



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

**Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no
Renovables**

Carrera de Ingeniería Electromecánica

**Diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un
sistema de arrastre tubular cerrado.**

Trabajo de Titulación previo a la
obtención del título de Ingeniero
Electromecánico.

AUTOR:

Segundo Arturo Alvarez Lino.

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg.Sc.

Loja – Ecuador

2022

Certificación

Loja, 09 de septiembre del 2022

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABADO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **“Diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado”**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante **Segundo Arturo Alvarez Lino**, con **cédula de identidad Nro. 1105241739**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.



Firmado electrónicamente por:
BYRON AGUSTIN
SOLORZANO
CASTILLO

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABADO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo **Segundo Arturo Alvarez Lino**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Digital Institucional - Biblioteca Virtual.



Firmado electrónicamente por:
**SEGUNDO ARTURO
ALVAREZ LINO**

Firma:

Cédula: 1105241739

Fecha: 30 de noviembre del 2022

Correo electrónico: saalvarezl.97@gmail.com

Celular: 0962651367

Carta de autorización por parte del autor, para consulta, reproducción parcial o total y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.

Yo, **Segundo Arturo Alvarez Lino**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado**, como requisito para optar por el título de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los treinta días del mes de noviembre del dos mil veintidós.



Firmado electrónicamente por:
**SEGUNDO ARTURO
ALVAREZ LINO**

Firma:

Autor: Segundo Arturo Alvarez Lino

Cédula: 1105241739

Dirección: Loja (Calle Sldo. Carlos Yuqui y Héctor Pilco)

Correo electrónico: saalvarezl.97@gmail.com/saalvarezl@unl.edu.ec

Teléfono: 0962651367

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Trabajo de Titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente trabajo es dedicado a mis padres Wilfrido y Yanaira; y a mis hermanos, Manuel, Brayan, María Fernanda, Mishell y María José; por siempre brindarme su cariño y confianza. A mis familiares, amigos, compañeros de clase y profesores, quienes me han apoyado y mostrado las buenas formas ante cualquier situación, además siempre han estado presentes en el lapso del desarrollo de este trabajo de investigación.

Segundo Arturo Alvarez Lino

Agradecimientos

Primeramente, agradezco a Dios y a la Santísima Virgen, quienes me brindaron su amparo y permitieron un buen desarrollo del presente trabajo de titulación.

De manera especial expreso mi mayor gratitud:

Al extraordinario esfuerzo de mis padres Wilfrido y Yanaira, mis hermanos y demás familiares, especialmente a mis tíos Cristóbal y Florita quienes me han apoyado incondicionalmente durante todas las etapas de mi formación académica. A mis amigos, por su total apoyo y los buenos momentos en estos años de estudio.

Al Ing. Byron Solórzano, por haberme guiado en esta labor investigativa, ya que, mediante sus conocimientos y orientaciones brindados con paciencia, ha sido pilar fundamental en el desarrollo del presente trabajo de investigación. Así como al campo docente y administrativo de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

Segundo Arturo Alvarez Lino

Índice de contenidos

Portada.....	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos.....	vi
Índice de contenidos.....	vii
Índice de Tablas	xi
Índice de Figuras.....	xii
Índice de Anexos	xiv
1. Título.....	1
2. Resumen.....	2
2.1. Abstract.....	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	6
4.1 Generalidades.....	6
4.1.1 Producción de café y principales procesos.	6
4.1.2 Principales máquinas para el procesamiento del café.....	7
4.1.3 Propiedades físicas del café en el proceso de beneficio	7
4.2 Sistemas de traslado de sólidos a granel.....	8
4.2.1 Transportadores de Tornillo sin fin.....	8
4.2.2 Cintas transportadoras.....	9
4.2.3 Elevadores de Cangilones	10
4.2.4 Otros sistemas de traslado de sólidos a granel.....	11

4.2.5	Transportador de granel, del tipo de arrastre tubular cerrado	12
4.3	Fundamentación de diseño mecánico	13
4.3.1	Resistencia de Materiales.....	13
4.3.1.1	Esfuerzos normales: Tracción y Compresión	13
4.3.1.2	Cortante.....	14
4.3.1.3	Flexión	15
4.3.1.4	Torsión.....	16
4.3.2	Factor de seguridad.....	17
4.3.3	Transmisión de potencia	18
4.3.3.1	Requisitos de potencia y par de torsión	18
4.4	Diseño de elementos de máquinas	20
4.4.1	Ejes.....	20
4.4.1.1	Fases en el diseño de ejes de transmisión	20
4.4.2	Chavetas	23
4.4.2.1	Geometría de una chaveta	24
4.4.3	Rodamientos	25
4.4.4	Engranés.....	26
5.	Metodología	30
5.1	Materiales.....	30
5.2	Área de estudio	30
5.3	Métodos	30
5.4	Metodología para el desarrollo de los objetivos específicos	31
6.	Resultados.....	33
6.1	Definición y análisis de los principales componentes del transportador de café mediante un sistema de arrastre tubular cerrado.....	33

6.2	Requerimientos del diseño.....	35
6.3	Propuesta general del diseño.....	36
6.4	Cálculo de las piezas los componentes.	37
6.4.1	Discos.....	37
6.4.1.1	Número de discos totales	38
6.4.1.2	Geometría de los discos	40
6.4.2	Rueda dentada.....	42
6.4.2.1	Geometría del diente	43
6.4.3	Cable	48
6.4.3.1	Acople para unión de cable.....	50
6.4.4	Potencia requerida del motor y potencia de diseño	51
6.4.4.1	Velocidad lineal de avance del transportador y velocidad angular del eje del engranaje inferior.....	51
6.4.4.2	Potencia del motor	52
6.4.4.3	Selección del motor.....	54
6.4.5	Propuesta de soporte para tubería	55
6.4.6	Mecanismo para la tensión del cable portadiscos.....	56
6.4.7	Tolva de ingreso y sección de descarga.....	57
6.4.7.1	Tolva de ingreso.....	57
6.4.7.2	Sección de descarga	58
6.4.8	Diseño de ejes.	59
6.4.8.1	Diseño de eje para la rueda dentada inferior.....	61
6.4.8.2	Diseño de eje para la rueda dentada superior.....	66
6.4.9	Selección de rodamientos	69
6.4.9.1	Rodamientos para eje inferior.....	69

6.4.9.2 Rodamientos para eje superior.....	71
6.4.10 Diseño de chavetas	72
7. Discusión.....	74
8. Conclusiones.....	76
9. Recomendaciones.....	77
10. Bibliografía.....	78
11. Anexos.....	82

Índice de Tablas:

Tabla 1. Densidad aparente del café	8
Tabla 2. Valores del factor de Lewis	29

Índice de Figuras:

Figura 1. Transportador de tornillo sinfín.....	9
Figura 2. Cinta transportadora	10
Figura 3. Líneas de transporte en baldes, con distintos modos de descarga.....	11
Figura 4. Transportador tubular de arrastre	12
Figura 5. Elemento sometido a cargas	14
Figura 6. Elemento sometido a una cortante.....	15
Figura 7. Carga de flexión en un elemento	15
Figura 8. Elemento sometido a torsión	16
Figura 9. Ubicación de elementos en un eje	21
Figura 10. a) Cuña cuadrada, b) Cuña redonda	23
Figura 11. Geometría de una chaveta	24
Figura 12. Geometría básica de engranes rectos.....	27
Figura 13. Nomenclatura de los dientes de un engrane	28
Figura 14. Rueda dentada para transmisión de movimiento.....	34
Figura 15. Discos montados en un cable.	34
Figura 16. Sección de tubería y curvas.	35
Figura 17. Esquema general de la máquina transportadora.	37
Figura 18. Geometría del disco.....	40
Figura 19. Rueda dentada y terminología.....	42
Figura 20. Dientes de rueda dentada en transportador.....	45
Figura 21. Diente de rueda dentada	46
Figura 22. Propuesta de ubicación del transportador respecto a la tostadora.....	48
Figura 23. Triángulo rectángulo formado por la inclinación del cable	49
Figura 24. Acople para unión de cable.	50

Figura 25. Características del acople para la unión del cable.	51
Figura 26. Disposición de las tuberías del transportador.....	55
Figura 27. Propuesta de soporte para tuberías	56
Figura 28. Placa metálica para tensar el cable portadiscos.....	57
Figura 29. Propuesta de tolva de alimentación para el transportador.....	58
Figura 30. Canal de descarga del café.	59
Figura 31. Disposición de elementos en el eje inferior.....	60
Figura 32. Diagrama de componentes que actúan sobre los ejes.....	60
Figura 33. Componentes de tensión vertical y horizontal.	61
Figura 34. Componentes de tensión horizontal y vertical	66

Índice de Anexos:

Anexo 1. Factores de servicio para motores	82
Anexo 2. Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares y estándar.....	83
Anexo 3. Entrevista	84
Anexo 4. Actividad: Determinación de la potencia.....	86
Anexo 5. Especificaciones técnicas de tubería PVC 3”	92
Anexo 6. Actividad: Relación de diámetros de discos y distancias entre sí, y porcentajes de relleno.....	93
Anexo 7. Serie de módulos (m) normalizados para engranajes.....	97
Anexo 8. Descripción de motores y motorreductores	98
Anexo 9. Datos de rodamientos de bolas con diámetro interior de 40 mm.....	99
Anexo 10. Tabla para determinar factores de seguridad usando el Método de Pugsley.	100
Anexo 11. Acero estructural con perfil G-correa.	101
Anexo 12. Planos mecánicos del diseño.....	103
Anexo 13. Certificado de traducción de resumen	102

1. Título

Diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado.

2. Resumen

El presente trabajo muestra el diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado, como una alternativa para mejorar la conservación de la calidad física del grano de café durante el traslado. Por lo tanto, el mismo se centró primeramente en recopilar información bibliográfica y técnica enfocada en el sistema de arrastre tubular cerrado, identificando y definiendo los parámetros operacionales del transportador. A través de una entrevista en una planta de procesamiento de café se determinó los requerimientos de diseño. Luego, se hizo un análisis y reconocimiento de los componentes principales de la máquina y de esta forma se planteó la propuesta general del diseño para el transportador, el cual se compone principalmente del conjunto motor, tuberías, cable, discos y ruedas dentadas. La determinación de la potencia para el motor, se realizó mediante un experimento para determinar la potencia necesaria para mover un disco dentro de la tubería, también, se consideró la potencia necesaria para vencer la fricción entre el grano de café y el tubo, y la potencia de la masa total. El diámetro interior de los tubos es de tres pulgadas, consecuentemente el diámetro de los discos es igual. El material propuesto para la construcción de los discos es el polipropileno, y para el cable se propone que sea de acero galvanizado con un forro PVC, ya que se consideran materiales seguros en el manejo de alimentos. A continuación, se diseñó la rueda dentada basándose principalmente en el diseño de transmisiones por medio de engranajes y la geometría de los dientes acorde a las dimensiones del disco. Seguidamente, se seleccionaron y diseñaron elementos secundarios considerando normas y catálogos que incluyen análisis respecto al tipo de carga, esfuerzo, materiales, etc. Obteniéndose finalmente un transportador que cumple los requerimientos de diseño, pudiendo alcanzar un flujo másico de hasta 500 kg/h y que conserva la calidad física del grano, ya que realiza un movimiento de avance recto y a baja velocidad de 0,153 m/s.

Palabras claves: transportador tubular de arrastre, granel, material de uso alimentario, rueda dentada.

