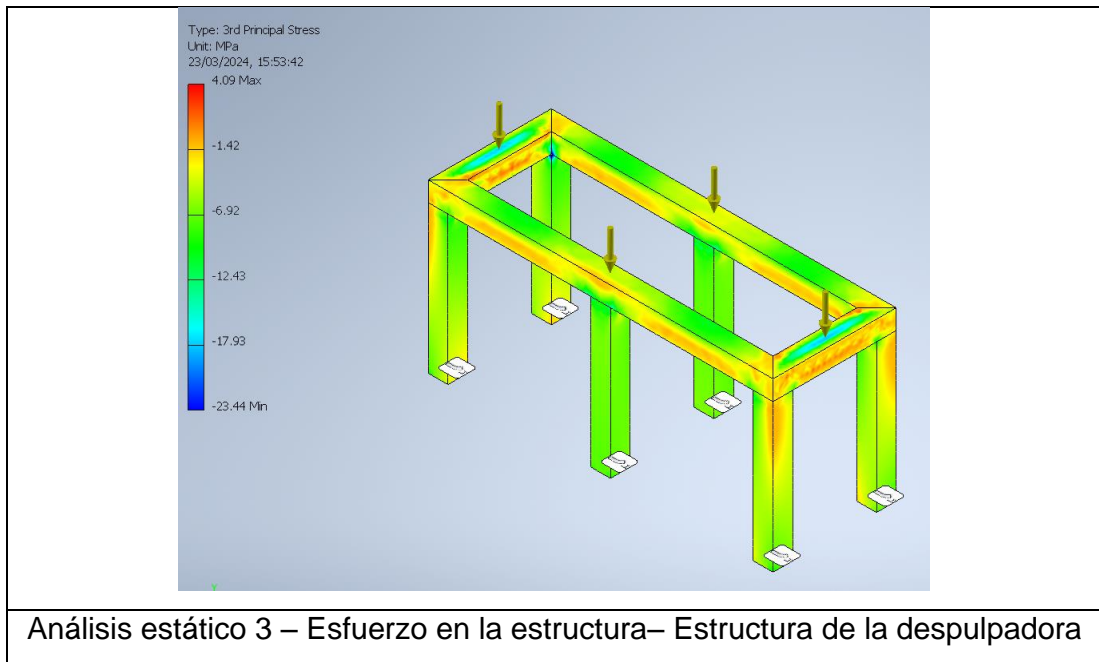
Nombre	Tipo	Min	Max
Análisis estático	Momento de torque	0 N.cm	1000 N.cm



Se realizó un análisis estático en el momento de esfuerzo en la estructura, tiene como una finalidad de soportar una fuerza mayor a 5000 N. Los resultados obtenidos de este análisis revelaron que la máquina es capaz de soportar el triple de la carga normal, pero se observa que en los extremos y parte media es donde se genera más fuerza, ver Fig.

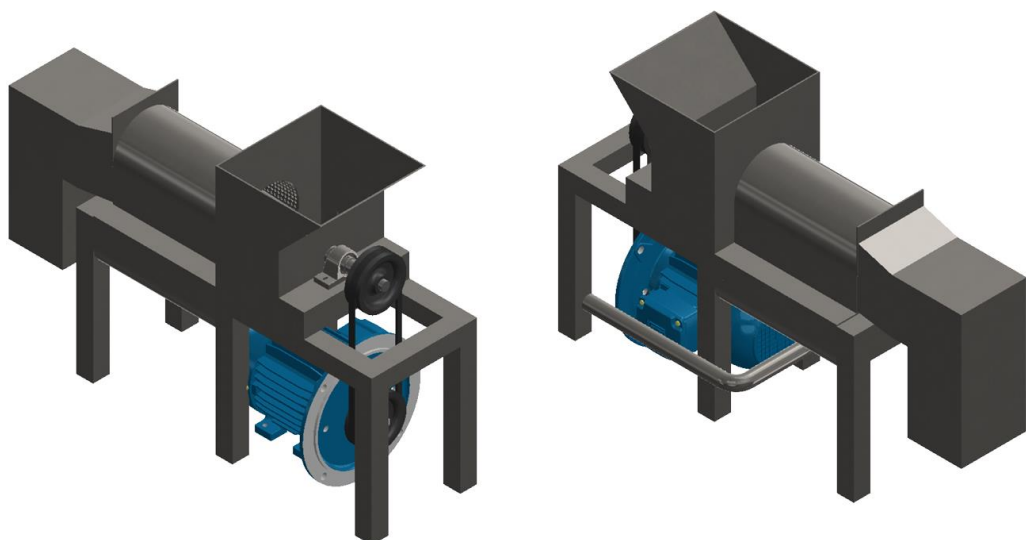
Tabla 7: Análisis de esfuerzo en la estructura

Nombre	Tipo	Min	Max
Análisis estático en la estructura	Esfuerzo en la estructura	0 N	5000 N



La máquina cuenta con sistemas de picado y filtrado eficientes, utilizando cuchillas de acero inoxidable y rascadores de nylon para procesar la fruta de manera efectiva. Además, su sistema de transmisión de potencia se basa en un motor de 2 HP y poleas bien dimensionadas, mientras que el diseño del sistema de sujeción asegura la estabilidad de los componentes rotativos, optando por materiales duraderos como el acero inoxidable AISI 304. Este enfoque meticuloso asegura que la despulpadora no solo cumpla con los requisitos de los clientes, sino que también establezca nuevos estándares en el procesamiento de tuna.

Figura 20: Maquina despulpadora de tunas



Finalmente, estos resultados proporcionan información esencial para diseñar y construir una máquina despulpadora de tuna. Además, los cálculos contribuyen a la optimización del proceso de compostaje, asegurando la calidad del producto además de ello su fácil ensamblaje contribuye en su limpieza para que se pueda operar con facilidad.

CONCLUSIONES

El diseño de la despulpadora de tuna se produjo por medio de la norma VDI 2221, cuya filosofía se concentra en la solución de necesidades del cliente. De este modo se forma una matriz donde se determinan diversas alternativas para las funciones que la máquina debe de poseer. Finalmente, se consigue un diseño que consigue cumplir con los requerimientos establecidos, lo que da como producto final una máquina despulpadora cuyas dimensiones son 1992, 802 y 1540 milímetros.

El sistema de despulpado utiliza una combinación de dos sub sistemas. El sistema denominado como sistema de picado, se encarga de cortar la fruta para que sea más fácil separarla de las pepas. Utilizando cuchillas de acero inoxidable 304 ordenadas al ingreso de tolva de alimentación. El sistema de filtrado, se encarga de separar la pulpa de las pepas, para ello utiliza un par de rascadores de nylon de grado alimenticio, además de una plancha de filtrado de 30 centímetros de largo con forma de cono cortado.

El diseño obtenido para el sistema de transmisión de potencia utiliza un motor de 2 HP de IV polo a 1750 rpm, que se encarga de otorgar la potencia a el eje donde se sientan los elementos de trabajo. La transmisión ocurre por medio de dos poleas, una de 315 y otra de 112 milímetros, los cuales se montan en el eje mediante sendas cuñas. El eje diseñado en acero inoxidable AISI 304 utiliza escalonamientos, ranuras para cuñas y anillos de retén para asegurar los elementos en su lugar.

Para el sistema de sujeción se aplicó el método de deformación máxima, definiendo que la deflexión límite del sistema equivale a 0,425 milímetros para los asientos de los elementos rotativos. A partir de este límite se consideró la posibilidad de utilizar dos tipos de material, el acero inoxidable AISI 304 y el acero estructural ASTM A36. Las vigas recomendadas para el sistema son perfiles de acero inoxidable 304 de 40 milímetros por 40 milímetros con un espesor mínimo de 1,5 milímetros.

Analizando el factor de seguridad obtenido un valor de 3, esta se da debido a la fiabilidad de los materiales, entendiendo un escenario pesimista donde nos encontraremos también con condiciones de carga y ambientales no favorables al funcionamiento en la aplicación de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (*Opuntia ficus - Indica*), el dimensionamiento del presupuesto se vera afectado debido a esta decisión.

RECOMENDACIONES

Al considerar una metodología de diseño es importante analizar la filosofía esperada para el diseño del producto, así como el desempeño esperado del mismo. Conocer y entender adecuadamente la filosofía permite al diseñador poder orientar al cliente hacia un producto con las funciones y dimensiones esperados por él. Para lograr esto, es posible adecuar diagramas de selección, analizando los beneficios que podría traer consigo la aplicación de cada metodología considerada.

El diseño mecánico incorpora el análisis de componentes y sistemas para trabajar como un conjunto, logrando un objetivo determinado. Por ello, es que el seleccionar adecuadamente la potencia y los componentes de la máquina resulta tan importante. Como consideración es posible determinar la potencia a partir de una fórmula matemática, de otro modo, también es posible determinar la fuerza necesaria para que el trabajo se realice, y aplicar nociones de física para determinar la potencia.

Para el diseño de la estructura y el bastidor es posible considerar diferentes criterios, analizando la estabilidad de la estructura o la capacidad de absorción de vibraciones de esta. Este diseño estructural suele tomar diferentes perspectivas, por lo que es posible tomar en consideración aquellas más conservadoras. Limitar la deformación de una viga, o columna, suele ser un criterio muy conservador, por lo que su uso suele reducir la cantidad de pruebas que regularmente la estática requeriría.

La elección del factor de seguridad alto nos trae un sobredimensionamiento tanto en la parte económica, como en la parte geométrica y ergonómica de la máquina, debido al peso del material seleccionado, por ende, como una mejora continua de la tesis entendemos que el siguiente paso de estudio debe ser la optimización del diseño de una despulpadora de 100 kg/h de capacidad para obtener zumo de tuna (*Opuntia ficus - Indica*).

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. GIRALDO-SILVA, Luis, FERREIRA, Bárbara, ROSA, Eduardo and DIAS, Alberto C.P. Opuntia ficus-indica Fruit: A Systematic Review of Its Phytochemicals and Pharmacological Activities. *Plants* 2023, Vol. 12, Page 543. Online. 25 January 2023. Vol. 12, no. 3, p. 543. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.3390/PLANTS12030543.
2. BARRETO CARBAJAL, Juan Silver, NUÑEZ FERNANDEZ, Anderson and OROS QUISPE, Pascual Bailón. Producción de tuna (Opuntia ficus-indica) bajo riego y abonamiento. *Revista de Investigación en Ciencia y Tecnología: C&T Riqchary*, ISSN-e 2810-8124, Vol. 3, No. 1, 2021 (Ejemplar dedicado a: Vol. 3 Núm. 1 (2021)), págs. 11-16. Online. 2021. Vol. 3, no. 1, p. 11–16. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8568299&info=resumen&idioma=SPAEL>.
3. CUSSI LIMACHI, Ramiro Moisés. Extracción y caracterización de la fibra de tuna (Opuntia ficus-indica). Online. 2020. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/25013>.
4. DE, Línea, MAXELY, Bach, GUZMAN, Ñahuero and DE INGENIERÍA, Ciencias. Análisis de la oferta y demanda de la tuna (Opuntia ficus-indica) en el distrito y provincia de Acobamba – Huancavelica. Online. 2023. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://repositorio.unh.edu.pe/handle/unh/6251>.
5. GOB.PE. Productores de Apurímac mejoran producción y calidad de tuna con proyecto de innovación - Noticias - Programa Nacional de Innovación Agraria - Plataforma del Estado Peruano. Online. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://www.gob.pe/institucion/pnia/noticias/126050-productores-de-apurimac-mejoran-produccion-y-calidad-de-tuna-con-proyecto-de-innovacion>.
6. ALMORA, Francisco Condeña, RETAMOZO, Ennio Chauca and MALPARTIDA, Ramiro Palomino. Análisis económico de la cadena de valor de tuna (Opuntia ficus indica) en Ayacucho. *Investigación*. Online. 1 January 2018. Vol. 26, no. 1, p. 29–35. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.51440/UNSCH.REVISTAINVESTIGACION.2018.1.55.
7. Producción nacional de tuna se contrajo 20.78% en 2020. Online. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://agraria.pe/noticias/produccion-nacional-de-tuna-se-contrajo-20-78-en-2020-27122>.
8. ARIAS, Katherine, SÁNCHEZ RÍOS, Michael, BETANCOURT CORTEZ, José, LEGUIZAMON, Gabriela, GARCIA, Rafael and MENDOZA, Diego. Estudio de las actividades relevantes en el diseño de productos. Modelo VDI 2221 frente al modelo metodológico I+P+D3. Artículo de revisión.
9. DEFAZ PALLASCO, Edison Marcelo and TUZA CUZCO, Fernando Patricio. Diseño y construcción de una despulpadora de frutas horizontal con una

capacidad de producción de 250 Kg/h. Online. 2011. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/4824>.