Abstract

The present project shows a closed tubular coffee transporter design, as an alternative to improve the consistency and the physics conservation of coffee as it is transported. For that reason, was necessary to get information about the coffee transportation devices inside the roast coffee line-making. With this, it was possible to recognize and define the main and operational parameters for the machine, as well as the requirements for the line-making, it was necessary to make interviews. With these, the proposed design was on an electric motor, pipelines, cables, discs, and cogwheels. On the other hand, electric motor power was defined by making load experiments. The pipelines, as well as the other parts of the design where the coffee is in touch, were considered to be on PVC, and polypropylene, since they are considered safe materials in food handling. After these, the cogwheels were designed for the geometry of the pipelines, then, the other secondary elements were considered by checking catalogs taking in the stress of the different loads, materials, etc. As a result, the project ends with the design of a coffee transporter, transporting on full operation 500 Kg/h, preserving the physical quality of coffee, with a straight-line movement and a low velocity of 0.153 m/s.

Keywords: tubular coffee transporter, bulk, food grade material, cogwheels

3. Introducción

En el mercado mundial el producto de café es considerado de elevada importancia, a la vez que su producción se realiza en todos los continentes, además, las técnicas de industrialización en los diferentes lugares se basan en los mismos conceptos (*Industrialización del café*, 2010).

Actualmente, la mayoría de empresas de procesamiento se ven en la necesidad de mejorar la infraestructura, modernizar las instalaciones de procesamiento y en lo posible automatizar los procesos productivos, y de esta manera obtener un producto final de calidad para ofrecer en el mercado. Como es el caso de instalaciones procesadoras del café, en las que uno de sus productos es el café tostado en grano, en el cual se deben evitar deformaciones y roturas a causa del proceso en las máquinas.

Es por esto que el presente trabajo está encaminado en diseñar una máquina para transportar café a granel, que debe ayudar a mejorar la conservación física del grano; misma actividad que todavía en algunas pequeñas industrias es realizada de forma manual.

Para el desarrollo del presente trabajo se plantean los siguientes objetivos:

Objetivo general

- Diseñar un transportador para café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado.

Objetivos específicos

- Definir los parámetros operacionales del sistema de transporte de café.
- Realizar el diseño conceptual del transportador de café.
- Realizar el diseño a detalle de los componentes principales.

El diseño de la máquina propuesta corresponde a un transportador para material a granel, del tipo de arrastre tubular cerrado. Este sistema consiste en un circuito cerrado de tuberías, dentro de las cuales circula un cable o cadena, con unos discos de material plástico o metálicos, estos son los encargados de transportar el producto desde uno o más puntos de origen, arrastrados hasta su punto de destino final (Redacción Interempresas, 2015).

Los principales elementos de este transportador son: el conjunto motor de arrastre, que es el encargado de transmitir la tracción a la cadena o cable encargados de arrastrar el producto; el cable o cadena de arrastre, que es en donde van montados los discos para el traslado del

producto y que dependiendo si se usa cable o cadena será el material del mismo. Las curvas, son parte de la tubería que sirven como guía para el avance de la cadena y los discos, y; las descargas, que son el orificio para la salida del producto desde la tubería, el producto sale y cae mediante la acción de la gravedad.

Por lo tanto, este documento muestra en su primera parte el marco teórico, mismo que aborda temas acerca de transportadores para material a granel del sistema de arrastre tubular cerrado. También, se encuentran los contenidos teóricos referentes a la máquina a diseñarse y la fundamentación de diseño mecánico necesario para el dimensionamiento de los elementos de la misma.

Seguido a esto, se muestran los materiales y métodos, en donde se detallan los materiales empleados en el desarrollo de la investigación, así como los métodos empleados para la ejecución y cumplimiento de los objetivos específicos expuestos anteriormente.

A continuación, en la siguiente sección se muestran los resultados en donde se expone desde el análisis y reconocimiento de las partes que conforman el transportador con un sistema de arrastre tubular cerrado y el funcionamiento del mismo, la propuesta general del diseño para la máquina, seguido por los cálculos de las piezas y componentes.

La siguiente sección muestra las discusiones de los resultados, a su vez, dando paso a las conclusiones y recomendaciones generadas al finalizar el presente trabajo. En la parte final se muestra la bibliografía utilizada durante el desarrollo de esta investigación, así como también, los anexos necesarios para complementar el presente trabajo.

4. Marco teórico

4.1 Generalidades.

4.1.1 *Producción de café y principales procesos.*

Los procesos de producción de café se desarrollan en todos los continentes, considerándose una mercancía de elevada importancia en los mercados. Las diferentes técnicas de industrialización que se aplican en distintos lugares, se basan en los mismos conceptos y procesos (*Industrialización del café*, 2010).

Para hacer un análisis más estructurado, se puede separar el proceso de producción de café en cuatro pasos, como son: cultivo, recolección, beneficiado y tueste (Pineda et al., 2017). Centrándose específicamente en el beneficiado y tueste:

Proceso de Beneficiado: es el proceso posterior a la recolección del fruto del café, mediante el cual se separa la cáscara y la pulpa de los granos de café. Se puede realizar de dos formas, la primera es usando una despulpadora y lavando los granos, llamado también beneficiado húmedo; o directamente secándolos y trillando todo, lo que es conocido como beneficiado seco. El beneficiado húmedo aporta mayor calidad a los granos de café ya que evita que el mucílago y los restos de cereza descompongan el grano, aunque resulta un proceso más costoso.

Tueste: el tueste se realiza sometiendo los granos de café a la acción del calor con lo que se inicia la liberación en forma de gas, aroma. Existen dos tipos de tostado: Natural y Torrefacto; y dos tipos de métodos de tostado: rápido y lento. El tostado es una parte fundamental en el resultado del café en taza, determina el sabor final del café, así como el aroma o la intensidad (Azkoyen Group, 2017).

Los dos procesos descritos anteriormente son en los cuales se presta mayor atención en la producción de café, debido a que son los procesos finales y se realizan de manera industrial en instalaciones, evidenciándose el transporte del grano entre cada acción o proceso como una de las operaciones básicas. En algunos lugares el transporte del grano aún se realiza manualmente por los operarios, sin embargo, hay instalaciones de producción de café que lo realizan de manera mecánica, usando sistemas de tornillos sinfín o bandas transportadoras, generalmente.

4.1.2 Principales máquinas para el procesamiento del café.

Secadora: estas máquinas permiten realizar un secado más rápido que cuando se lo hace de forma natural, aunque un mal manejo corre el riesgo de afectar la calidad del café. Las máquinas utilizadas para el secado mecánico envían aire caliente al fruto, algunas de las máquinas más utilizadas son secador estático sin cámara de presecado, silosecador, secador de dos pisos, entre otros (Cárdenas Díaz & Pardo Pinzón, 2014).

Trilladora: se utiliza en la parte final del proceso de beneficio, en donde se obtiene el café verde listo para el tueste. La máquina se encarga de separar del grano el pergamino o cáscara alrededor de la semilla de café, por medio de una acción combinada de fricción y presión por fuerza rotacional haciendo salir la semilla almendra que por corrientes de aire son evacuadas.

Tostadora: una tostadora de café es una máquina en la que se colocan los granos de café verde y se tuestan para dar lugar al café en grano que luego será molido.

El tueste se realiza exponiendo el grano a una alta temperatura un período de tiempo determinado. Se realiza en hornos de torrefacción especiales, en donde una vez finalizado el proceso se ven cambios como: pérdida de peso, color, aumento del volumen, descomposición de la sacarosa, pérdida de la cafeína del grano.

Molinos: La función principal de los molinos para moler café es la de transformar el grano de café en polvo. En el mercado se conocen principalmente los molinos de cuchillas y molinos dentados (Cuadras, s. f.).

El equipamiento técnico principal de un molino se da por: fresas o anillos dentados, tolva y dosificador.

4.1.3 Propiedades físicas del café en el proceso de beneficio

Las propiedades físicas del café como: el peso y el volumen, el contenido de humedad y otras características del fruto del café, pueden relacionarse teniendo en cuenta los diferentes estados en que se puede transformar el producto desde cereza madura hasta café almendra; datos de la densidad aparente del café según su estado se muestran en la **Tabla 1**. Las constantes físicas son un instrumento útil para evaluar el sistema productivo, éstas facilitan las operaciones comerciales y el diseño de los beneficiaderos, así como el diseño y calibración de los diferentes dispositivos y máquinas empleados en el proceso de beneficio del café.

Tabla 1.

Densidad aparente del café

Apariencia del café	kg / m³
Fruto	621,57
Pulpa fresca	299,74
Grano de café en baba	826,71
Grano de café lavado	701,87
Grano de café escurrido	687,17
Grano de café pergamino	391,44
Grano de café almendra	709,99

Fuente. (Montilla-Pérez et al., 2008)

4.2 Sistemas de traslado de sólidos a granel.

El transporte de sólidos se refiere al movimiento de los mismos, desde el punto de suministro de materia prima hasta el inicio del proceso, desde el punto final del proceso hacia el lugar de almacenamiento, entre dos puntos del proceso y desde el lugar de almacenamiento hacia la línea de empaclado y/o distribución. El movimiento de los sólidos puede darse por gravedad, manualmente o aplicando cierta potencia; a su vez, que pueden transportarse empacados o a granel (Pinedo Ruvalcaba, s. f.).

Los principales tipos de equipos para el transporte son:

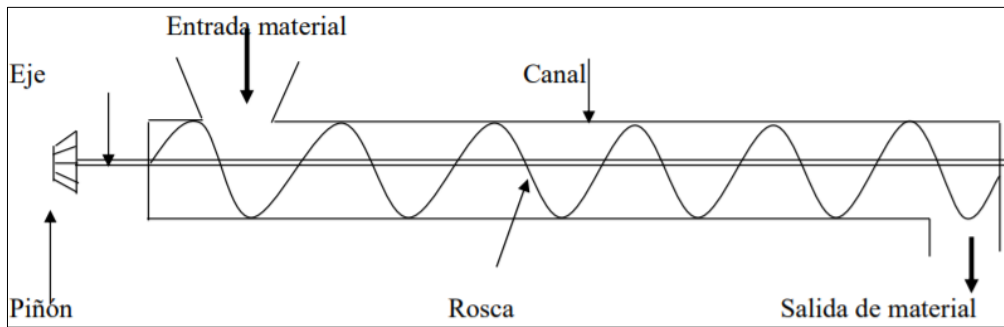
- Cintas transportadoras,
- Elevadores,
- Transportadores de tornillos.

4.2.1 Transportadores de Tornillo sin fin

Este tipo de transportador consiste en un eje de acero, sobre el cual está montado una espiral que es el elemento transportador; esto se ubica dentro de un canal, tal como se indica en la **Figura 1**. El eje es propulsado por un motor y el acople se produce a través de engranajes o cadenas. Este transportador se utiliza para el movimiento de materiales abrasivos y no abrasivos, en dirección horizontal, e incluso en pendientes no muy pronunciadas (Klaver, s. f.).

Los transportadores de tornillo sin fin se basan en el principio de funcionamiento del tornillo de Arquímedes. La espiral rota alrededor del eje longitudinal y transporta el material a granel a través de una artesa o un tubo en reposo en dirección axial (PALAMATIC, 2020).

Figura 1. *Transportador de tornillo sinfín*



Fuente: (Klaver, s. f.)

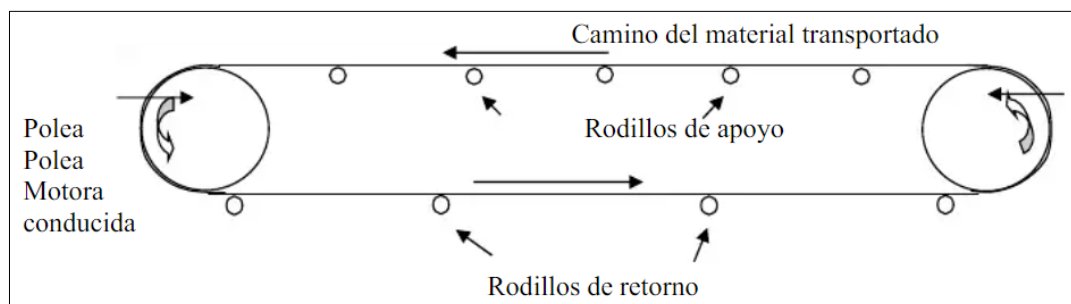
4.2.2 Cintas transportadoras

La cinta transportadora o transportadora de bandas es un sistema de transporte continuo. Consiste en una cinta sin fin con dos poleas, de las cuales una es motora o llamada también polea de cabeza y la otra es conducida o polea de cola. Cuenta con rodillos de giro libre ubicados debajo de la cinta (banda); denominándose rodillos de apoyo a aquellos que se encuentran debajo de la cinta cargada, y rodillos de retorno a aquellos que se ubican debajo de la cinta que regresa vacía. La distancia entre los rodillos de apoyo es menor respecto de la distancia entre los rodillos de retorno, dependiendo del uso específico de la cinta; generalmente suelen usarse rodillos de apoyo espaciados entre 1 y 1,5 metros y los de retorno entre 1,5 y 3 metros. La polea motora es accionada por un motor a través de un reductor de velocidad o por medio de un sistema de transmisión. La velocidad de la cinta varía entre 30 y 120 metros/min (Klaver, s. f.).

En la **Figura 2** se observa una cinta transportadora con algunos de sus componentes.

Las cintas transportadoras suelen operarse de manera horizontal, sin embargo, puede asignárseles algún grado de inclinación generalmente de 15 a 20 grados, el cual no debe ser mayor para evitar movimiento del material durante el transporte. Si se requieren cambios de pendiente de mayor magnitud, el diseño debe incluir laterales corrugados que eviten la pérdida de material o bultos. Si las cintas son diseñadas y mantenidas adecuadamente tienen un alto tiempo de servicio (Anónimo, s. f.)

Figura 2. Cinta transportadora



Fuente: (Klaver, s. f.)

4.2.3 Elevadores de Cangilones

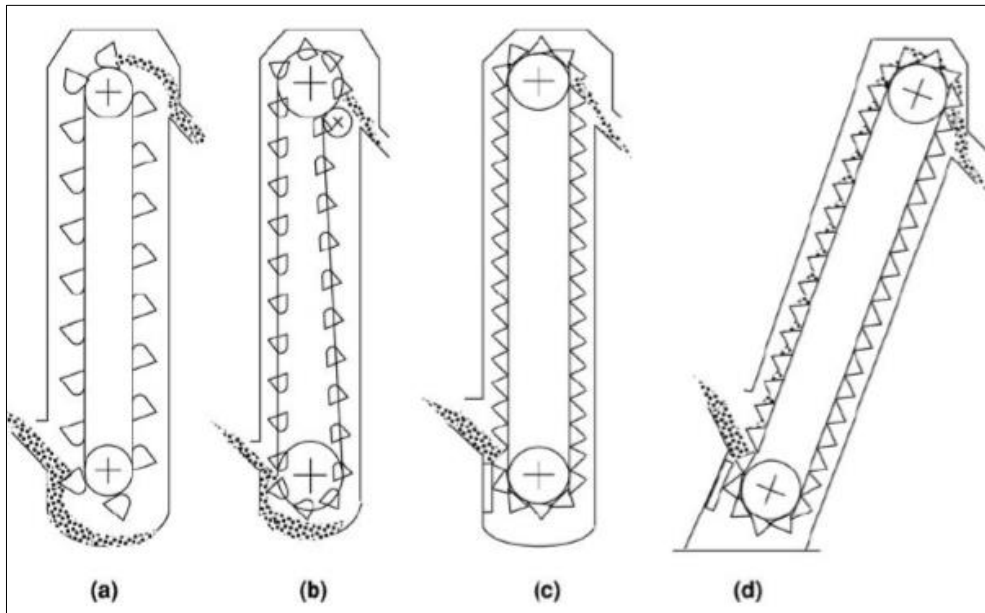
El elevador de cangilones se utiliza principalmente como solución económica para materiales de grano grueso y alto desgaste con un margen de rendimiento bajo a medio. También es apropiado para el transporte de productos a granel calientes. Se alcanzan caudales de 4 hasta 409 m³/hora, con elevaciones de 3 a 45 metros (PALAMATIC, 2020).

Consiste en una cadena o cinta sin fin, que en sus extremos cuentan con una rueda dentada o polea. En la cadena van unidos los cangilones o baldes, a intervalos uniformes. La rueda dentada superior es motora y la inferior es conducida. El accionamiento de la rueda motora está dado por un motor a través de un reductor de velocidad o sistema de transmisión de potencia. Los cangilones toman el material a transportar en la parte inferior, con el balde que viene invertido, gira y asciende hasta la cabeza superior donde lo descarga (Klaver, s. f.).

Este tipo de equipos es muy usado para elevar verticalmente materiales que fluyen libremente. Son equipos más eficientes que los rascadores ya que no existe una fuerte fricción entre el material y el elemento de movimiento.

En la **Figura 3** se representan elevadores completos con distintos modos de descarga e inclinaciones. La descarga puede realizarse de tres diferentes modos. Una de ellas consiste en el uso de baldes con cierto espaciamiento entre ellos (ver **Figura 3a**). La segunda opción es similar a la primera, con la salvedad que se logra la inversión total del balde al momento de la descarga (ver **Figura 3b**), esta opción es más apropiada cuando la fluidez del material no es excelente. La tercera alternativa es el uso de baldes sin espaciamiento (continuos), en la cual se logra igual capacidad con menor velocidad de movimiento de la cadena, esto se observa en la **Figura 3c** (Anónimo, 2018).

Figura 3. Líneas de transporte en baldes, con distintos modos de descarga



Fuente: (Anónimo, 2018)

4.2.4 Otros sistemas de traslado de sólidos a granel

Existen otros sistemas para el traslado de sólidos, como es el caso del **transportador de rasquetas o paletas**, el cual consiste en un canal por el cual se desplazan paletas con una sección adaptada y ajustada al canal; el material a transportar se ubica entre las paletas y es desplazado por el movimiento de las mismas. Este tipo de transportadores se utilizan en traslados horizontal y oblicuo, procurando no exceder un ángulo de 30 - 45°. La aplicación principal es en el transporte de materiales no abrasivos, como granos (cereales); el transporte de materiales abrasivos (piedras partidas y otros) produce desgaste más rápido al equipo (Anónimo, 2018)

Las paletas se encuentran unidas a una o dos cadenas sin fin, que se mueven debido a que en los extremos del transportador se ubican ruedas dentadas siendo las de un extremo motora.

Otro sistema conocido es el de **rascadores**, utilizado para el transporte de sólidos granulares no abrasivos. Es un tipo de transportador de cadena, a más de esta, los elementos de movimiento y los motores son los principales componentes.

Este tipo de transportadores, al ser comparados con sistemas más comunes como es el caso de cintas transportadoras, se distinguen por una construcción más barata, sin embargo, no se puede descartar una operación ruidosa e ineficiencia mecánica. En ciertas situaciones estos transportadores se adaptan correctamente al proceso (Anónimo, 2018).

4.2.5 *Transportador de granel, del tipo de arrastre tubular cerrado*

Un sistema de arrastre consiste en un circuito cerrado de tuberías, en las cuales por su interior circula un cable o una cadena, con unos discos de material plástico o metálico encargados de transportar el producto desde uno o más puntos de origen, y arrastrarlo hasta uno o varios puntos de destino. Generalmente se utiliza estos equipos de arrastre para el transporte de sólidos a granel en sectores industriales, agroalimentario y químico (Redacción Interempresas, 2015).

Figura 4. *Transportador tubular de arrastre*



Fuente: (Redacción Interempresas, 2015)

Los componentes básicos en un transportador tubular de arrastre se resumen en:

Conjunto motor de arrastre: Es el elemento encargado de transmitir la tracción a la cadena o cable encargada de arrastrar el producto. Dentro de este conjunto motor se encuentra la polea motriz y los elementos de compensación de la tensión para que la cadena funcione en todo momento en óptimas condiciones.

Cable o cadena de arrastre: El cable puede estar fabricado en acero galvanizado, acero inoxidable o de material textil, y la cadena puede ser fabricada en acero al carbono o en acero inoxidable. En el caso del cable los discos pueden ser de Polipropileno o bien de Nylon alimentario. En el caso de la cadena los discos pueden ser en Nylon o bien en acero al carbono.

Curvas: Son los elementos encargados de enlazar los diferentes tramos de tubería recta y realizar los cambios de dirección. Estas curvas están provistas de un volante-guía interior para disminuir el coeficiente de fricción por rozamiento entre los discos de transporte y el interior de un tubo curvado. Estos elementos ayudan a aumentar la durabilidad de la cadena/cable de transporte y permiten que el motor de accionamiento del sistema sea de baja potencia.

Descargas: El producto cae por gravedad a través de estas descargas. Para el diseño de estos elementos se deberán tener en cuenta las características del producto a manipular y el nivel de automatización de la instalación (Redacción Interempresas, 2015).

4.3 Fundamentación de diseño mecánico

4.3.1 Resistencia de Materiales

La selección del material para la construcción de un elemento estructural de una máquina es una de las decisiones más importantes que debe tomar el diseñador, generalmente se hace antes de establecer las dimensiones de la pieza.

Se conocen métodos para estimar esfuerzos y deflexiones en elementos de máquinas, estas estimaciones se basan en las propiedades del material del que se harán los elementos. Para evaluaciones de deflexiones y estabilidad se requieren las propiedades de rigidez del material; para evaluaciones del esfuerzo en una localización crítica de un elemento de máquina exigen una comparación con la resistencia del material en dicha ubicación en la geometría y condición de uso. Esta resistencia es una propiedad del material que se encuentra mediante ensayos y se ajusta a la geometría y condición de uso según sea necesario (Budynas & Nisbett, 2015).

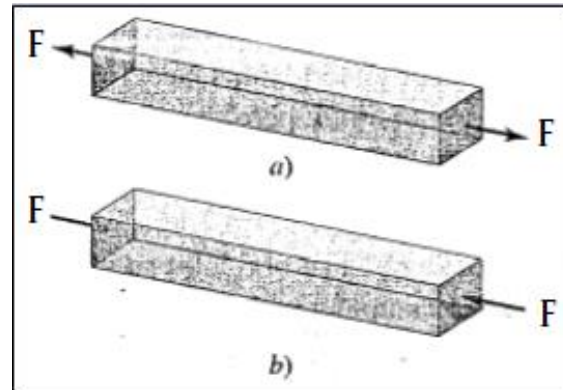
Dependiendo de la disposición de las fuerzas exteriores que actúan sobre un cuerpo, este puede estar sometido a esfuerzos normales (tracción y compresión), cortante, flexión y torsión.

4.3.1.1 Esfuerzos normales: Tracción y Compresión

Son cargas normales, en donde la carga pasa por el centroide de la sección resistente. Una carga de tracción resulta de la acción de dos fuerzas iguales que actúan sobre un elemento en sentido opuesto dirigidas hacia el exterior, como se muestra en la parte superior de la **Figura 5**, alargándose el elemento y sufriendo una tensión longitudinal uniforme; la convención de signos es tal que la carga de tensión es positiva. En el caso de un elemento sometido a la acción

de dos fuerzas iguales actuando sobre el mismo eje con dirección opuesta y dirigidas al interior, el elemento se contrae sufriendo una tensión longitudinal de compresión, tal como se ve en la parte inferior de la **Figura 5**.

Figura 5. Elemento sometido a cargas



Nota. En la parte superior de la figura se observa un elemento sometido a cargas de tracción, mientras que el elemento de la parte inferior está sometido a compresión. (Hamrock et al., 2000)

Se puede determinar su valor por medio de la ecuación (1)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde:

σ : Esfuerzo normal en MPa.