10. INGENIERÍA MECÁNICA, Carrera, QUINSALOMA, Ciudad DE, TAPIA JHONSON ROMMEL RAMIREZ GUERRERO JAYRON ISMAEL, Estrada and RODGER BENJAMÍN SALAZAR LOOR, Ing. "Diseño y construcción de una despulpadora de guanábana de 300 *KG/H* de capacidad para la empresa Ecuaguanábana en la ciudad de Quinsaloma." Online. 2021. Quevedo-Ecuador. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://repositorio.uteq.edu.ec/handle/43000/6128>.

11. AMBIENTALES, Agropecuarias Y and POZO GABRIELA ALEXANDRA QUIROZ ROSERO SANDRA ELIZABETH, Mena. Obtención de pulpa de tuna (opuntia ficus) a partir de dos variedades (amarilla y blanca) con incorporación de su cáscara y posterior aprovechamiento de sus residuos. Online. 27 February 2012. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/2128>.

12. MECÁNICO, Ingeniero, BAUTISTA, Saquina and BLADIMIR, Alex. Diseño y construcción de una máquina despulpadora de frutas con una capacidad de 500 kg/h para la empresa Productos Suiza Dajed CIA. LTDA. de la ciudad de Ambato. Online. 2019. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://repositorio.uta.edu.ec:8443/jspui/handle/123456789/30010EI>.

13. DISEÑO, ", DE, Y Construcción, MÁQUINA, Una, DE FRUTAS, Despulpadora, TIRIRA, ", LENIN, Suárez, CASTRO MACAS, Mauricio and ORLANDO, Diego. Diseño y construcción de una máquina despulpadora de frutas. Online. 30 October 2014. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://dspace.esepoch.edu.ec/handle/123456789/3715>.

14. ANGEL TOCORA, Miguel and NÚÑEZ, Jaime Humberto. Diseño de una despulpadora de frutas. Online. 1994. Universidad Autónoma de Occidente. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://hdl.handle.net/10614/3455>.

15. BONE PILATAXI, Cristina Daniela and MORÁN VERA, Samuel Efraín. Desarrollo de un prototipo de máquina despulpadora capaz de extraer las semillas y la corteza de algunas frutas tropicales. Online. 2023. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/>.

16. BIZIMUNGU, G., AHOANSOU, R. H. and SEMASSOU, G. C. Design, fabrication and evaluation of small-scale disc and drum pulpers for Arabica (*Coffea arabica* L.) and Robusta (*Coffea canephora* L.) coffee. Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences. 1 September 2024. Vol. 23, no. 6, p. 404–414. DOI 10.1016/J.JSSAS.2024.04.001.

17. AMITABH, Anupam, KUMAR, Vishal, JAIN, Sanjay Kumar, KASHYAP, Vinita, SAMI, Rokayya, HELAL, Mahmoud, ALJURAIDE, N. I. and UGURU, H. Development and Performance Evaluation of Watermelon Pulper Based on Mechanical Action of Crushing and Shearing Force. Journal of Biobased Materials

and Bioenergy. 5 August 2023. Vol. 17, no. 3, p. 375–382. DOI 10.1166/JBMB.2023.2283.

18. TAMAYO SANJINES, Daniela Mariela. Diseño de una maquina despulpadora de café para la comunidad de Jacha Loma, Zongo Yungas del Departamento de La Paz. Online. 2024. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <http://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/36508>.

19. RICA ESQUIVEL, Costa. Los frutos de las cactáceas y su potencial como materia prima. *Agronomía Mesoamericana*. Online. 2004. Vol. 15, no. 2, p. 215–219. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=43715212>.

20. LEE, Young-Chul;Hwang, Keum-Hee;Han, Dong-Hyu;Kim, Sung-Dae; Compositions of *Opuntia ficus-indica*. *Korean Journal of Food Science and Technology*. 1997. Vol. 29, no. 5, p. 847–853.

21. BARBERA, G., CARIMI, F., INGLESE, P. and PANNO, M. Physical, morphological and chemical changes during fruit development and ripening in three cultivars of prickly pear, *Opuntia ficus-indica* (L.) Miller. *Journal of Horticultural Science*. Online. January 1992. Vol. 67, no. 3, p. 307–312. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.1080/00221589.1992.11516253.

22. BAZÁN, Julio and CURBINA, Carlos. La siembra de tuna (*Opuntia ficus-indica* (L.) Miller) en un desierto nor costeño, caso CIPTT _ UAP, Mucupe, Chiclayo. *Ciencia y Desarrollo*. Online. 15 December 2016. Vol. 17, no. 2. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.21503/CYD.V17I2.1290.

23. ANTIGUA, La Joya, TRIUNFO, El, CANO, La and ISIDRO, San. Caracterización de fincas productoras de tuna (*Opuntia ficus indica*) para la producción de cochinilla del carmín (*Dactylopius coccus*) en La Joya (Arequipa, Perú). *Aporte Santiaguino*. Online. 26 December 2017. Vol. 10, no. 2, p. pág. 245-258. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.32911/as.2017.v10.n2.167.

24. TERÁN, Yanira, NAVAS, Dilmery, PETIT, Deysi, GARRIDO, Elba and D'AUBETERRE, Ramón. ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICO--QUÍMICAS DEL FRUTO DE *Opuntia ficus--indica*(L.) Miller, COSECHADOS EN LARA, VENEZUELA. *Revista Iberoamericana de Tecnología Postcosecha*. Online. 2015. Vol. 16, no. 1, p. 69–74. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=81339864010>.

25. EL KOSSORI, Radia Lamghari, VILLAUME, Christian, EL BOUSTANI, Essadiq, SAUVAIRE, Yves and MÉJEAN, Luc. Composition of pulp, skin and seeds of prickly pears fruit (*Opuntia ficus indica* sp.). *Plant Foods for Human Nutrition*. Online. 1998. Vol. 52, no. 3, p. 263–270. [Accessed 12 August 2024]. DOI 10.1023/A:1008000232406/METRICS.

26. CHAMORRO, Rodrigo Alfredo Matos and ALATA, Danny Alberth Aguilar. Influencia de la Temperatura y Concentración sobre el Comportamiento Reológico de la Pulpa de Tuna (*Opuntia ficus Indica*). *Revista de Investigación en Ciencia y Tecnología de Alimentos*. Online. 2010. Vol. 1, no. 1. [Accessed 12 August 2024]. Available from: https://revistas.upeu.edu.pe/index.php/ri_alimentos/article/view/820.

27. DORIA, Jessica. Generalidades sobre las semillas: su producción, conservación y almacenamiento. Revisión bibliográfica. Online. 2010. [Accessed 12 August 2024]. Available from: <https://repositorioslatinoamericanos.uchile.cl/handle/2250/2913818>.
28. VARGAS Y VARGAS, María de Lourdes, FIGUEROA BRITO, Héctor, TAMAYO CORTEZ, Jorge Abraham, TOLEDO LÓPEZ, Víctor Manuel and MOO HUCHIN, Víctor Manuel. Aprovechamiento de cáscaras de frutas: análisis nutricional y compuestos bioactivos. CIENCIA ergo sum. March 2019. Vol. 26, no. 2, p. 1–11. DOI 10.30878/CES.V26N2A6.
29. ROJAS LAZO, Oswaldo and ROJAS ROJAS, Luis. Diseño asistido por computador. [no date].

ANEXOS

Anexo i Matriz de consistencia

VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADOR	ÍTEM	ESCALA	INSTRUMENTO
<p>Despulpadora</p> <p>Es una máquina que permite extraer partículas no deseadas tales como cáscaras, semillas, entre otros; de la pulpa de un fruto para obtener el puré, el néctar o el zumo de un fruto. Se sirven de tambores, filtros, y entre otros componentes para conseguir separar el zumo de los otros elementos del fruto.</p>	<p>Sistema para despulpar</p> <p>Es un conjunto de componentes mecánicos que cumplen con la función de despulpar el fruto ingresado a la máquina hasta obtener solamente el néctar de la fruta.</p>	<ul style="list-style-type: none"> Componentes necesarios para despulpar (piezas de prensado, tornillo sin fin). Dimensiones de piezas seleccionadas (mm) 	<p>Piezas</p> <p>Milímetros</p>	<p>Cuantitativa discreta</p>	<p>Catálogos para selección de componentes mecánicos.</p> <p>Libros de diseño mecánico para dimensionamiento.</p>
	<p>Sistema de transmisión de potencia</p> <p>Es un conjunto de componentes mecánicos que cumplen con la función de transmitir la potencia desde el generador de potencia hasta las piezas que la requieran.</p>	<ul style="list-style-type: none"> Componentes necesarios para transmisión (poleas, engranes, etc.) Dimensiones de piezas seleccionadas (mm) 	<p>Piezas</p> <p>Milímetros</p>		
	<p>Sistema de sujeción</p> <p>Es un conjunto de componentes mecánicos que cumplen con la función de soportar y sujetar los demás sistemas. Está compuesto</p>	<ul style="list-style-type: none"> Componentes necesarios para sujeción del equipo (pernos, soldadura, etc.) Dimensiones de piezas seleccionadas (mm) 	<p>Piezas</p> <p>Milímetros</p>		

	por las piezas estructurales y de sujeción.				
<p>Zumo de fruta</p> <p>Es el tejido celular vegetal que se encuentra dentro de muchos frutos alrededor de las semillas cuya función es la de mejorar la dispersión de dichas semillas. Es comúnmente el principal elemento principal de consumo en un fruto.</p>	<p>Características del zumo de fruta</p> <p>Es el néctar, la pulpa o el zumo de la fruta que se obtiene luego de separar la cáscara, semillas y otras partículas no deseadas.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Volumen (m^3) 	<p>Metros cúbicos</p>	<p>Cuantitativa discreta</p>	<p>Fórmula de cálculo para el volumen de producción teórica de la máquina.</p>