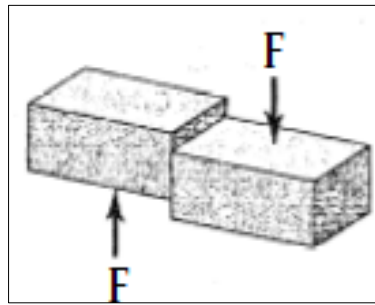
F : Fuerza que actúa sobre el sólido en N.

A : Sección transversal en m^2

4.3.1.2 Cortante

Un elemento está sometido a una cortante cuando sobre él actúan dos fuerzas iguales y dirigidas en sentido opuesto perpendiculares a su eje en el mismo plano, que tienden a separar las dos porciones que hay de cada lado del plano de cortadura, como se observa en la **Figura 6**. Elemento sometido a una cortante Mientras que su valor se puede calcular por medio de la ecuación (2).

Figura 6. Elemento sometido a una cortante



Fuente: (Hamrock et al., 2000)

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante en MPa.

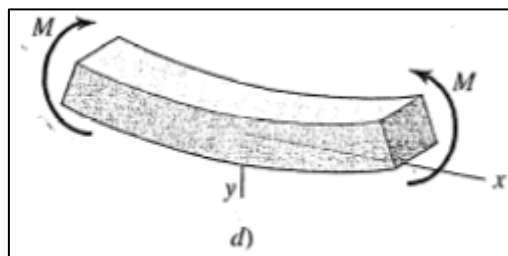
F : Fuerza que actúa sobre el sólido en N.

A : Sección transversal en m^2

4.3.1.3 Flexión

La carga se aplica transversalmente al eje longitudinal del elemento. La **Figura 7** muestra un miembro que está sujeto a momentos iguales y opuestos que se aplican en sus extremos, en donde la parte inferior del miembro experimenta esfuerzos de tensión; mientras que la parte superior experimenta esfuerzos de compresión. Al haberse aplicado una fuerza perpendicular al eje, este se flexiona y sufre una tensión longitudinal variable de valor máximo que se determina por medio de la ecuación (3).

Figura 7. Carga de flexión en un elemento



Fuente: (Hamrock et al., 2000)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} \quad (3)$$

En donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo flexionante en MPa

M : Momento flector en Nm

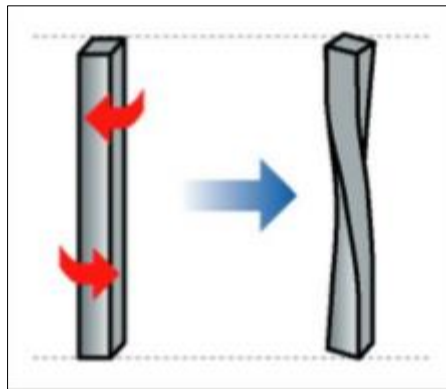
c : Distancia desde el eje neutro hasta el punto en donde actúa la fuerza en m

I : Momento rectangular de inercia (m^4).

4.3.1.4 Torsión.

Un elemento está sometido a torsión cuando se le aplica fuerzas perpendiculares al eje de igual magnitud, pero de sentido opuesto, tendiéndolo a retorcer (ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**). Y para calcular el esfuerzo cortante máximo se aplica la ecuación (4).

Figura 8. Elemento sometido a torsión



Fuente: (Silva Cueva, 2015)

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * r}{J} \quad (4)$$

Donde:

T : Momento de torsión Nm.

r : Radio de giro m.

J : Momento polar de inercia (m^4)

Considerando que el momento polar de inercia para una sección circular llena de diámetro d es:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (5)$$

Reemplazando la ecuación (5) en (4) se obtiene la expresión siguiente para un eje macizo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (6)$$

4.3.2 Factor de seguridad

El factor de seguridad es la relación entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo de diseño. El diseño será adecuado siempre que $N_s \geq 1$. Entre mayor sea N_s más seguro será el diseño. Este factor se define como:

$$N_s = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_d} \geq 1 \quad (7)$$

La resistencia de un elemento de máquinas depende de la clase, tratamiento y geometría del espécimen, así como del tipo de carga que el elemento de máquina experimente. El esfuerzo de diseño σ_d se relaciona con los esfuerzos permisibles: esfuerzo normal permisible σ_{perm} y el esfuerzo cortante permisible τ_{perm} para metales ferrosos y no ferrosos con varios tipos de carga.

Se pueden representar como:

$$\text{Tensión:} \quad 0,45\sigma_y \leq \sigma_{perm} \leq 0,60\sigma_y \quad (8)$$

$$\text{Cortante:} \quad \tau_{perm} = 0,40 \sigma_y \quad (9)$$

$$\text{Flexión:} \quad 0,60\sigma_y \leq \sigma_{perm} \leq 0,75\sigma_y \quad (10)$$

$$\text{Compresión:} \quad \sigma_{perm} = 0,90\sigma_y \quad (11)$$

Según (Hamrock et al., 2000), el factor de seguridad puede determinarse usando el Método de Pugsley, con la ecuación (12) :

$$N_s = n_{sx} n_{sy} \quad (12)$$

En donde:

n_{sx} = Factor de seguridad que involucra características A, B, C

A = calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección

B = control sobre la carga aplicada a la parte

C = exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.

n_{sy} = Factor de seguridad que involucra las características D y E

D = peligro para el personal

E = impacto económico

En el **Anexo 10** se proporcionan los valores de n_{sx} para varias condiciones de A, B, y C; y valores de n_{sy} para algunas condiciones de D y E. Para determinar estos valores se estima cada característica dependiendo la aplicación en particular.

4.3.3 Transmisión de potencia

La transmisión de potencia desde un mecanismo o un motor, a través de una máquina para tener un impulso de salida, es una de las tareas más comunes asignadas a una maquinaria. Un medio eficiente para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes; pudiéndose incorporar engranes, bandas, poleas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes. El diseño de un sistema para transmitir potencia requiere de atención al diseño y selección de cada uno de los componentes, no obstante, estos componentes no son independientes (Budynas & Nisbett, 2015).

4.3.3.1 Requisitos de potencia y par de torsión

Los sistemas de transmisión de potencia generalmente se especifican mediante una capacidad de potencia. Esta valoración especifica la combinación de par de torsión y velocidad que la unidad puede resistir.

4.3.3.1.1 Potencia Nominal

Potencia nominal es la potencia máxima que demanda una máquina en condiciones normales de uso; esto quiere decir que el aparato está diseñado para soportar esa cantidad de potencia, sin embargo, debido a fluctuaciones en la corriente, al uso excesivo o continuo, o en situaciones de uso distintas a las del diseño, la potencia real puede diferir de la nominal (Silva Cueva, 2015).

Para elementos de transmisión mecánica la potencia nominal está definida por:

$$P_n = T * \omega \quad (13)$$

En donde:

T : Torque (Nm)

ω : Velocidad angular de salida (rad/s)

4.3.3.1.2 Potencia a transmitir

Es la potencia de servicio, dada por la relación entre la potencia nominal y la eficiencia del sistema de transmisión, para sistemas de transmisión por fricción este valor se encuentra entre 75 - 96% y está definida por la expresión:

$$P_e = \frac{P_n}{\eta} \quad (14)$$

Donde:

P_n : Potencia nominal.

η : Rendimiento de la transmisión.

4.3.3.1.3 Potencia de diseño

Es la potencia con la cual se selecciona un motor eléctrico y su valor es empleado en el cálculo, habiendo considerado el factor de servicio; para una máquina impulsada con características del par de torsión normal:

$$P_d = P_n * F_s \quad (15)$$

4.3.3.1.4 Factor de servicio

El factor de servicio es un valor mayor a 1 que se multiplica a la potencia calculada de la máquina para obtener la potencia de diseño del motor, tal como se muestra en la ecuación (15). Está en función del tipo de motor, el tipo de máquina accionada (tipo de carga) y el número de horas de servicio.

$$F_s = f(\text{Tipo de motor}, \text{Tipo de máq.}, \text{\#de horas de servicio}) \quad (16)$$

En el **Anexo 1** se puede encontrar los valores del factor de servicio recomendados para diferentes aplicaciones y usos de un motor eléctrico.

4.4 Diseño de elementos de máquinas

4.4.1 Ejes

Un eje es un miembro rotatorio o estacionario, el cual usualmente tiene una sección transversal circular mucho más pequeña en el diámetro que en su longitud y tiene montados elementos transmisores de potencia, tales como: engranes, poleas, bandas, cadenas, levas, manivelas, ruedas dentadas y cojinetes de elementos rodantes.

Según (Hamrock et al., 2000, p. 424) “La carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones de flexión (casi siempre fluctuante); de torsión (fluctuante o no); de cortante de choque, axial, normal o transversal”.

El cálculo de ejes implica siempre el uso del enfoque de esfuerzos combinados, existen métodos como: el que considera la Teoría de la Falla por Distorsión de la energía (Teoría de Von Mises), o el método que considera la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (TSSM): sin embargo, se conocen otras más. Se parte del análisis que en general los ejes son cortos en longitud, girarán para transmitir movimiento y que solo se generarán esfuerzos de Torsión Constantes y esfuerzos de Flexión Variables (Esfuerzos invertidos).

La configuración típica de un eje es la de un elemento de sección circular escalonado, con mayor sección en el centro, de manera que los distintos elementos puedan montarse sobre él por los extremos, lo que proporciona mayor sección resistente en la zona central, donde la flexión ocasiona los mayores esfuerzos (CLR Compañía Levantina de Reductores, s. f.)

4.4.1.1 Fases en el diseño de ejes de transmisión

Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de un eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que estén distribuidas sus cargas. Se debe:

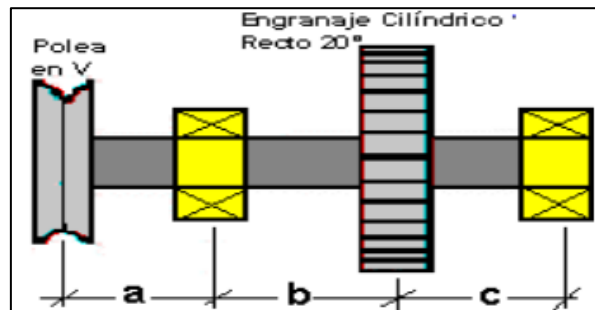
- Definir las especificaciones de velocidad de giro y potencia de transmisión necesaria.

Si se conocen las características del motor que impulsara al eje y las dimensiones de los elementos (Engranajes o poleas) que van a transmitir el movimiento se puede determinar la velocidad de giro del eje y en relación con la potencia del motor se determina el momento torsor, como se muestra en la ecuación siguiente:

$$M_{\tau} = \frac{Pot}{\omega} \text{ [N.m]} \quad (17)$$

- Determinar el diseño de los componentes transmisores de potencia u otros dispositivos que se pretendan instalar en el eje, especificar la ubicación de cada uno ellos, y precisar la ubicación de los rodamientos (véase **Figura 9**). Es importante siempre usar dos rodamientos y deben colocarse, de ser posible, en cualquier extremo de los elementos que transmiten potencia para proporcionar soporte estable, generar cargas balanceadas en los rodamientos y minimizar los momentos de flexión. Por otro lado, la longitud del eje debe ser la menor posible para evitar deformaciones extremas.

Figura 9. Ubicación de elementos en un eje



Fuente: (Bavaresco, s. f.)

- Determinar los esfuerzos de los distintos elementos que van montados sobre el eje. Los elementos de transmisión de potencia como las ruedas dentadas, poleas y estrellas transmiten a los árboles fuerzas radiales, axiales y tangenciales. Debido a estos tipos de carga, en el árbol se producen generalmente distintos tipos esfuerzos:

- Por flexión
- Torsión
- Carga axial
- Cortante

- Desarrollar un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos elementos de máquinas montados sobre el eje por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión.

- Calcular las fuerzas radiales y axiales actuando sobre el eje.
- Calcular las reacciones sobre los soportes, para cada uno de los planos.

- Elaborar las gráficas de esfuerzo cortante y momento flector en los planos horizontal y vertical. Esto permitirá obtener los momentos flectores izquierdo y derecho por medio de las ecuaciones (18) y (19), respectivamente.

$$Mf_i = \sqrt{Mf_{i.x}^2 + Mf_{i.y}^2} \quad [\text{N.m}] \quad (18)$$

$$Mf_d = \sqrt{Mf_{d.x}^2 + Mf_{d.y}^2} \quad [\text{N.m}] \quad (19)$$

Se considera el momento flector mayor para el cálculo del diámetro del eje.

- Seleccionar el material del eje para obtener valores de Esfuerzo de fluencia (σ_y).
- Seleccionar el coeficiente de seguridad adecuado.
- Determinar el valor del diámetro mínimo del eje, considerando:

Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (TSSM)

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi \sigma_y} \sqrt{Mf^2 + Mt^2}} \quad (20)$$

Teoría de la Falla por Distorsión de la energía o Teoría de Von Mises (TED).

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi \sigma_y} \sqrt{\frac{3}{4} Mt^2 + Mf^2}} \quad (21)$$

En donde:

η_s = Coeficiente de seguridad.

σ_y = Esfuerzo normal de fluencia máximo del material.

Mt = Momento torsor.

Mf = Momento flector.

- Verificar la rigidez del eje: para el caso de la rigidez torsional se usa la ecuación siguiente:

$$\Delta\theta = \frac{Mt L}{G J} \quad (22)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \gamma)} \quad (23)$$

$$J = \frac{\pi \phi^4}{32} \quad (24)$$

En donde:

$\Delta\theta$ = Torsión del eje.

Mt = Momento torsor del eje.

L = Longitud total del eje.

E = Módulo de elasticidad del material del eje.

γ = Coeficiente de Poisson del material del eje.

ϕ = Diámetro calculado del eje.

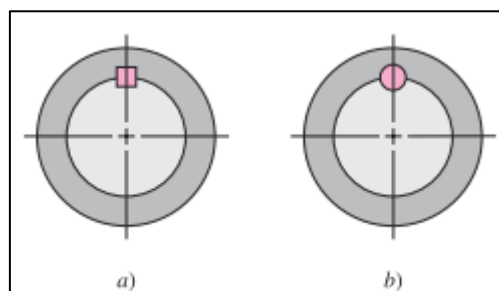
El giro por torsión máximo se limita entre $0,04^\circ$ y $0,076^\circ$ en una relación de longitud igual al diámetro del eje (Mora, 2022).

- Cuando el valor de torsión del eje ($\Delta\theta$) supera el límite de torsión, se debe recalcular.

4.4.2 Chavetas

Según (Budynas & Nisbett, 2015) “las cuñas o chavetas se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta”. En la **Figura 10** se muestran algunas formas de las cuñas más comunes.

Figura 10. a) Cuña cuadrada, b) Cuña redonda



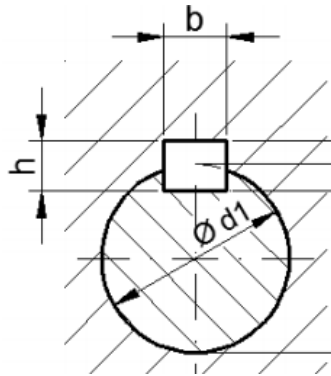
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015)

La cuña cuadrada, como la de la **Figura 10.a**, también se encuentra disponible en tamaños rectangulares. Sus tamaños estándares, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se listan en la tabla del **Anexo 2**. El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. El diseñador elige una longitud de cuña

apropiada para soportar la carga de torsión. La falla de la cuña puede ser por cortante directo, o por esfuerzo de apoyo. La longitud máxima de una cuña es limitada y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje (Budynas & Nisbett, 2015).

4.4.2.1 Geometría de una chaveta

Figura 11. Geometría de una chaveta



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015)

En la **Figura 11** se puede observar la geometría de una chaveta, en donde:

h: base

b: altura

$$b = \frac{1}{4} \phi_{eje} \quad (25)$$

$$L_{m\acute{a}x} = 2 \phi_{eje} \quad (26)$$

Falla debida al esfuerzo de compresión o de apoyo a la cuña

$$\sigma_{ch-comp} = \frac{F_{ch}}{L \left(\frac{h}{2} \right)} \quad (27)$$

$$F_{ch} = \frac{2 M_{T.eje}}{\phi_{eje}} \quad (28)$$

Donde:

$\sigma_{ch-comp}$: Esfuerzo de diseño admisible a la compresión, MPa.

L: Longitud de la chaveta en m.

d: Diámetro del eje en m.

$M_{T.eje}$: Momento torsor del eje en Nm.

4.4.3 Rodamientos

Los rodamientos son elementos mecánicos muy utilizados ya que su movimiento giratorio ayuda a reducir la fricción entre los distintos elementos móviles de una maquinaria. Sirven de apoyo y transfieren el movimiento entre los componentes (ABASTECEDORA DE BALEROS ACUÑA, 2019).

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (29)$$

En donde:

L_{10} : Vida nominal con un 90% de fiabilidad (10^6 revoluciones)

C : Capacidad de carga dinámica en kN.

P : Carga dinámica equivalente en kN.

p : Exponente de vida: 3 para rodamientos de bolas y $10/3$ para los rodamientos de rodillos.

La carga dinámica equivalente P es un valor teórico, es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en dirección y sentido. La carga P da como resultado la misma duración de vida que la combinación de cargas.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (30)$$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente en kN.

F_r : Carga radial en kN.

F_a : Carga Axial en kN.

X : Factor radial (de tablas de medidas o de la descripción del producto)

Y : Factor axial (de tablas de medidas o de la descripción del producto)

Si la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas por medio de la ecuación (31):

$$L_{10h} = L_h = \frac{10^6}{60 * n} L_{10} \quad (31)$$

En donde:

L_{10h} : Vida nominal en horas.

n : Velocidad en rpm.

Considerando el factor de esfuerzos dinámicos f_L (1 para una vida de 500 horas)

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (32)$$

Y el factor de velocidad f_n (1 para una velocidad de $33 \frac{1}{3}$ rpm)

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} \quad (33)$$

De la ecuación (31) se obtiene:

$$L_h = \frac{500 \cdot 33 \frac{1}{3} \cdot 60}{60 * n} L_{10} \quad \text{ó} \quad \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} \cdot \frac{C}{P}$$

Obteniéndose finalmente la formula reducida del ciclo de vida, expresada en la ecuación (34)(12).

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n \quad (34)$$

4.4.4 Engranajes

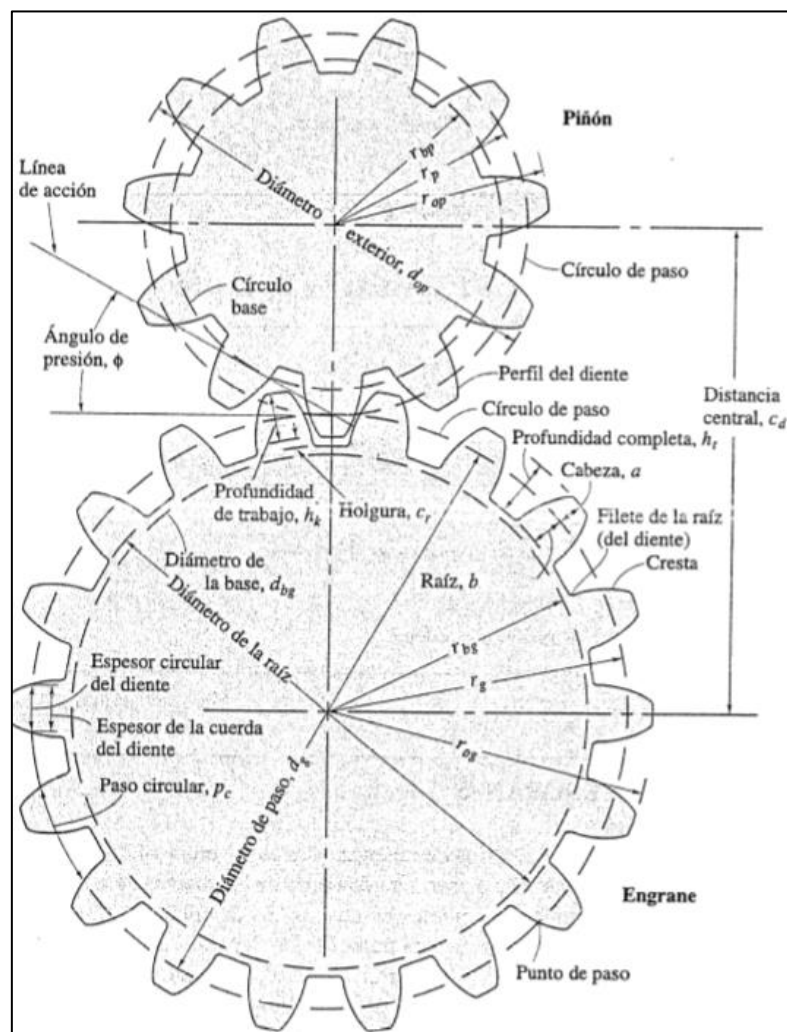
Un engrane se considera a una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro generalmente más pequeño (el piñón), transmite rotación de un eje a otro. La función principal es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engranaje impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De esta forma se transmite un par de torsión y como el engranaje gira, se transmite potencia. Su eficiencia de transmisión de potencia puede llegar hasta 98% (Hamrock et al., 2000).

Engranajes rectos: son los engranes más simples y el tipo más común, se caracterizan por tener ejes paralelos y dientes rectos.

Geometría de engranes

La geometría de los dientes de una engrane permite que una normal a los perfiles de los dientes en sus puntos de contacto pase por un punto fijo en la línea de centros denominada punto de paso. En las **Figura 12** y **Figura 13** la altura de la cabeza a es la distancia desde la cresta hasta el círculo de paso, y la altura de la raíz b es la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La holgura que se observa en la **Figura 13** es la cantidad por la cual la altura de la raíz excede la altura de la cabeza, esta holgura es necesaria para prevenir que el extremo del diente de un engrane cabalgue sobre el fondo del engrane de acoplamiento.