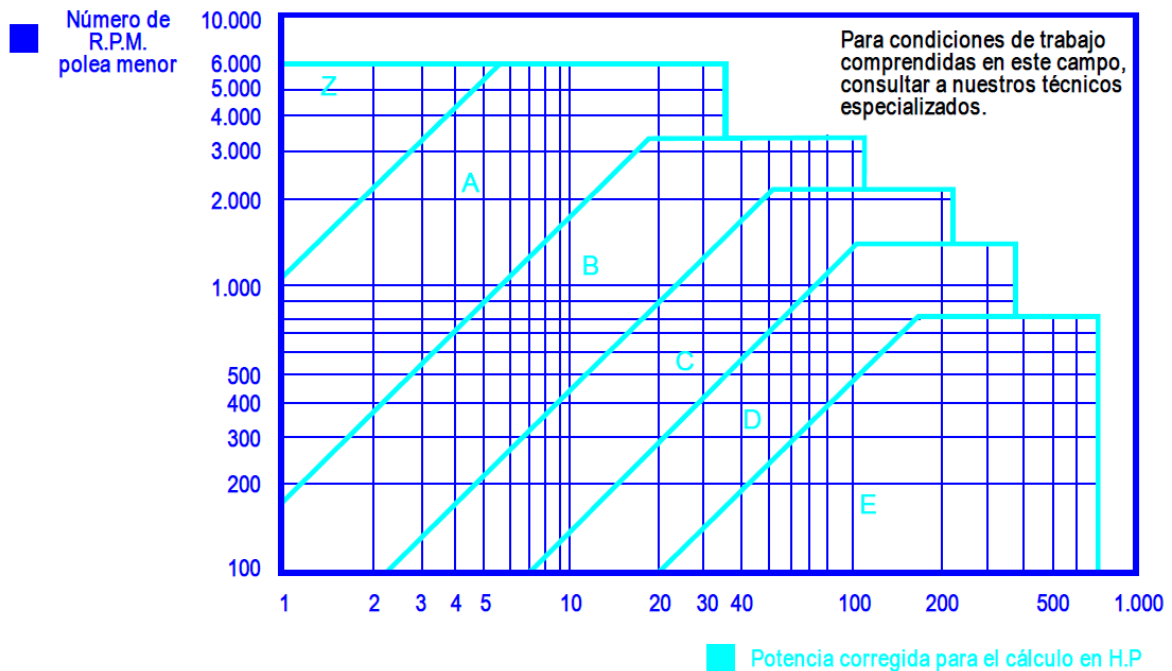
Anexo ii Tabla de selección del motor

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)	
			Letra	Ia/In				Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia				
													50	75	100	50	75	100		
1	0,75	143/5T	3,99	L	8,4	3,2	3,5	0,0049	18	40	18,5	51,0	1760	80,0	84,0	85,5	0,55	0,68	0,75	1,47
1,5	1,1	143/5T	6,00	L	8,4	2,5	3,4	0,0060	14	31	22,0	51,0	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,70	0,79	2,02
2	1,5	143/5T	8,03	K	8,0	2,7	3,2	0,0066	11	24	23,0	51,0	1750	85,5	86,5	86,5	0,57	0,70	0,79	2,76
3	2,2	182/4T	12,0	K	8,1	2,3	3,4	0,0143	23	51	41,0	56,0	1760	87,5	88,5	89,5	0,61	0,73	0,79	3,91
5	3,7	182/4T	20,0	J	7,5	2,3	3,2	0,0169	15	33	43,0	56,0	1755	88,5	89,5	89,5	0,62	0,74	0,80	6,45
7,5	5,5	213/5T	29,9	H	7,1	2,2	3,1	0,0566	20	44	70,0	58,0	1765	89,5	91,0	91,7	0,66	0,76	0,82	9,18
10	7,5	213/5T	39,8	H	6,4	2,0	3,0	0,0637	17	37	78,0	58,0	1765	91,0	91,7	91,7	0,66	0,77	0,83	12,4
15	11	254/6T	59,7	G	6,4	2,3	2,7	0,1104	17	37	114	64,0	1765	91,0	91,7	92,4	0,68	0,78	0,83	18,0
20	15	254/6T	79,6	H	6,9	2,3	2,7	0,1305	15	33	132	64,0	1765	91,7	92,4	93,0	0,68	0,79	0,84	24,1
25	18,5	284/6T	99,5	G	6,2	2,4	2,7	0,2153	24	53	176	64,0	1765	92,4	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	29,5
30	22	284/6T	119	G	6,1	2,4	2,4	0,2467	20	44	198	64,0	1765	93,0	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	35,1
40	30	324/6T	158	G	6,1	2,2	2,4	0,3861	20	44	223	66,0	1775	93,6	94,1	94,1	0,72	0,80	0,85	47,1
50	37	324/6T	198	G	6,2	2,3	2,7	0,3861	15	33	243	66,0	1775	93,0	94,1	94,5	0,66	0,77	0,83	59,2
60	45	364/5T	237	G	6,6	2,4	2,6	0,9448	15	33	394	67,0	1775	94,1	94,5	95,0	0,75	0,83	0,87	68,3
75	55	364/5T	297	G	6,4	2,4	2,6	0,9798	14	31	417	67,0	1775	94,5	95,0	95,4	0,73	0,82	0,86	84,1
100	75	404/5T	396	H	7,3	2,4	2,6	1,26	13	29	517	68,0	1775	95,0	95,0	95,4	0,77	0,84	0,88	111
125	90	444/5T	493	G	6,5	2,0	2,3	2,41	27	59	721	73,0	1780	95,0	95,4	95,4	0,74	0,82	0,85	139
150	110	444/5T	592	G	6,6	2,0	2,5	2,81	27	59	760	73,0	1780	95,4	95,8	95,8	0,74	0,82	0,85	170
200	150	445/7T	787	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
250	185	447/9T	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
300	220	447/9T	1184	G	6,5	2,3	2,3	3,77	16	35	1080	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,87	330
350	260	447/9T	1381	G	6,4	2,5	2,4	4,98	14	31	1213	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,86	394
400	300	586/7T	1570	G	6,3	2,0	2,2	7,55	19	42	1567	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,85	0,86	455
450	330	586/7T	1766	G	6,4	2,2	2,1	8,99	16	35	1651	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,78	0,83	0,85	507
500	370	586/7T	1962	G	6,5	2,2	2,3	10,8	16	35	1774	78,0	1790	95,8	96,2	96,2	0,80	0,85	0,87	555
550	400	586/7T	2158	G	7,1	2,2	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	605
600	440	586/7T	2354	G	7,1	2,3	2,5	9,92	16	35	1966	78,0	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	665
650	480	588/9T	2551	H	7,4	2,5	2,7	12,7	22	48	1993	81,0	1790	96,0	96,5	96,6	0,71	0,81	0,85	734
700	515,2	588/9T	2747	G	6,5	2,5	2,2	14,1	23	51	2079	81,0	1790	96,2	96,5	96,6	0,76	0,81	0,85	788
750	550	588/9T	2943	G	7,0	2,4	2,5	14,6	29	64	2246	81,0	1790	96,3	96,6	96,7	0,70	0,80	0,85	840

Nota: Obtenido de catálogo WEG (2021) Motores eléctricos trifásicos.

Anexo iii Gráfico para la selección de la polea



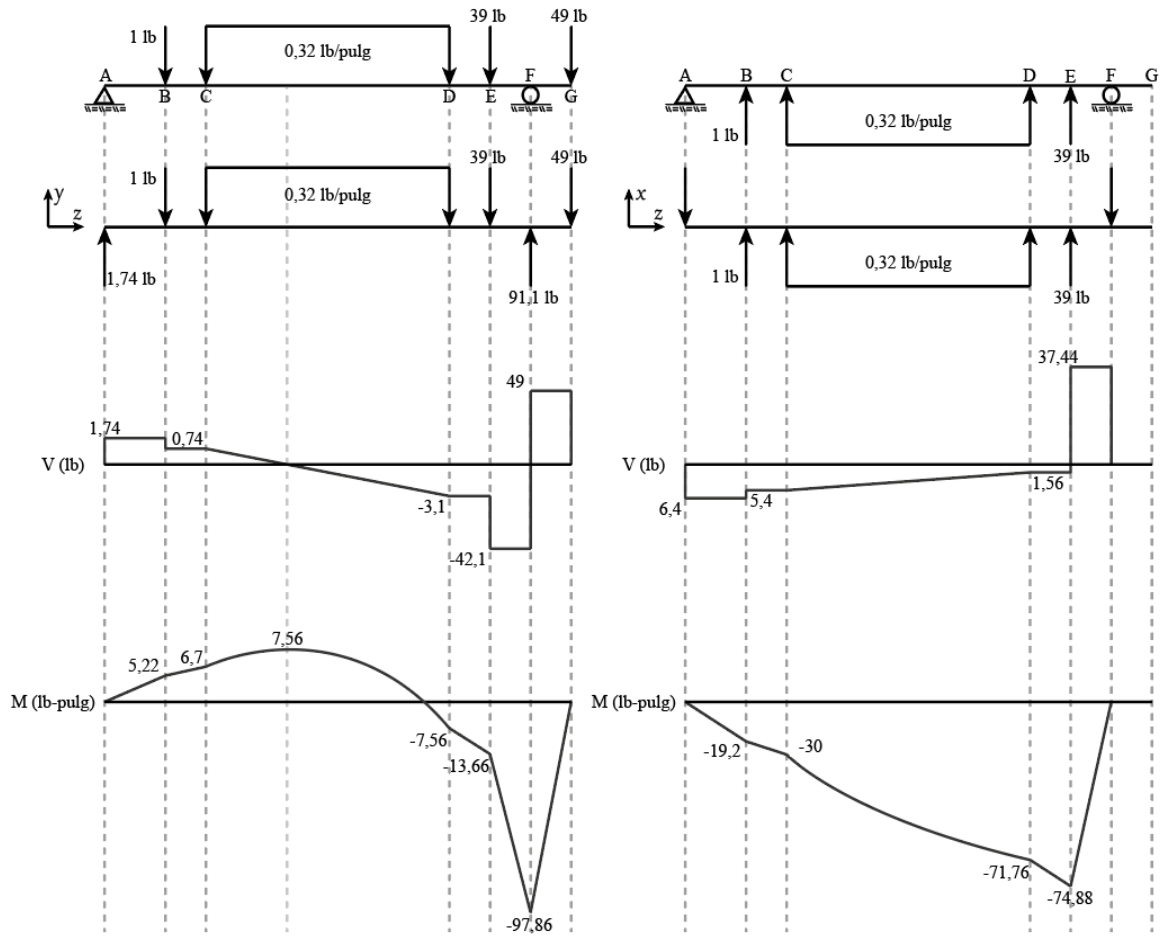
Nota: Obtenido del catálogo Dunlop (2014) Correas de transmisión industrial.