Figura 12. Geometría básica de engranes rectos



Fuente: (Hamrock et al., 2000)

Distancia central, paso circular y paso diametral

La **distancia central** entre los ejes de rotación de los engranes giratorios se expresa como:

$$D_c = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} \quad (35)$$

Donde:

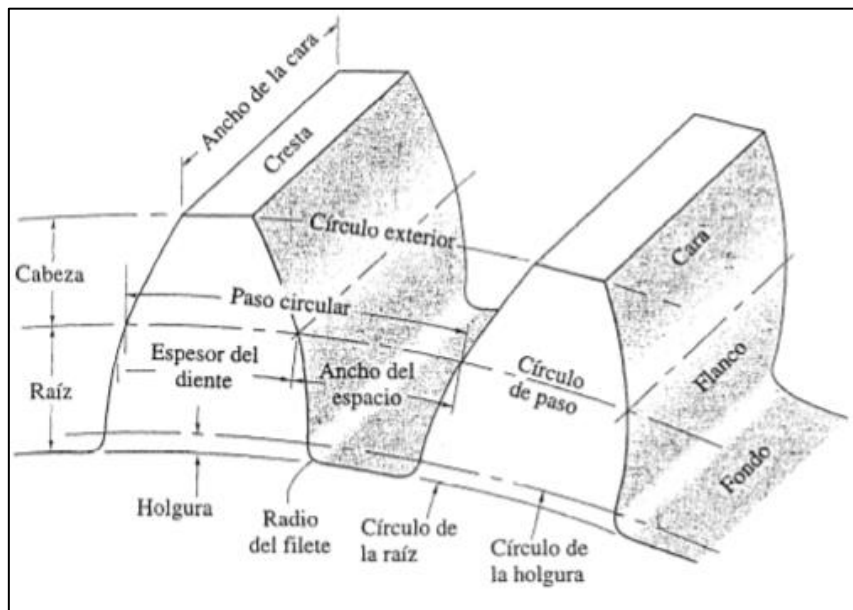
D_{p1} = diámetro de paso del piñón

D_{p2} = diámetro de paso del engrane

El **paso diametral P_d** es el número de dientes en el engrane por diámetro de paso. En el sistema inglés la unidad de paso diametral son las pulgadas recíprocas. Considerando z_1 y z_2 como el número de dientes en el piñón y en el engrane, respectivamente, la ecuación (36) expresa el paso diametral.

$$P_d = \frac{z_1}{D_{p1}} = \frac{z_2}{D_{p2}} \quad (36)$$

Figura 13. Nomenclatura de los dientes de un engrane



Nota. (Hamrock et al., 2000)

Esfuerzo del diente

El esfuerzo del diente de un engranaje se determina mediante la ecuación (37).

$$\sigma_d = \frac{F_T}{L_d * m} * \left(\frac{1}{\gamma}\right) \quad (37)$$

En donde

F_T : Fuerza tangencial

L_d : longitud del diente

γ : factor de Lewis

En la **Tabla 2** se observa algunos valores del factor de Lewis para los respectivos números de dientes.

Tabla 2

Valores del factor de Lewis

Número de dientes	γ
12	0.245
13	0.261
14	0.277
15	0.29
16	0.296
17	0.303
18	0.309
19	0.314
20	0.322

Fuente: Autor

5. Metodología

5.1 Materiales

Materiales de oficina y equipos:

Libros de Diseño en Ingeniería mecánica, Diseño de elementos de máquinas, Resistencia de materiales, Sistemas de traslado de sólidos a granel; catálogos de Transportadores tubulares de arrastre, internet, computadora, impresora, calculadora científica, entre otros.

Software y herramientas Cad:

Paquete Microsoft Office, AutoCAD 2019, SolidWorks 2018, Gestor Bibliográfico Zotero, MathCad.

Durante el diseño del transportador se obtuvo datos empíricamente (experimentos), en los cuales se necesitó de los siguientes materiales:

Determinación de la potencia necesaria para el avance del disco dentro de tuberías de 2, 3 y 4 pulgadas (Anexo 4).

Bascula de muelle portátil de 5 kg, Tubos PVC de 1,4 m de longitud y 2, 3 y 4 pulgadas de diámetro, arena, cronómetro digital, discos, fundas plásticas.

5.2 Área de estudio

La investigación se desarrolló en la ciudad de Loja en el periodo abril - septiembre del 2022, enfocada en pequeñas empresas dedicadas al procesamiento del café, de las cuales se consideró los requerimientos de diseño. El desarrollo del diseño se realizó en la residencia del autor, misma que se encuentra ubicada en el barrio “Esteban Godoy III Etapa” en el cantón Loja de la Provincia de Loja, en las siguientes coordenadas: Latitud 4°01'45.35''S y longitud 79°12'35.62''O.

5.3 Métodos

En el presente trabajo se enmarca en el método hipotético-deductivo para corroborar la hipótesis planteada, la cual dice que mediante un sistema de arrastre tubular cerrado se podrá evitar en mayor cantidad la rotura y deformación del grano de café a casusa del traslado.

Se realiza una investigación aplicada con la finalidad de resolver el problema, además, una investigación cuantitativa-descriptiva que es necesaria para la realización del informe.

El desarrollo se realiza mediante un diseño cuantitativo-cuasi experimental ya que previamente se ha establecido el tipo de transportador a diseñarse y se realizan actividades de experimento. En lo que respecta a los cálculos para el diseño detallado de componentes, se realiza siguiendo una metodología de cálculo dependiendo de cada componente.

5.4 Metodología para el desarrollo de los objetivos específicos

Para el diseño del transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado se estructuró la siguiente metodología:

- *Recopilación de información referente a transportadores de arrastre tubular:* esta búsqueda se realizó a través de internet, artículos y catálogos de máquinas análogas disponibles en el mercado, también, fue necesario hacer un análisis de la información y así definir los parámetros operacionales de este tipo de transportador.
- *Establecer los requerimientos de diseño:* para establecer los requerimientos operacionales del diseño se tomó en cuenta la información brindada y planteada en la planta de procesamiento de café INDERA, a través de una entrevista (ver Anexo 3).
- *Diseño conceptual del transportador de café:* para ello se realizó un análisis y reconocimiento de los componentes principales de la máquina, así como también de su funcionamiento; de esta forma se planteó la propuesta general del diseño, en el que se usa tuberías de 3 pulgadas.
- *Determinación de la potencia del motor:* a falta de metodologías de diseño para el transportador propuesto, se realizó un experimento para determinar la potencia necesaria para mover los discos dentro de los tubos (Anexo 4). Adicional a esto, se considera la potencia necesaria para vencer la fricción entre el grano de café con el tubo, y la potencia de la masa total.
- *Diseño de los componentes principales:* el diseño se adecua a la geometría del disco, que tiene un diámetro igual al diámetro interior de la tubería. En la selección de los materiales que tendrán contacto con el grano de café deben considerarse seguros como alimentarios.

- *Cálculo de piezas y componentes:* la metodología se basa en la propuesta del material y una geometría básica que se adapte a las necesidades funcionales de los diferentes componentes de la máquina, seguidamente se validan dependiendo del tipo de falla al que está expuesto cada uno y así, finalmente se definen las características geométricas comerciales. El cálculo de los principales componentes se realizó de la siguiente manera:

- Para el dimensionamiento de los discos se considera que su diámetro es igual al diámetro interior de la tubería, la distancia entre disco y disco se determina mediante la relación del diámetro y un factor propuesto acorde al diámetro de la tubería usada. El factor de seguridad de los discos se establece mediante el criterio de Pugsley, y el material propuesto para los mismos es el polipropileno ya que se considera seguro como material para el manejo de productos alimenticios.
- El diseño de la rueda dentada se basa en los principios de diseño de transmisiones por medio de engranajes, considerándose un módulo normalizado. Las especificaciones de la geometría del diente de la rueda dentada consideran también el diámetro del disco, ya que estos elementos estarán en contacto.
- La selección del cable se realiza considerando la tensión ejercida en el mismo, el material propuesto es acero galvanizado con forro PVC ya que estará en contacto con el grano de café.
- El diseño de las secciones de ingreso y descarga se hacen considerando el ángulo de reposo del café, ya que una inclinación con un ángulo mayor a este permitirá el desplazamiento del café sin necesidad de acciones extras.
- En el diseño de ejes y selección de rodamientos se consideran normas y catálogos que incluyen análisis respecto al tipo de carga, esfuerzos, materiales, etc.

6. Resultados

6.1 Definición y análisis de los principales componentes del transportador de café mediante un sistema de arrastre tubular cerrado.

El sistema de arrastre consiste en un circuito cerrado de tuberías, en las cuales por su interior circula un cable flexible, con unos discos de material plástico encargados de transportar el producto desde un punto de origen o entrada, y arrastrarlo hasta un punto de destino o salida del material.

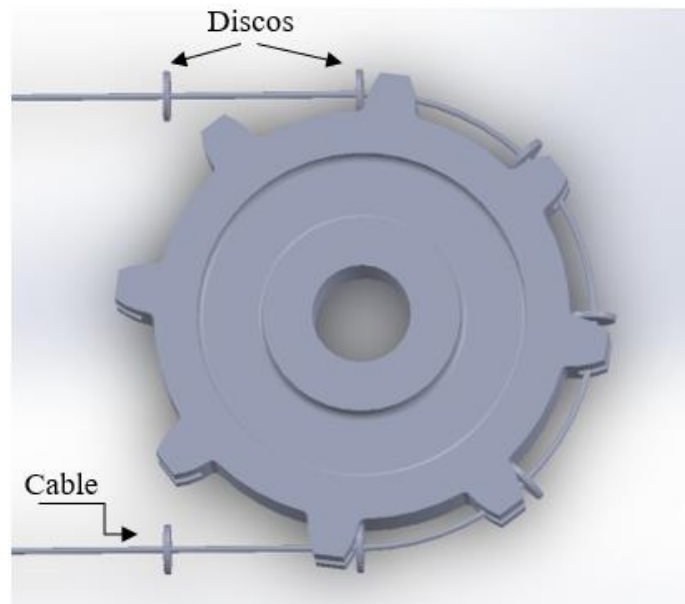
Los componentes principales de este sistema son:

Conjunto motor de arrastre: Es el elemento encargado de transmitir la potencia a la cadena o cable de discos que arrastran el producto. Dentro de este conjunto se encuentra un motor o motorreductor con una potencia de salida previamente calculada para el sistema, así como la frecuencia de giro (rpm) del eje. La transmisión del eje al cable o cadena de discos se realiza por medio de una rueda dentada similar a como se observa en la **Figura 14**. La rueda dentada va montada en el eje del motorreductor.

Cable o cadena de arrastre: Es donde están montados los discos encargados de arrastrar el producto, su avance se realiza a través del giro de la rueda dentada. El cable puede estar fabricado en acero galvanizado, acero inoxidable o de material textil; en el caso de usarse cadena, puede ser fabricada en acero al carbono o en acero inoxidable. En la **Figura 14** se puede observar el montaje de los discos sobre el cable de arrastre, y a la vez la disposición de este conjunto sobre la rueda dentada.

Discos: Están montados en la cadena o cable, por lo tanto, avanzan de igual manera. El producto se mueve por medio del arrastre de los discos en el cable y guiándose en el circuito de tubería. En el caso del cable los discos pueden ser de Polipropileno o bien de Nylon alimentario. En el caso de la cadena los discos pueden ser en Nylon o bien en acero al carbono.

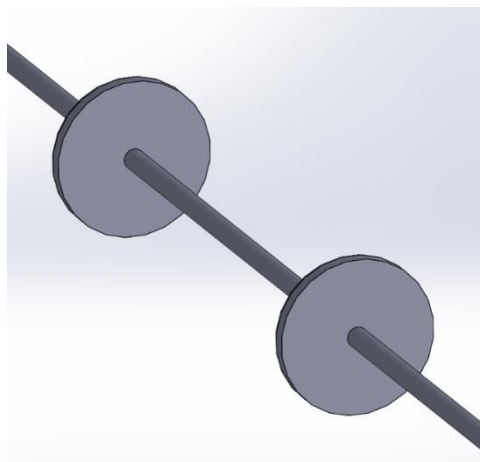
Figura 14. Rueda dentada para transmisión de movimiento



Nota: La figura muestra una rueda dentada, la cual transmite el movimiento desde el eje del motorreductor hacia el cable de discos.

En la **Figura 15** se puede observar una sección del cable en el cual están montados unos discos.

Figura 15. Discos montados en un cable.



Fuente: Autor.

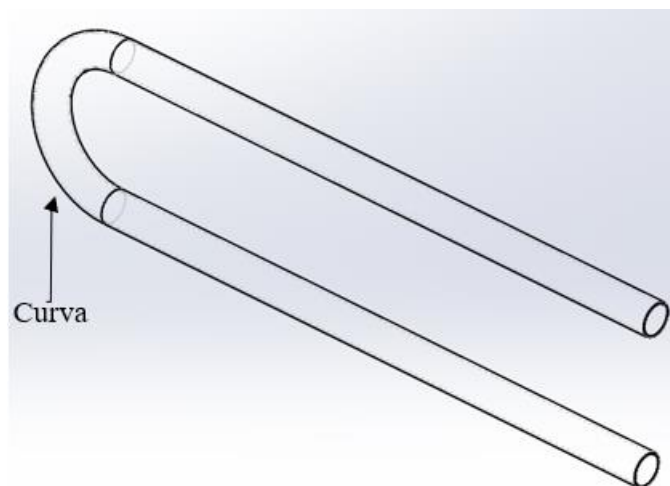
Tuberías y curvas: Las tuberías son el medio que sirve como guía para el movimiento del cable y los discos.

Las curvas son los elementos encargados de enlazar los diferentes tramos de tubería recta y realizar los cambios de dirección. En algunos casos, las curvas que poseen un cambio

de dirección muy pronunciado, están provistas de un volante-guía similar a una rueda dentada, para disminuir el coeficiente de fricción por rozamiento entre los discos de transporte y el interior de un tubo curvado. Estos elementos ayudan a aumentar la durabilidad de la cadena/cable de transporte y permiten que el motor de accionamiento del sistema sea de baja potencia.

En la **Figura 16** se observa la sección de una tubería y una parte curva. Dentro de una instalación se diseñan de acuerdo a los requerimientos y al espacio disponible para su ubicación; con respecto a la ubicación, esta puede hacerse de manera horizontal, vertical y planos inclinados.

Figura 16. *Sección de tubería y curvas.*



Fuente: Autor.

6.2 Requerimientos del diseño

Se requiere diseñar un transportador para café a granel, mismo que es del sistema de arrastre tubular cerrado.

Como se señaló en el Marco Teórico, existen máquinas con diferentes sistemas para transporte a granel, la selección del tipo de sistema depende principalmente del lugar en donde se ubicará y el tipo de producto a transportar. Considerando el producto a transportar, en este caso fruto de café; se propone el diseño de un transportador con un sistema de arrastre tubular cerrado.

Mediante una entrevista realizada en la planta de procesamiento de café INDERA (ver **Anexo 3**) en la ciudad de Loja, se conoce que en la planta la máquina tostadora es la que tiene mayor altura en la tolva de entrada, siendo ésta de 2,3 m.

Actualmente se realiza la alimentación del café en la tostadora de forma manual, debiendo el operador subir mediante una escalera para alcanzar la tolva de ingreso.

Se planteó diseñar un transportador para una capacidad mínima de 25 kg en un tiempo máximo de 3 minutos, mismo que sustituya la acción de subida del operador hacia la tolva de ingreso. El espacio disponible para la colocación del transportador (horizontalmente) al lado de la tostadora es de 2 m.

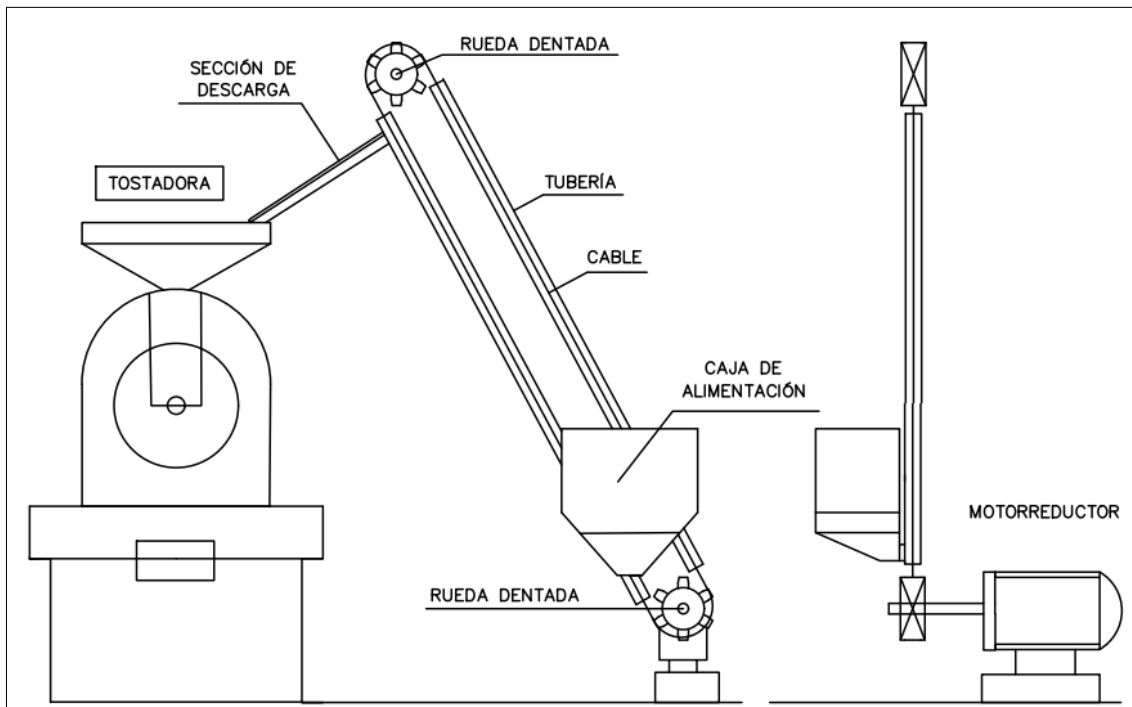
6.3 Propuesta general del diseño

Para el diseño del transportador se revisó la información bibliográfica disponible acerca de los componentes del sistema, analizándose también el funcionamiento de cada uno para realizar la propuesta del diseño.

A continuación, en la **Figura 17** se puede observar el diseño o esquema general propuesto, en donde: en la parte izquierda se observa la representación de una máquina tostadora de café, y a su lado la propuesta general del transportador con sus principales componentes, que son: motorreductor, dos ruedas dentadas, cable para colocación de discos o platillos, dos tuberías guías para el cable de discos, caja de alimentación o sección de carga y sección de descarga. Cada uno de estos componentes, así como los componentes secundarios se diseñan por separado.

También se puede ver la ubicación del transportador con respecto a la máquina tostadora.

Figura 17. Esquema general de la máquina transportadora.



Nota: La figura muestra el esquema de la tostadora, y a su lado el esquema propuesto del transportador a diseñarse.

Considerándose las capacidades que se pueden transportar en tuberías de diferentes diámetros se propone el uso de una tubería de 3 pulgadas, ya que una de 2 pulgadas conllevaría a realizar el proceso de traslado del café con una velocidad lineal más elevada que en tuberías de diámetros mayores.

De esta manera, se propone:

Tubería: 2 unidades (un subiente y un bajante) de 3 pulgadas de diámetro, de acuerdo a la ficha técnica expuesta en el **Anexo 5**: $D_{ext.tub} = 0,0825$ m, y diámetro interior $D_{int.tub} = 0,0762$ m.

6.4 Cálculo de las piezas los componentes.

6.4.1 Discos

El material a usarse para los discos es el polipropileno, ya que está “entre los plásticos alimentarios aceptados como seguros por evidencias científicas” (Martínez, 2016); además, posee gran resistencia mecánica que lo hacen de elevado uso en la elaboración de piezas en el sector industrial.

El diámetro del disco es igual al diámetro interior de la tubería.

$$D_{disco} = 0,0762 \text{ m}$$

La distancia inicial entre discos dentro de la tubería se determina relacionando el diámetro del disco con un factor propuesto de 1,4, dicho factor resulta del análisis de la actividad expuesta en el **Anexo 6**, en donde se ve que para tuberías de 2 a 4 pulgadas este valor oscila entre 1,1 y 1,6; de la siguiente manera:

$$d_{d.d \text{ inicial}} = D_{disco} * \text{factor propuesto} = 0,0762 \text{ m} * 1,4$$

$$d_{d.d} = 0,107 \text{ m}$$

Con este valor, en la sección de **Rueda dentada** se realiza los cálculos respectivos y se determina el módulo para el engranaje, mismo que debe ajustarse a un módulo normalizado, siendo este de 36mm; con la consideración de que el paso circular es igual a la distancia entre discos, se tiene la distancia de discos corregida:

$$d_{d.d} = P_c = \frac{\pi * D_p}{Z} = \frac{\pi * 0,432 \text{ m}}{12} = 0,113 \text{ m}$$

$$d_{d.d} = \mathbf{0,113 \text{ m}}$$

Se corrige el valor del factor propuesto, para validar si se encuentra dentro del rango:

$$d_{d.d} = D_{disco} * \text{factor propuesto}$$

$$\text{factor propuesto} = \frac{d_{d.d}}{D_{disco}} = \frac{0,113 \text{ m}}{0,0762 \text{ m}} = \mathbf{1,48}$$

El factor propuesto corregido es de 1,48 el cual se encuentra dentro del rango explicado anteriormente.

6.4.1.1 Número de discos totales

El número de discos totales para el transportador está en función de la cantidad de material a acarrear, y el volumen máximo de material que se puede llenar entre discos. Para lo cual se considera:

$$\rho_{café} = 625 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{café} = 25 \text{ kg}$$

$$d_{d.d} = 0,113 \text{ m}$$

A partir de la ecuación de la densidad, se tiene el volumen total de café a acarrear:

$$V_{café} = \frac{m_{café}}{\rho_{café}} = \frac{25 \text{ kg}}{625 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{café} = 0,04 \text{ m}^3$$

El volumen entre discos está dado por la relación entre el diámetro interior de la tubería y la distancia entre discos:

$$V_{entre \text{ discos}} = \pi * \frac{D_{int. \text{ tub}}^2}{4} * d_{d.d} = \pi * \frac{(0,0762\text{m})^2}{4} * 0,113 \text{ m}$$

$$V_{entre \text{ discos}} = 0,0005153 \text{ m}^3$$

Sin embargo, el espacio entre discos no debe ser llenado en su totalidad; debido a esto se considera un coeficiente de relleno que varía según la carga que en este caso es café, mismo que es considerado ligero y no abrasivo; por lo tanto, el coeficiente de relleno será de 0,4

$$\lambda = 0,4$$

$$V_{posible.relleno.discos} = V_{entre \text{ discos}} * \lambda = 0,0005153 \text{ m}^3 * 0,4$$

$$V_{posible.relleno.discos} = 0,0002061 \text{ m}^3$$

A continuación, el número mínimo de discos totales que deben acarrear café para cumplir con el requerimiento, está dado por la relación entre el volumen total de café y el volumen posible de relleno entre discos.

$$Discos. \text{ minnecesarios} = \frac{V_{café}}{V_{posible.relleno.discos}} = \frac{0,04 \text{ m}^3}{0,0002061 \text{ m}^3}$$

$$\text{Discos. minnecesarios} = 194,06 \approx \mathbf{195 \text{ discos}}$$

Esto significa que al menos 195 espacios entre discos deben trasladar café para así cumplir con la cantidad deseada, sin embargo, el número de discos totales del transportador es menor y está relacionado por la longitud del cable y la distancia entre ellos.

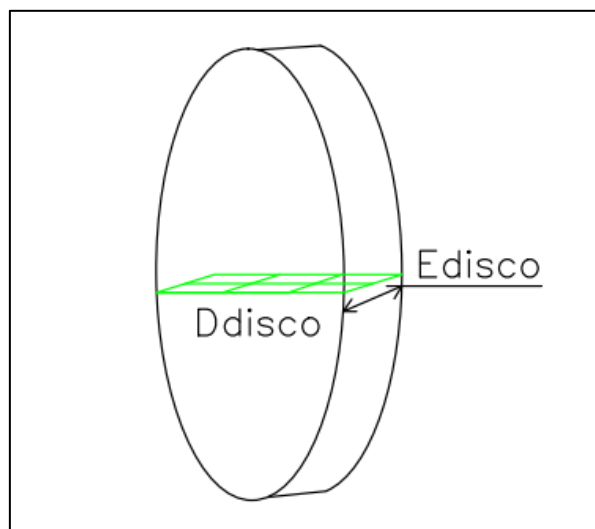
De la sección **Cable** se conoce que la longitud total del cable es de 6,78 metros, entonces:

$$\mathbf{Discos. totales} = \frac{Long_{cable}}{dist. discos} = \frac{6,78 \text{ m}}{0,113 \text{ m}} = \mathbf{60}$$

6.4.1.2 Geometría de los discos

Las dimensiones geométricas del disco están dadas por el diámetro y el espesor del mismo, como se muestra en la **Figura 18**.