Anexo iv Tabla de selección de la correa

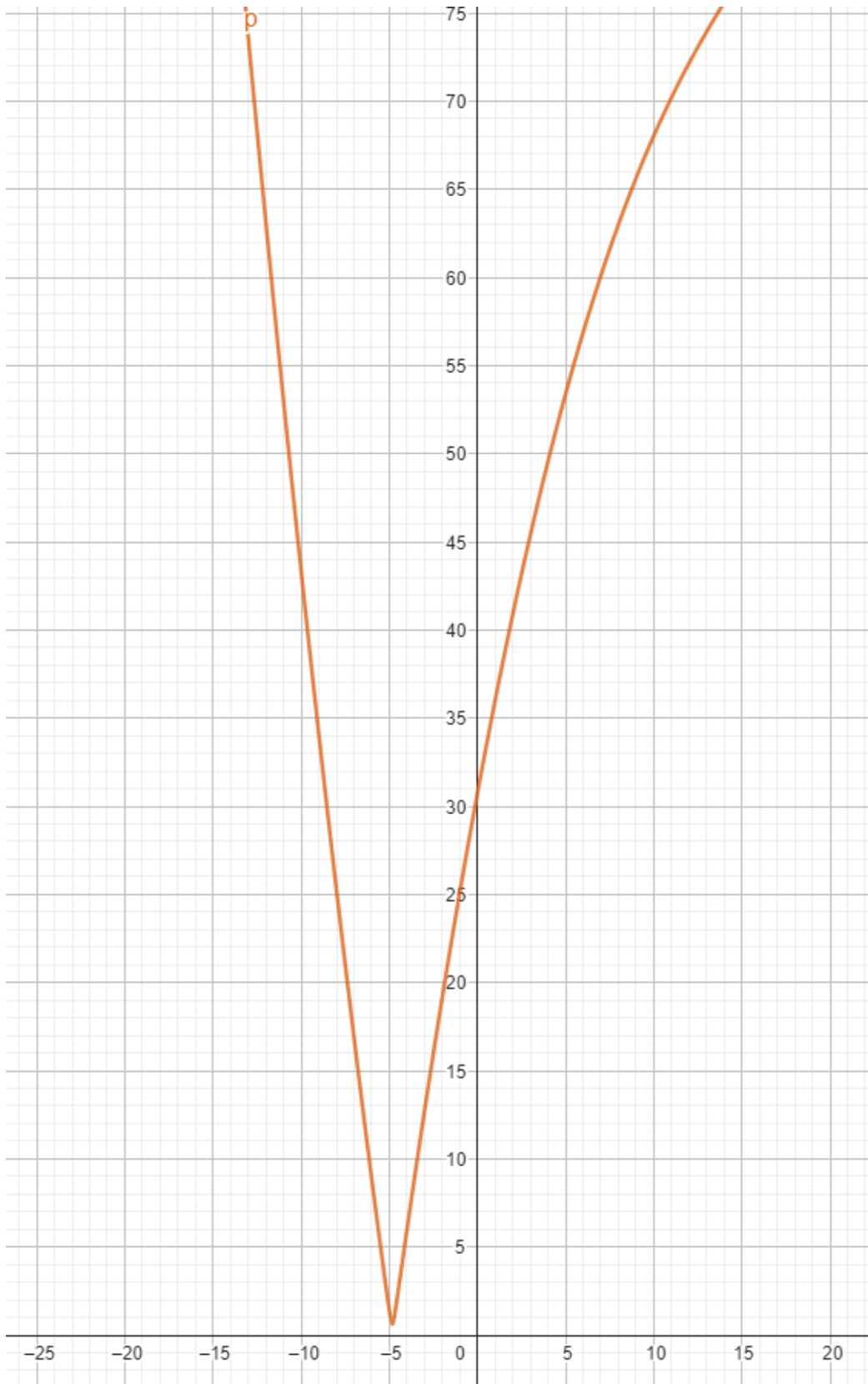
Tabla N° 6						
Longitud primitiva nominal						
Correa (n)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
111	-	2859	2869	2888	2902	-
112	-	2878	2888	2907	2928	-
113	-	2903	2914	2933	2954	-
114	-	2929	2943	2959	2981	-
115	-	2954	2964	2983	3007	-
116	-	2979	2993	3012	3033	-
117	-	3005	3019	3038	3059	-
118	-	3033	3043	3062	3078	-
119	-	3059	3069	3088	3102	-
120	-	3081	3091	3110	3124	-
121	-	3107	3117	3136	3150	-
122	-	3132	3142	3162	3178	-
123	-	3158	3168	3188	3202	-
124	-	3183	3193	3212	3226	-
125	-	3209	3218	3238	3252	-
126	-	3234	3245	3264	3278	-
127	-	3260	3270	3290	3304	-
128	-	3283	3293	3312	3327	-
129	-	3309	3320	3338	3353	-
130	-	3335	3345	3364	3379	-
131	-	3361	3370	3390	3405	-
132	-	3383	3393	3412	3431	-
133	-	3409	3421	3438	3457	-
134	-	3437	3450	3466	3483	-
135	-	3463	3472	3492	3509	-
136	-	3487	3493	3518	3530	-
137	-	3513	3519	3544	3551	-
138	-	3538	3548	3570	3577	-
139	-	3564	3570	3596	3603	-
140	-	3583	3593	3612	3628	-
141	-	3609	3619	3638	3652	-
142	-	3634	3644	3669	3678	-
143	-	3660	3670	3695	3704	-
144	-	3691	3701	3720	3734	-
145	-	3717	3727	3746	3760	-
146	-	3742	3751	3772	3786	-
147	-	3770	3780	3795	3812	-
148	-	3783	3793	3812	3838	-
149	-	3809	3819	3838	3864	-
150	-	3834	3853	3872	3890	-
151	-	3860	3893	3898	3916	-
152	-	3885	3904	3924	3941	-
153	-	3911	3930	3964	3967	-
154	-	3936	3955	3990	3990	-
155	-	3970	3981	4016	4016	-
156	-	3996	4007	4042	4042	-
157	-	4012	4030	4058	4068	-
158	-	4033	4043	4062	4089	-
159	-	4059	4069	4088	4115	-
160	-	4084	4107	4126	4141	-
161	-	4110	4130	4152	4167	-
162	-	4148	4158	4177	4191	-
163	-	4174	4185	4203	4217	-
164	-	4199	4211	4229	4243	-
165	-	4225	4243	4255	4269	-
166	-	4250	4269	4278	4294	-
167	-	4283	4293	4304	4320	-
168	-	4309	4310	4329	4346	-
169	-	4334	4336	4355	4372	-
170	-	4360	4373	4381	4388	-
171	-	4386	4387	4406	4412	-
172	-	4411	4413	4432	4438	-
173	-	4427	4437	4456	4470	-
174	-	4453	4464	4482	4498	-
175	-	4478	4493	4508	4522	-
176	-	4504	4519	4533	4548	-
177	-	4533	4543	4562	4576	-
178	-	4559	4569	4588	4602	-
179	-	4584	4594	4614	4628	-
180	-	4605	4615	4634	4648	4677

Nota: Obtenido del catálogo Dunlop (2014) Correas de transmisión industrial.

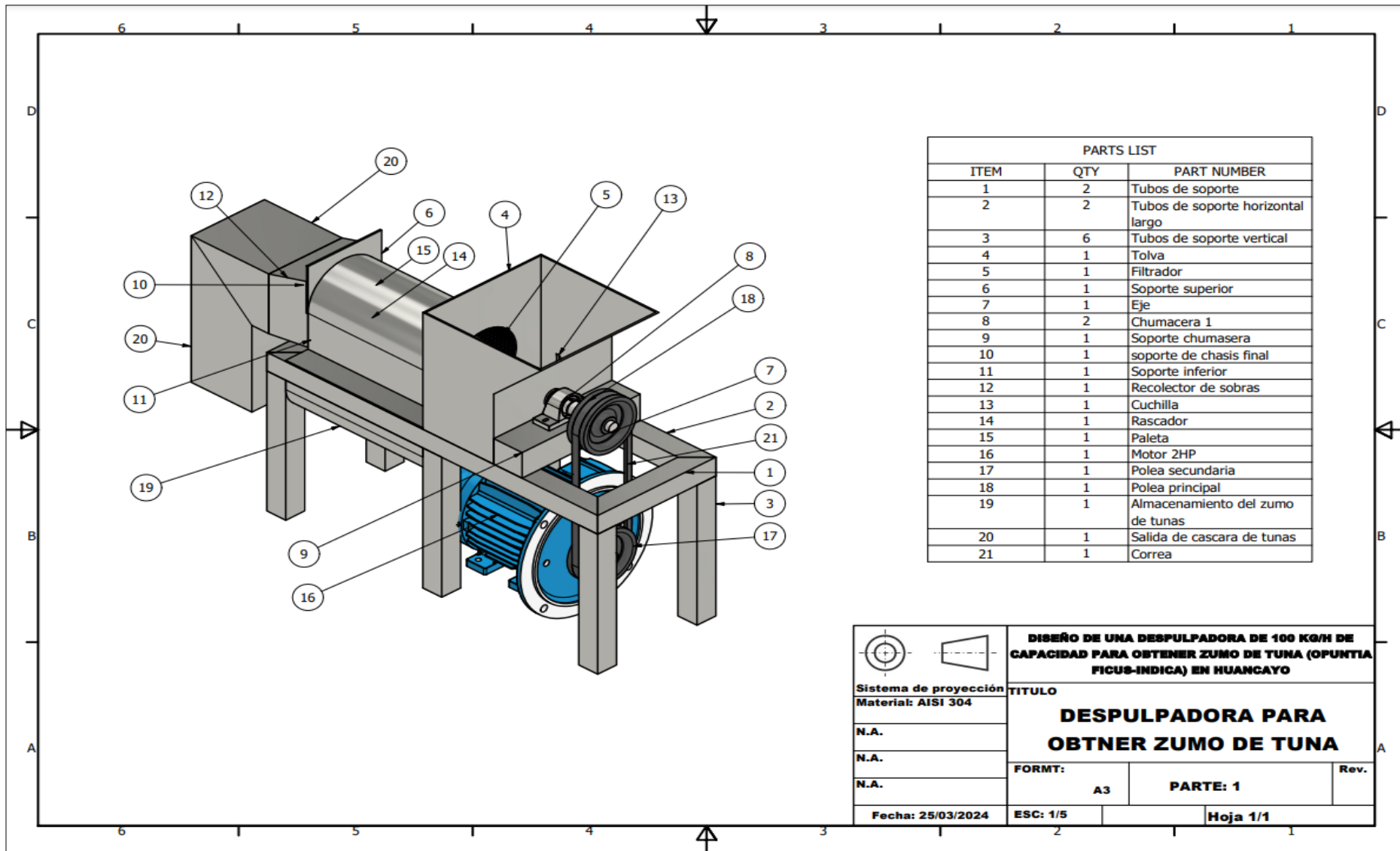
Anexo v Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector sobre el eje



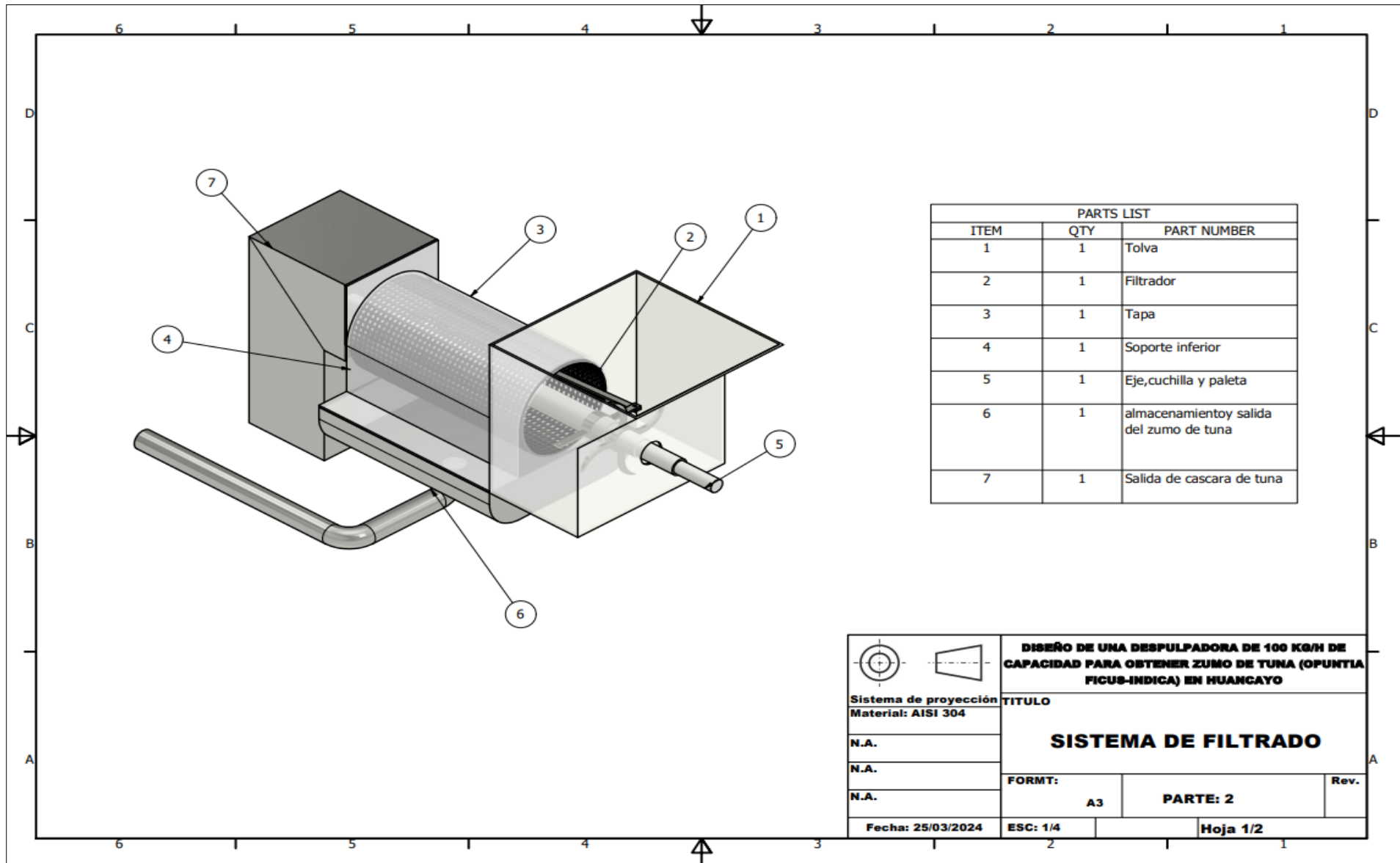
Anexo vi Diagrama de resultante de momentos en el tramo de los rascadores de nylon



Anexo vii Planos mecánicos

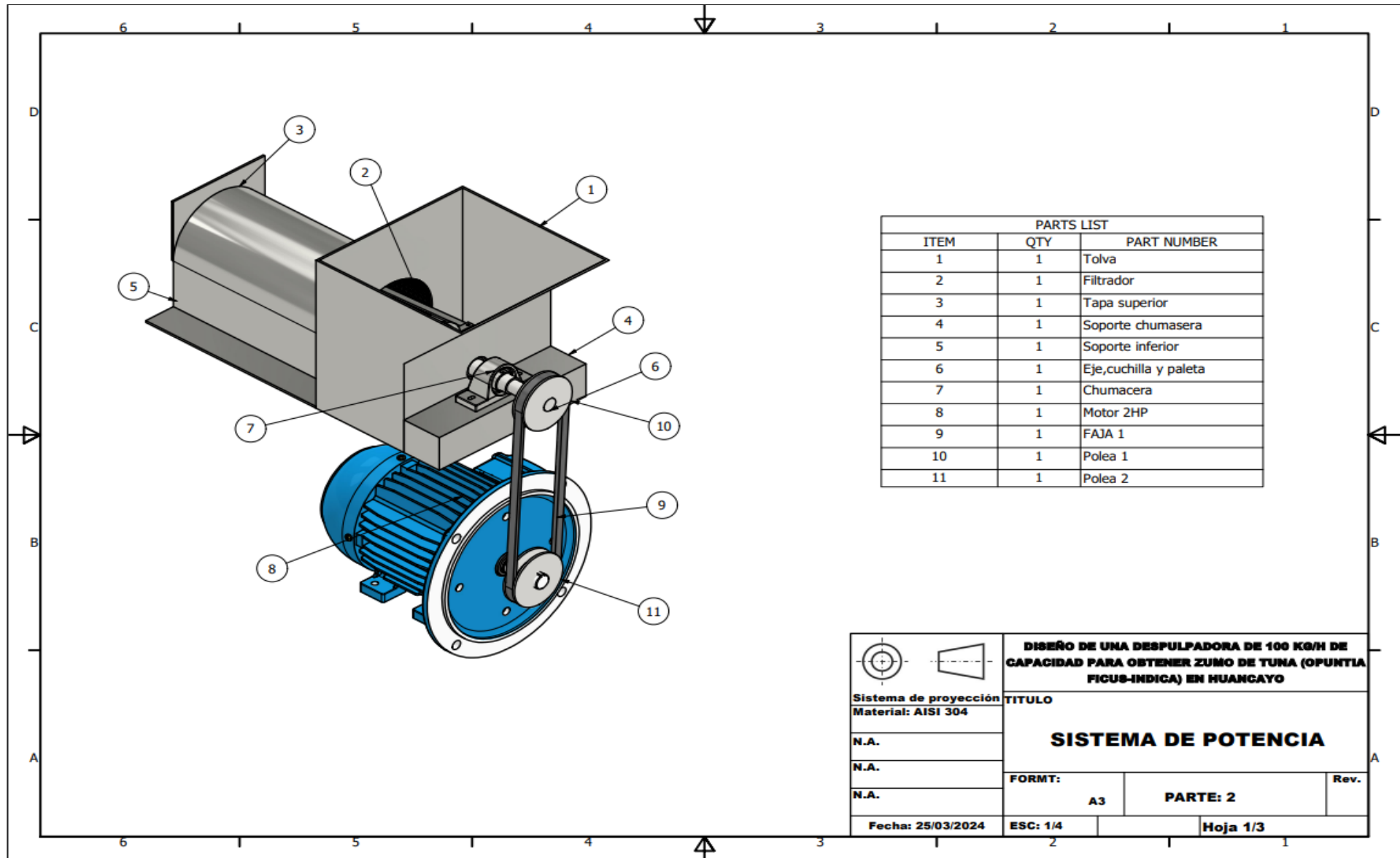


<p>Sistema de proyección Material: AISI 304</p>	<p>DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO</p>		
	<p>TITULO</p> <p>DESPULPADORA PARA OBTNER ZUMO DE TUNA</p>		
N.A.	FORMT:	A3	Rev.
N.A.	PARTE: 1		
N.A.	ESC: 1/5	Hoja 1/1	



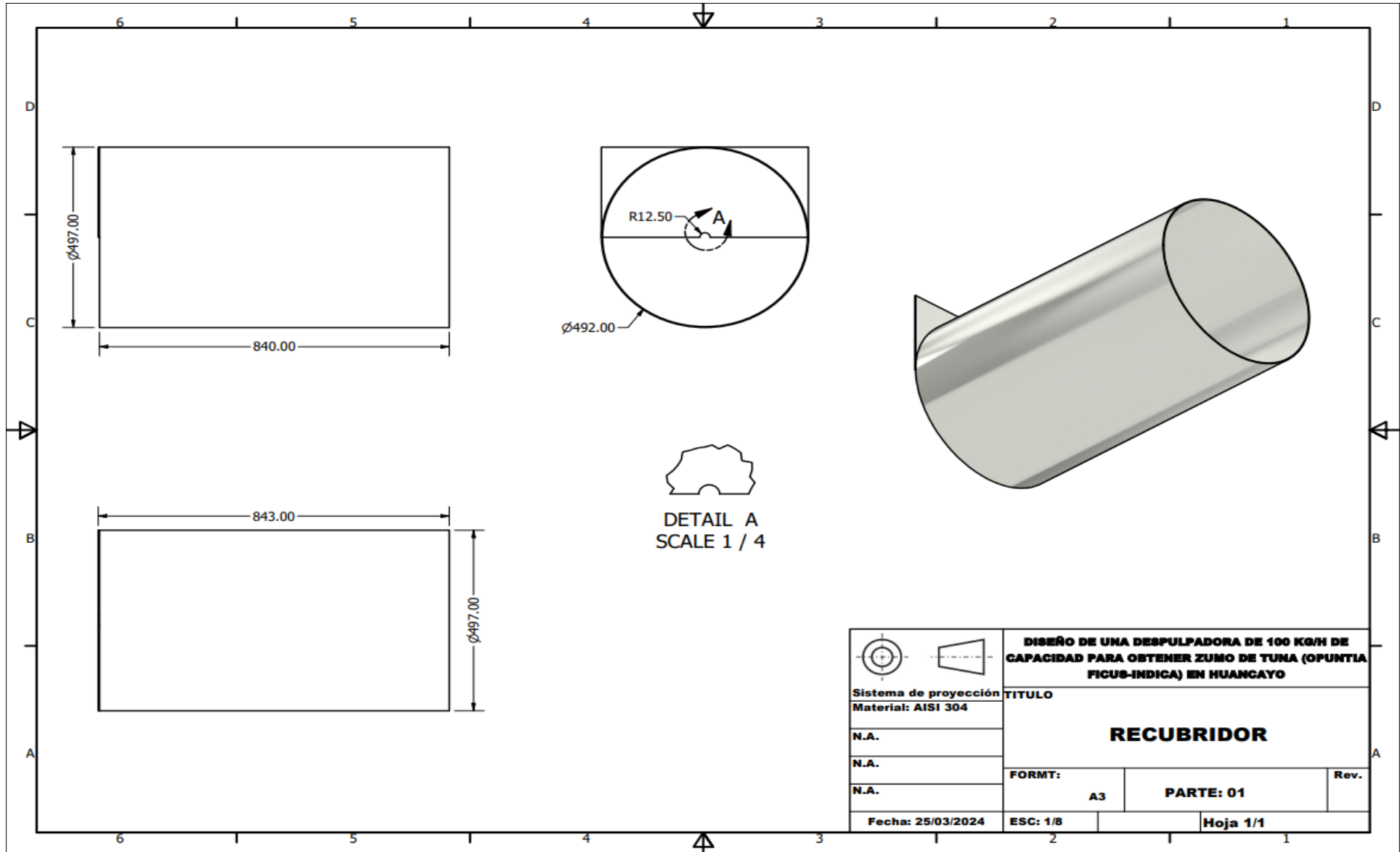
PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Tolva
2	1	Filtrador
3	1	Tapa
4	1	Soporte inferior
5	1	Eje, cuchilla y paleta
6	1	almacenamiento y salida del zumo de tuna
7	1	Salida de cascara de tuna

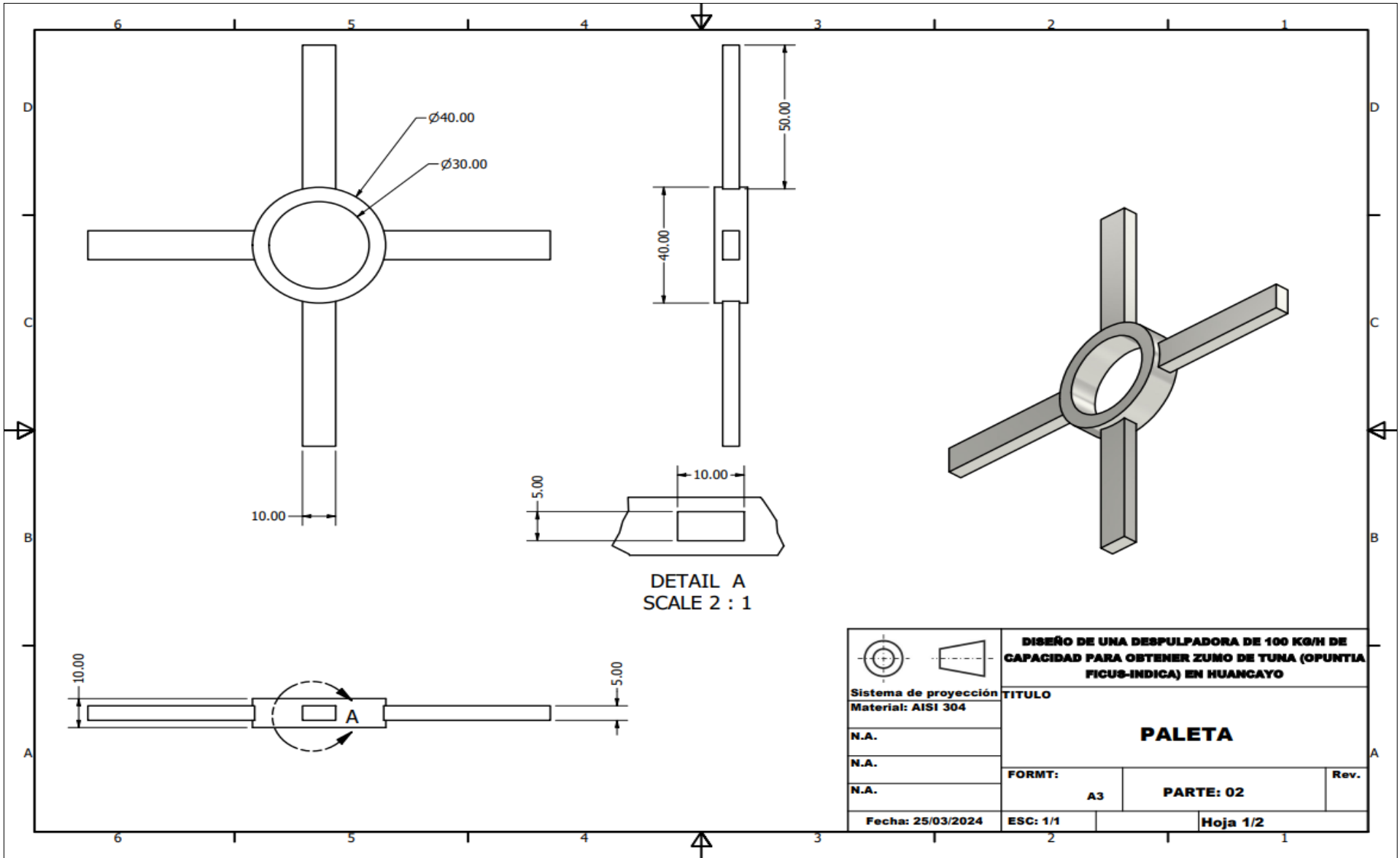
<p>Sistema de proyección Material: AISI 304</p>	<p>DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO</p>		
	<p>TITULO</p> <p>SISTEMA DE FILTRADO</p>		
	<p>FORMT:</p> <p>A3</p>	<p>PARTE: 2</p>	<p>Rev.</p>
	<p>Fecha: 25/03/2024</p>	<p>ESC: 1/4</p>	<p>Hoja 1/2</p>

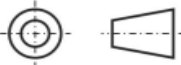


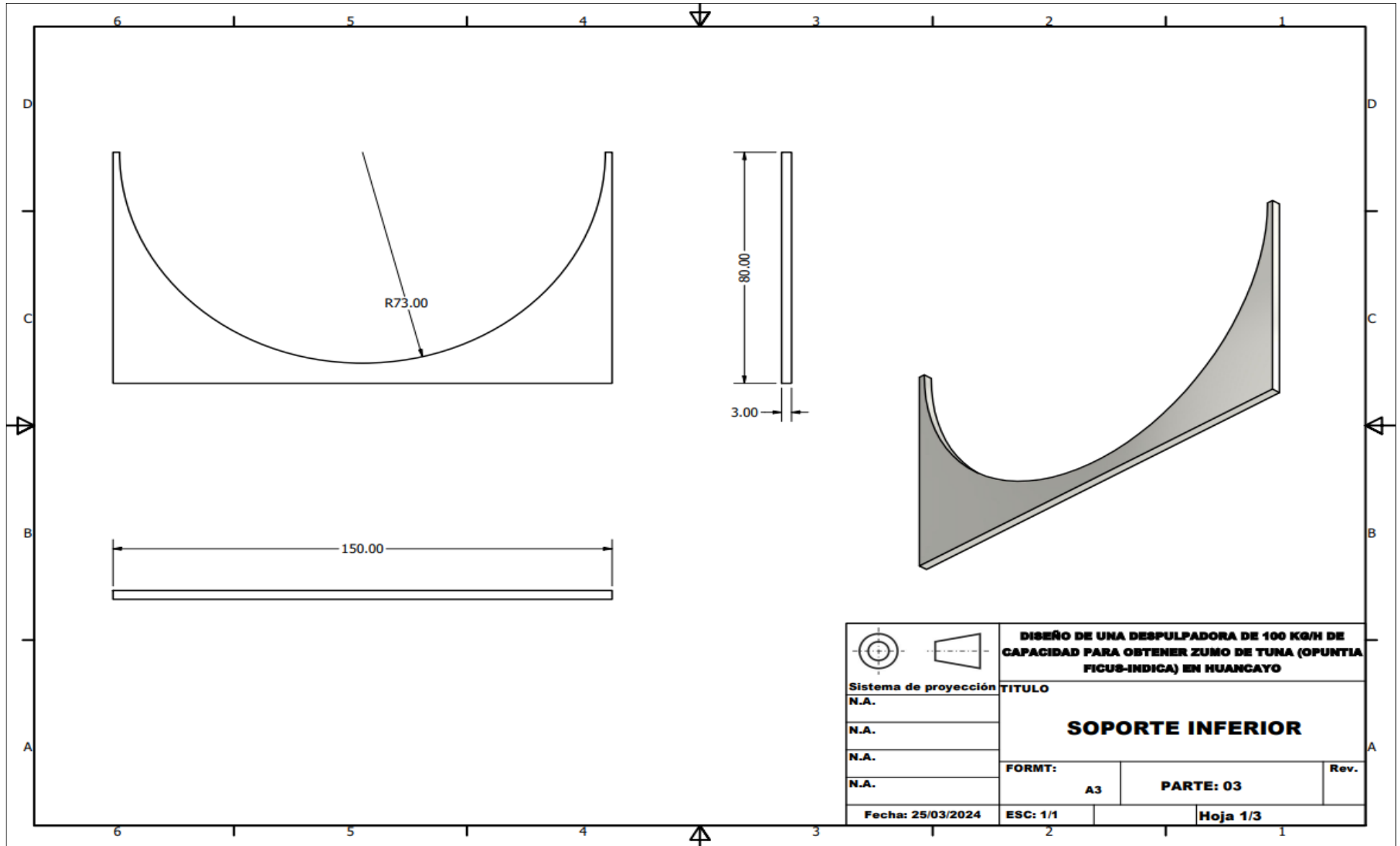
PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Tolva
2	1	Filtrador
3	1	Tapa superior
4	1	Soporte chumacera
5	1	Soporte inferior
6	1	Eje,cuchilla y paleta
7	1	Chumacera
8	1	Motor 2HP
9	1	FAJA 1
10	1	Polea 1
11	1	Polea 2


	DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FIGUB-INDICA) EN HUANCAYO		
	TITULO		
Sistema de proyección	SISTEMA DE POTENCIA		
Material: AISI 304			
N.A.			
N.A.			
N.A.	FORMT:	PARTE: 2	Rev.
Fecha: 25/03/2024	ESC: 1/4	Hoja 1/3	

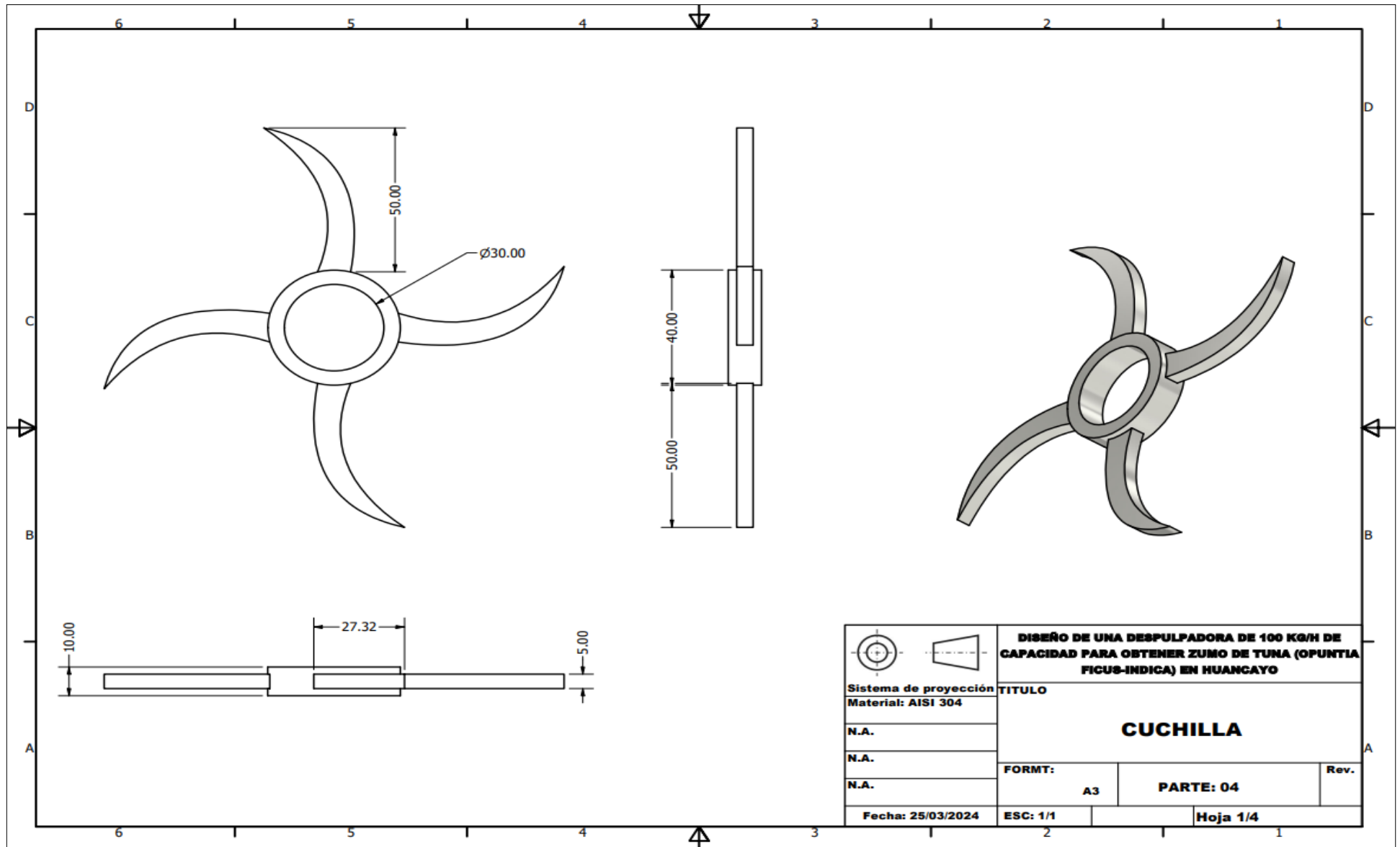




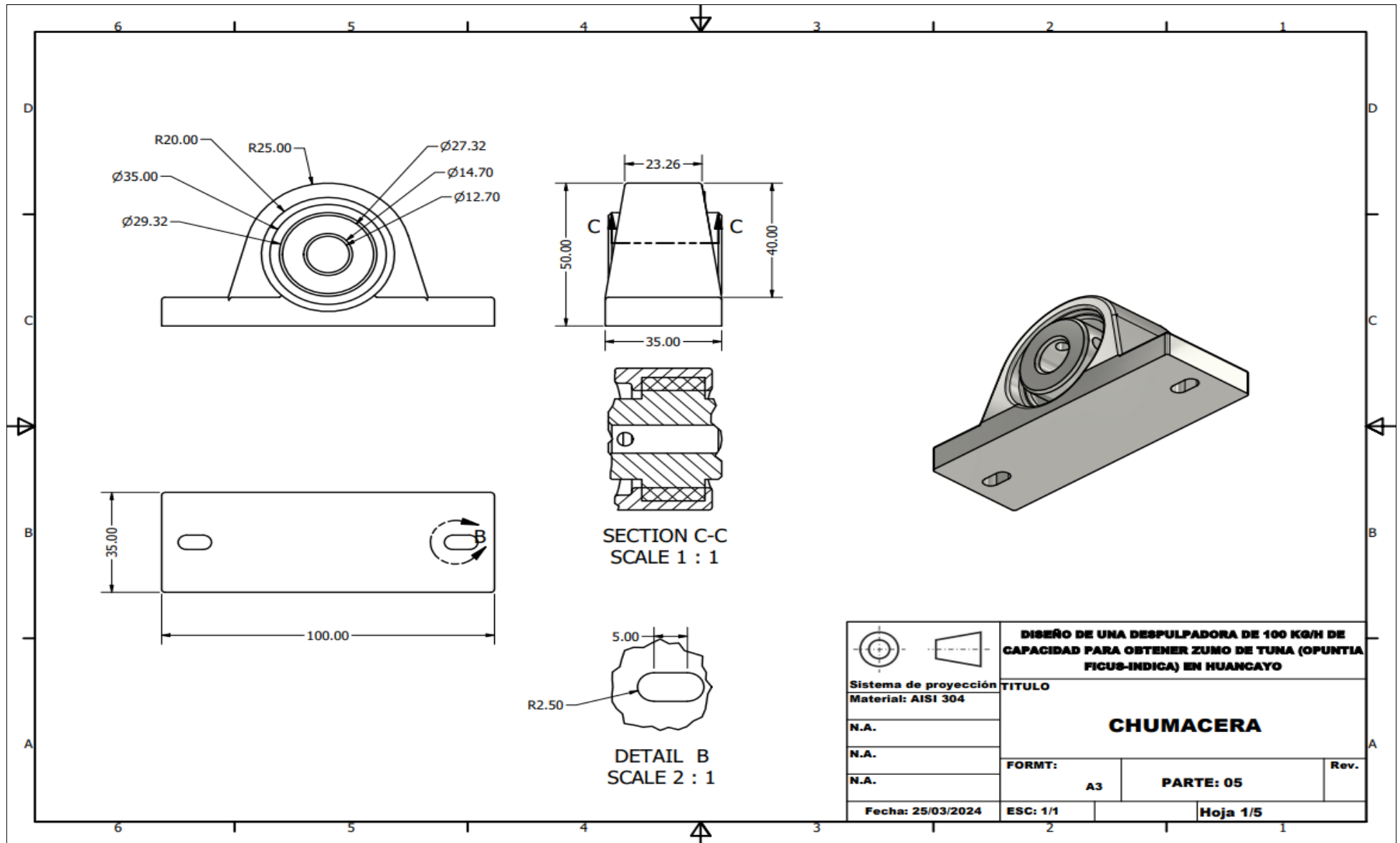
 <p>Sistema de proyección Material: AISI 304</p>	<p>DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO</p>		
	<p>TITULO</p> <p style="text-align: center;">PALETA</p>		
N.A.	FORMT:	A3	PARTE: 02
N.A.	ESC: 1/1	Hoja 1/2	Rev.
Fecha: 25/03/2024			

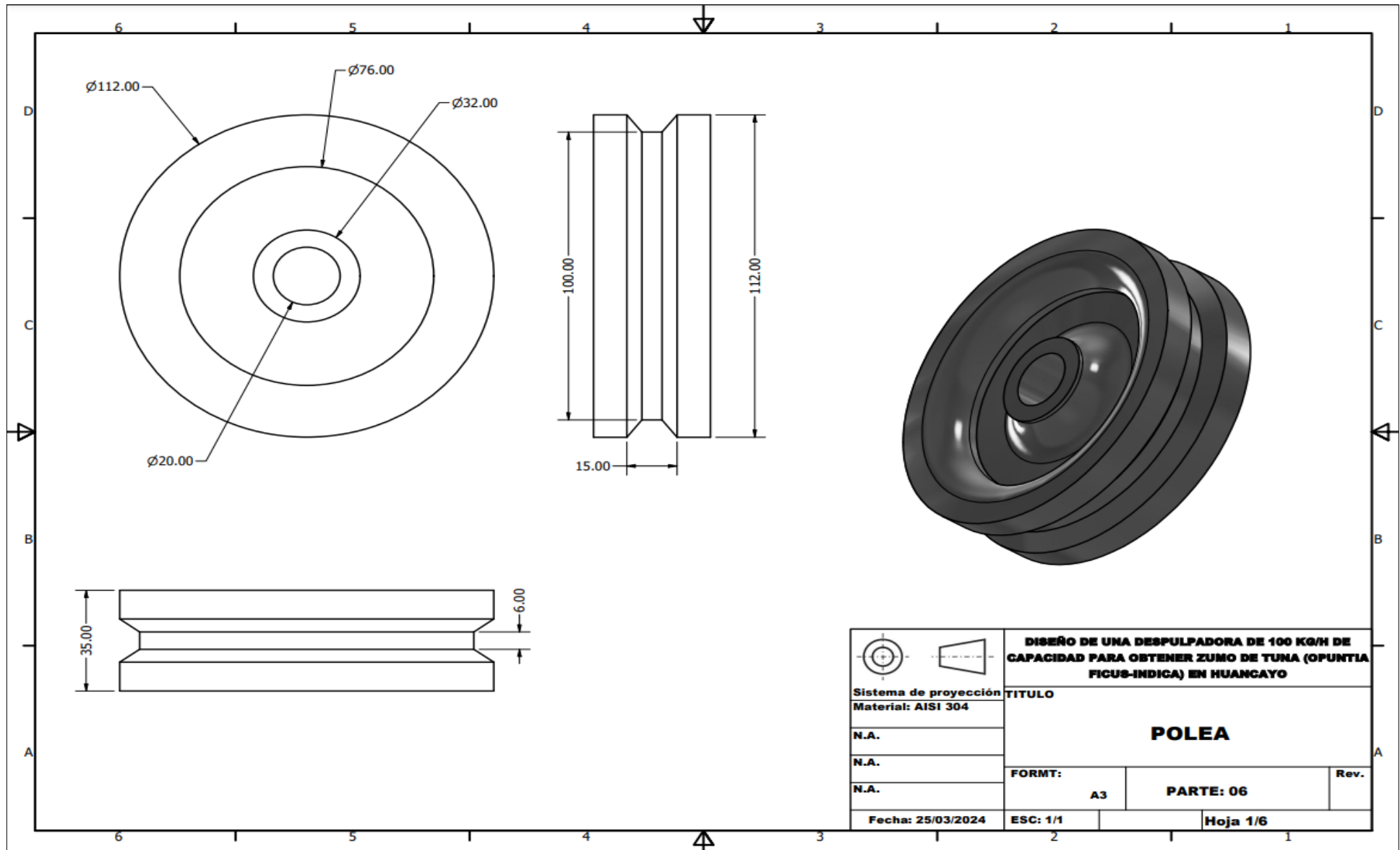


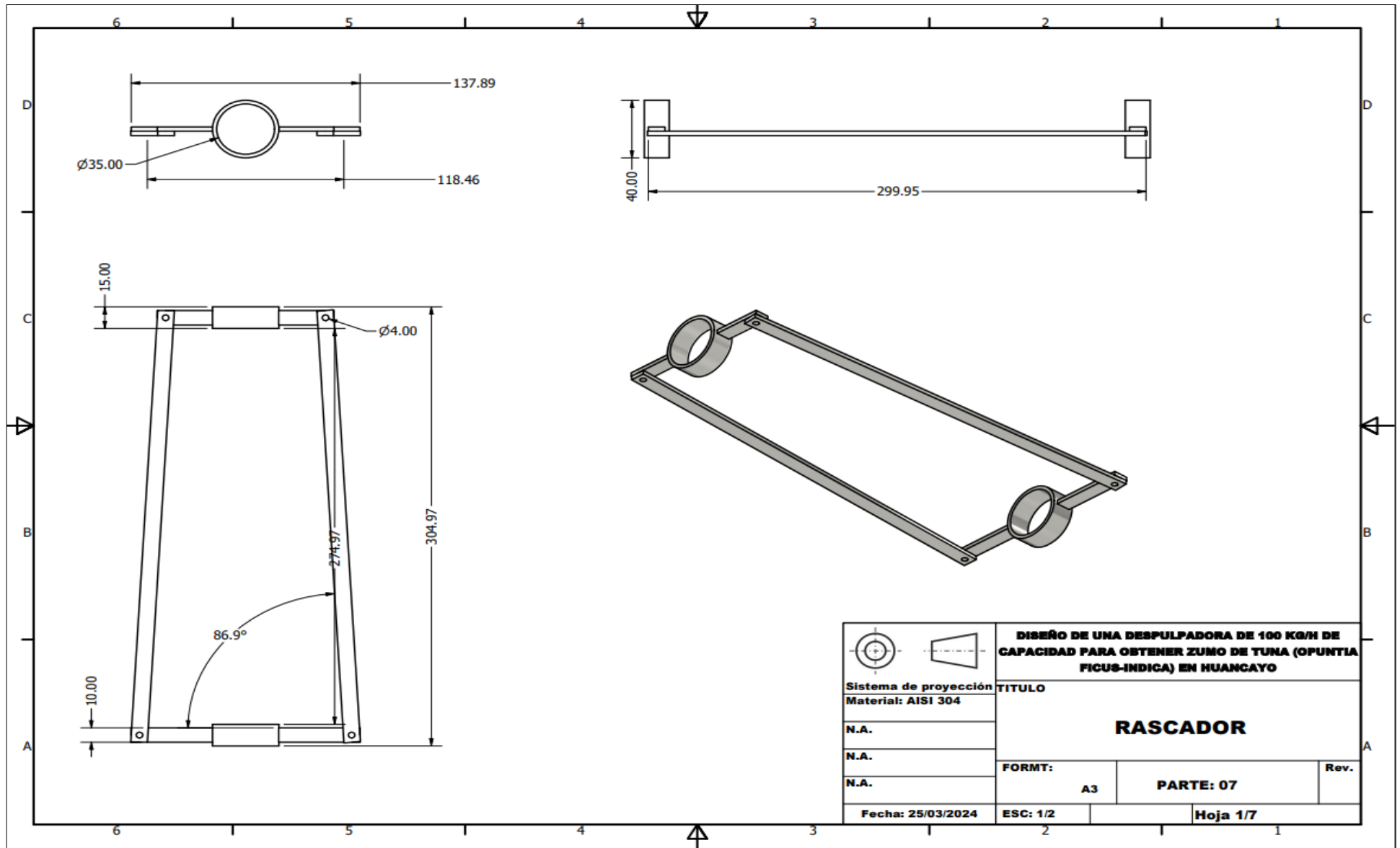
		DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FIGUS-INDICA) EN HUANCAYO	
Sistema de proyección N.A.		TITULO	
N.A.		SOPORTE INFERIOR	
N.A.		FORMT: A3	Rev.
N.A.		ESC: 1/1	Hoja 1/3
Fecha: 25/03/2024			

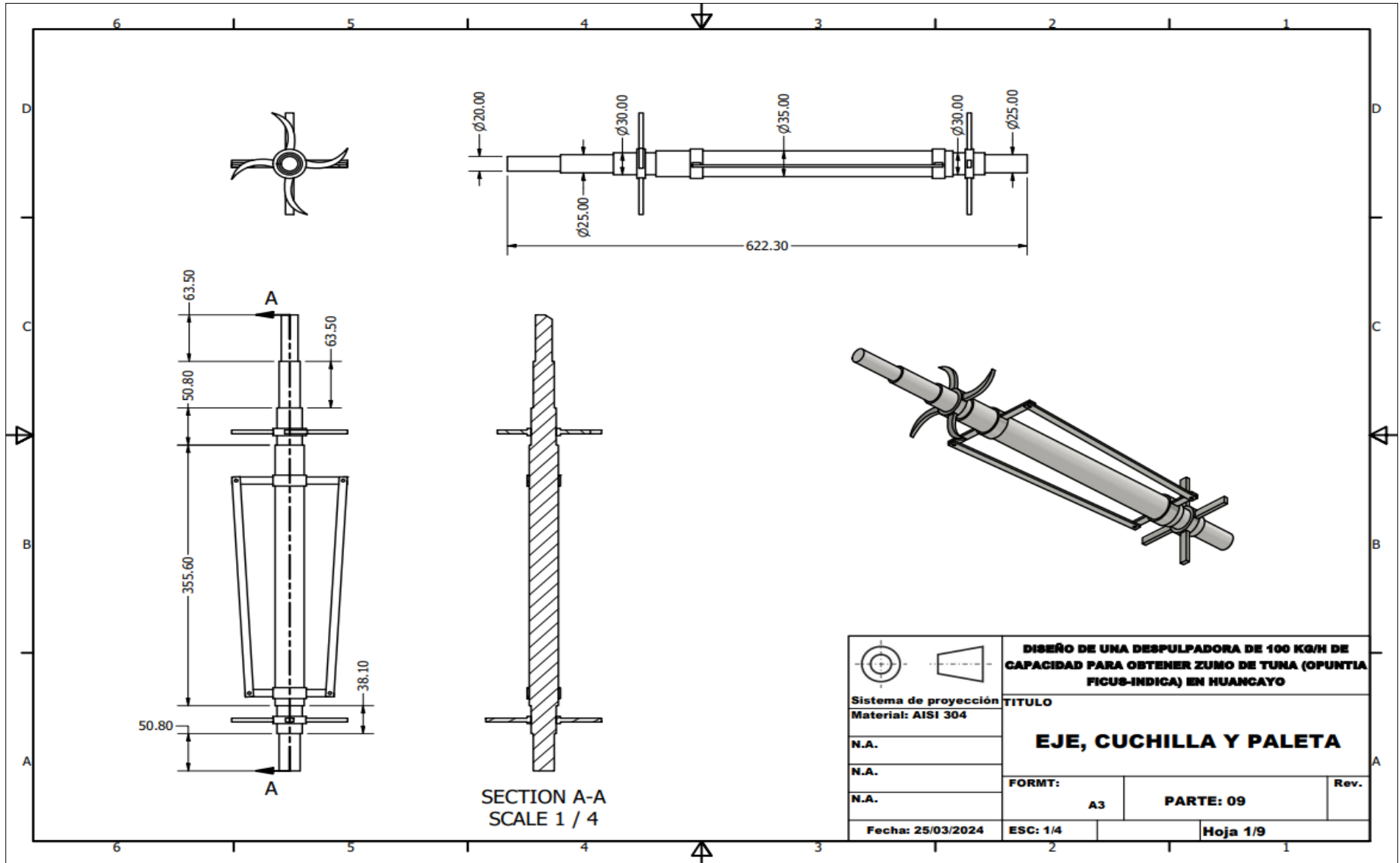


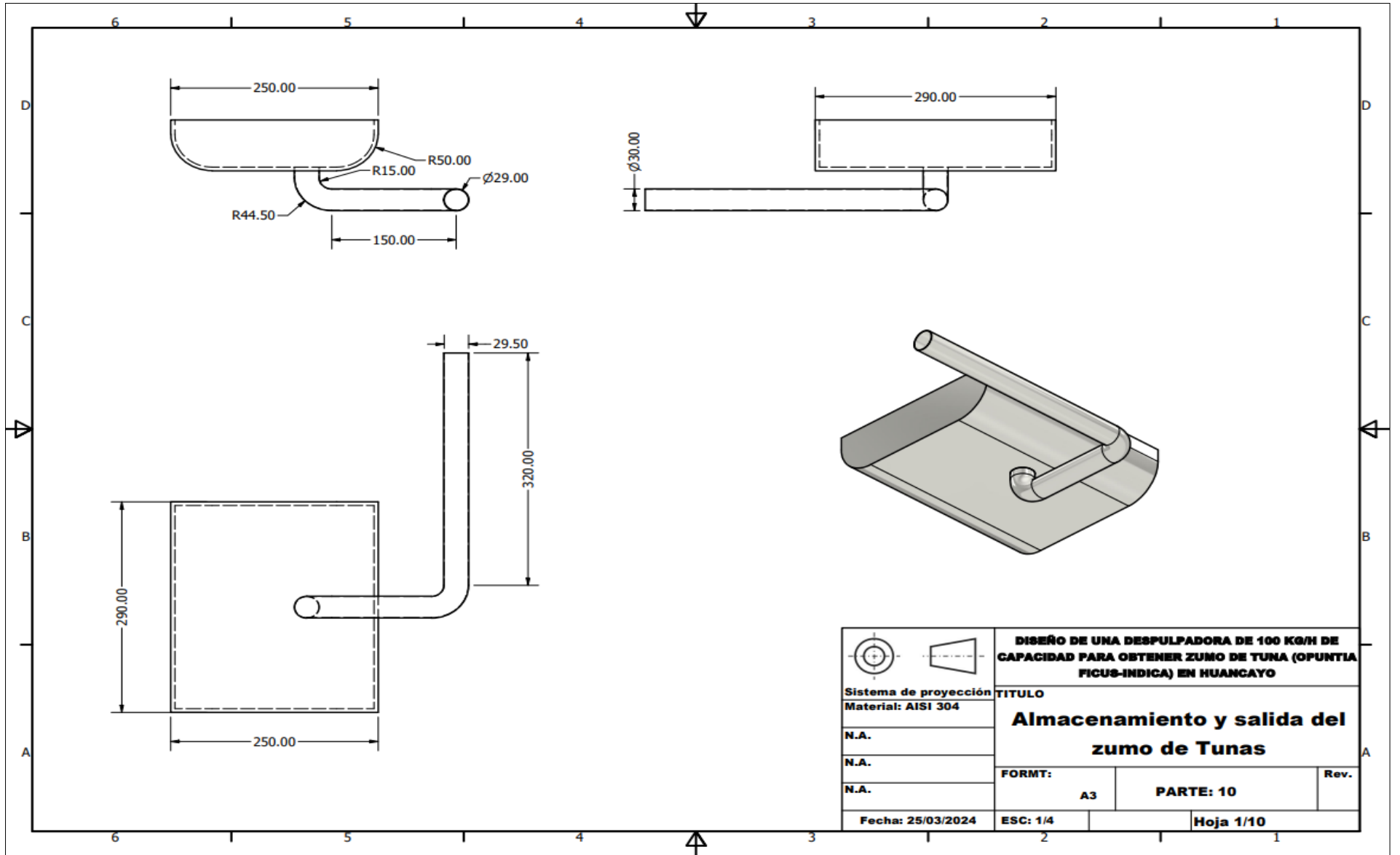
		DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO	
Sistema de proyección Material: AISI 304		TITULO <h2 style="text-align: center;">CUCHILLA</h2>	
N.A. N.A. N.A.		FORMT: A3	PARTE: 04
Fecha: 25/03/2024		ESC: 1/1	Rev. Hoja 1/4

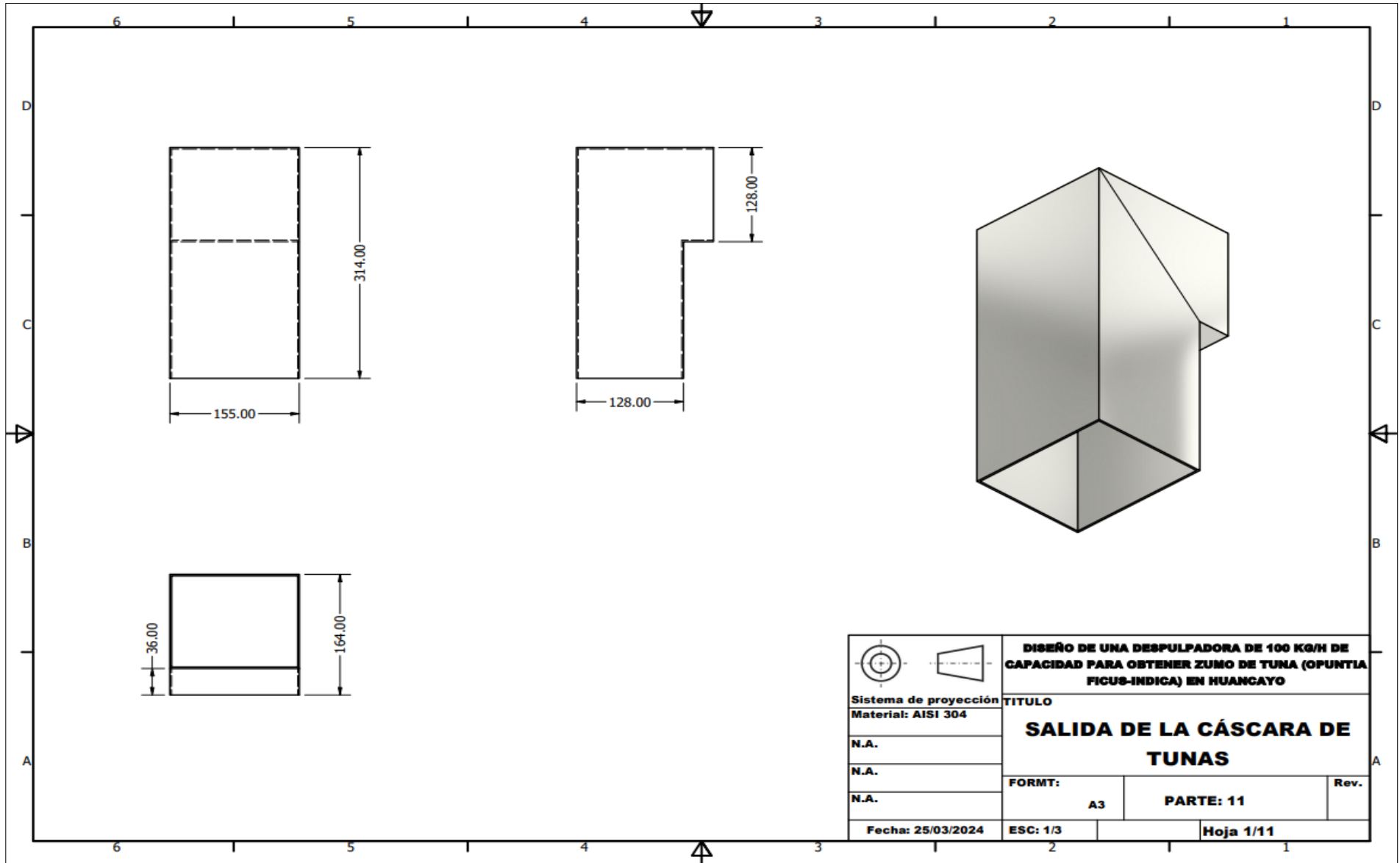





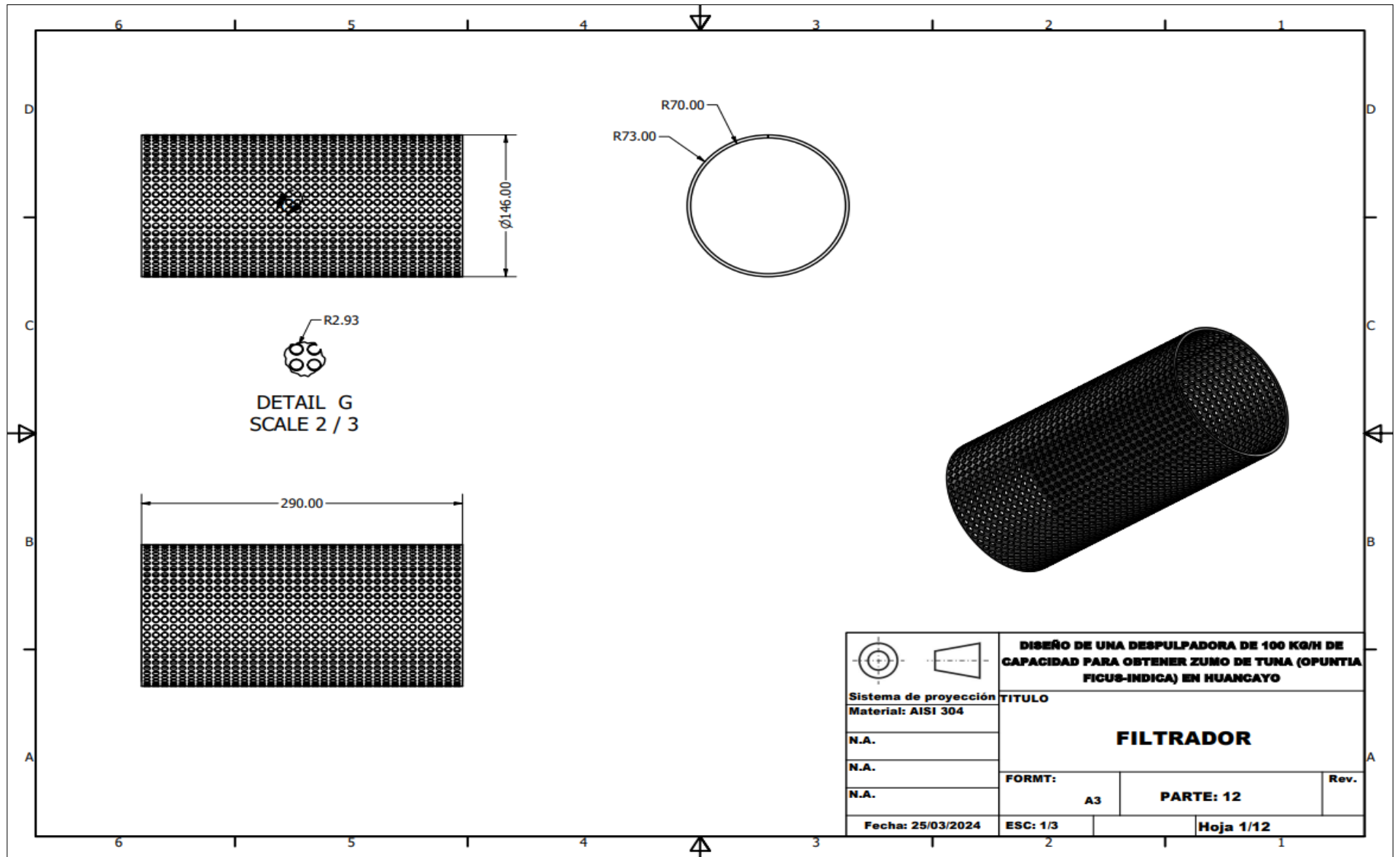








	DISEÑO DE UNA DESPULPADORA DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FICUS-INDICA) EN HUANCAYO		
	TITULO		
Sistema de proyección Material: AISI 304	SALIDA DE LA CÁSCARA DE TUNAS		
N.A.	FORMT: A3	PARTE: 11	Rev.
N.A.	ESC: 1/3	Hoja 1/11	
N.A.			
Fecha: 25/03/2024			



		DISEÑO DE UNA DESPULPadora DE 100 KG/H DE CAPACIDAD PARA OBTENER ZUMO DE TUNA (OPUNTIA FIGUS-INDICA) EN HUANCAYO	
Sistema de proyección Material: AISI 304		TITULO FILTRADOR	
N.A. N.A. N.A.		FORMT: A3	Rev. PARTE: 12
Fecha: 25/03/2024		ESC: 1/3	Hoja 1/12