Figura 18. Geometría del disco



Fuente: Autor

$$D_{disco} = 0,0762 \text{ m}$$

El material a usarse en la construcción de los discos es el polipropileno, y, de acuerdo a lo expuesto por (Elaplas, s. f.), a una temperatura de 23 °C, la cual esta cercana al valor promedio de la temperatura ambiente, el esfuerzo en el punto de fluencia del polipropileno es de 35 MPa. Mediante la ecuación (9) se determina el esfuerzo cortante permisible del material:

$$\tau_{perm} = 0,40 \sigma_y = 0,4 * 35 \text{ MPa} = 14 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad para esta aplicación de los discos, se determina mediante la ecuación (12), basándose también en los valores mostrados en el **Anexo 10**.

En el caso del disco, se considera que la calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección tienen un valor de b (bien), control sobre la carga aplicada en la

parte con valor de b (bien) y la exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares con un valor de r (regular); obteniéndose un valor para n_{sx} de 1,95. Con respecto al peligro para el personal y el impacto económico se consideran s (serio), por lo tanto, se tiene un valor para n_{sy} de 1,3.

$$N_s = n_{sx} n_{sy}$$

$$N_s = 1,95 * 1,3$$

$$N_s = 2,54$$

Con este factor de seguridad, el espesor del disco se determina partiendo de la ecuación (7), hallando el esfuerzo cortante del disco, y, con ese valor, partiendo de la ecuación (2), se determina el espesor del disco, así:

$$N_s = \frac{\tau_{perm}}{\tau_d}$$

Despejando el esfuerzo cortante de diseño

$$\tau_d = \frac{\tau_{perm}}{N_s} = \frac{14 \text{ MPa}}{2,54} = 5,51 \text{ MPa}$$

De la sección de **Rueda dentada** y **Selección del motor** se conoce la potencia de diseño y la velocidad.

$$F = \frac{P_d}{v} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,153 \text{ m/s}} = 2437 \text{ N}$$

Igualando y colocando la equivalencia del área transversal del disco, se despeja el espesor del disco y se halla su valor.

$$\tau_d = \frac{F}{A} = 5,51 \text{ MPa}$$

$$\frac{F}{D_{disco} * E_{disco}} = 5,51 \text{ MPa}$$

$$E_{disco} = \frac{F}{D_{disco} * 5,51 \text{ MPa}} = \frac{2437 \text{ N}}{0,0762 \text{ m} * 5,51 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$E_{disco} = 0,0058 \text{ m}$$

El espesor del disco es de 5,8 mm

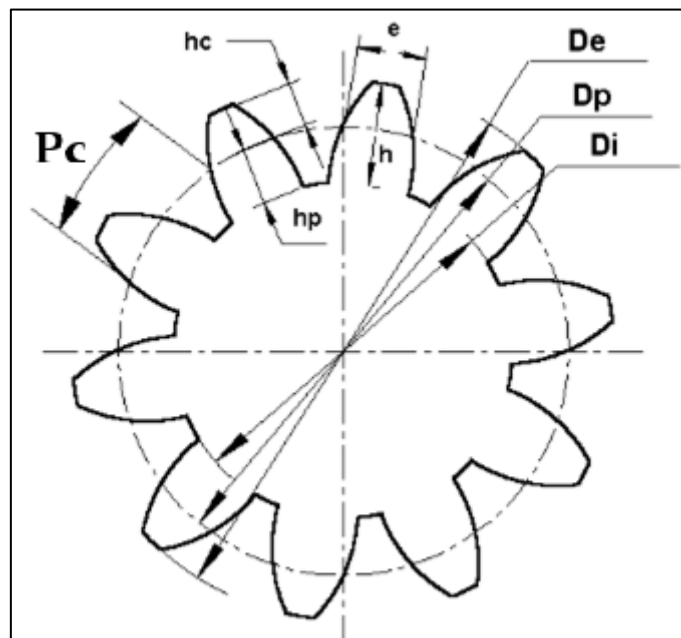
6.4.2 Rueda dentada

La rueda dentada en este diseño está definida principalmente por el número de dientes propuesto, en este caso son 12.

$$Z=12$$

En la **Figura 19**, se puede observar la geometría de un engranaje recto y su nomenclatura.

Figura 19. Rueda dentada y terminología



Fuente: (Hamrock et al., 2000)

Pc: Paso circular

De: Diámetro exterior

Dp: Diámetro de paso

Di: Diámetro interior

Para el cálculo de engranajes, se considera el módulo (m), el cual es la relación entre la medida del diámetro de paso expresado en milímetros y el número de dientes.

$$m = \frac{D_p}{Z}$$

Para determinar el módulo, en este diseño consideramos que la distancia entre discos es igual al paso circular del engranaje, así:

$$P_c = \frac{\pi * D_p}{Z} = d_{d.d \text{ inicial}} = 0,107 \text{ m}$$

$$D_p = \frac{Z * P_c}{\pi} = \frac{12 * 0,107 \text{ m}}{\pi} = 0,409 \text{ m} = 409 \text{ mm}$$

$$m = \frac{D_p}{Z} = \frac{409 \text{ mm}}{12} = 34,08 \text{ mm}$$

Considerándose los módulos normalizados para engranajes (Ver **Anexo 7**), el módulo seleccionado para este diseño es de 36 mm; a partir de este, las dimensiones del engranaje se corrigen, de la manera siguiente:

$$\mathbf{m = 36 \text{ mm}}$$

$$D_p = m * Z = 36 \text{ mm} * 12 = 432 \text{ mm}$$

$$\mathbf{D_p = 0,432 \text{ m}}$$

$$d_{d.d} = P_c = \frac{\pi * D_p}{Z} = \frac{\pi * 0,432 \text{ m}}{12}$$

$$\mathbf{d_{d.d} = P_c = 0,113 \text{ m}}$$

6.4.2.1 Geometría del diente

En la **Figura 13** se observa las principales características geométricas de los dientes de un engranaje. En el presente diseño, la altura total del diente debe ser mayor o igual que el diámetro del disco, a su vez se calcula mediante la suma de la raíz y la cabeza del diente:

$$h = h_{cd} + h_{pd}$$

$$h_{cd} = 1 * m$$

$$h_{pd} = 1,25 * m$$

En donde:

h : altura total del diente

h_{cd} : altura de la cabeza del diente

h_{pd} : altura de la raíz del diente

$$h_{cd} = 1 * m = 1 * 36 \text{ mm} = 36 \text{ mm}$$

$$h_{pd} = 1,25 * m = 1,25 * 36 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$$

$$h = h_{cd} + h_{pd} = 36 \text{ mm} + 45 \text{ mm} = 81 \text{ mm} = 0,081 \text{ m}$$

Se verifica que $h \geq D_{disco}$: $0,081 \text{ m} \geq 0,0762 \text{ m}$

La holgura del diente se determina mediante el producto de 0,25 por el módulo del engrane:

$$holg = 0,25 * m = 0,25 * 36 \text{ mm} = 9 \text{ mm} = 0,009 \text{ m}$$

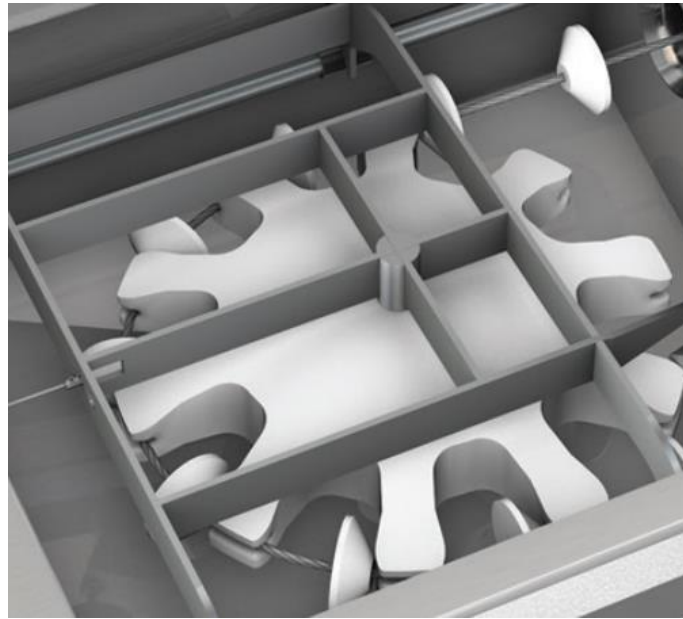
El espesor de los dientes (s), según (Hamrock et al., 2000) “En teoría, el espesor de los dientes es la mitad del paso circular”, esto medido sobre la circunferencia primitiva.

$$s = \frac{P_c}{2} = \frac{0,113 \text{ m}}{2}$$

$$s = 0,0565 \text{ m}$$

De la información bibliográfica revisada y del catálogo (*Transportador de arrastre de cable y discos tubular cerrado para transportar cuidadosamente materiales pulverulentos*, 2015), se puede observar que el disco no hace contacto en su totalidad del diámetro con la longitud del diente de la rueda dentada, por lo que se propone que la longitud del diente sea igual a la mitad del diámetro del disco ($L_d = D_{disco}/2$) y luego se verifica mediante un análisis de esfuerzo en el diente. Así mismo, el espesor de la cabeza del diente de la rueda dentada tiende a hacerse mayor que en la raíz, esto con el fin de ayudar en el contacto entre el disco y el diente, tal como se muestra en la **Figura 20**, también se observa un mecanizado en la cabeza del diente, la cual es una ranura que sirve como guía para el cable.

Figura 20. Dientes de rueda dentada en transportador



Nota. Se observa la forma de los dientes en una rueda dentada de transportadores de arrastre. Recuperado de: (*Transportador de arrastre de cable y discos tubular cerrado para transportar cuidadosamente materiales pulverulentos*, 2015)

$$L_d = D_{disco}/2 = 0,0762 \text{ m} / 2$$

$$L_d = 0,0381 \text{ m}$$

Análisis verificativo de dientes de la rueda dentada.

Para comprobar si existen fallas en el diseño de los dientes de la rueda dentada, se analiza el esfuerzo de diseño en los dientes. Para lo cual se utiliza la ecuación (37) misma que tiene en consideración el factor de forma mediante el factor de Lewis que es un factor de tipo geométrico.

$$\sigma_d = \frac{F_T}{L_d * m} * \left(\frac{1}{\gamma}\right)$$

De la **Tabla 2** se determina que el Factor de Lewis para un engranaje de 12 dientes es de 0,245. Considerando de la sección **Selección del motor** que el motorreductor entrega una potencia de 1/2 hp y el eje de la rueda dentada gira a 6,75 rpm. También se considera el espesor y la longitud del diente, lo cual forma el área transversal del diente, ver **Figura 21**.

$$P_d = 372,85 \text{ w}$$

$$D_p = 0,432 \text{ m}$$

$$s = 0,0565 \text{ m}$$

$$L_d = 0,0381 \text{ m}$$

Velocidad lineal

$$\omega = \frac{n * \pi}{30} = \frac{6,75 \text{ rpm} * \pi}{30} = 0,707 \text{ rad/s}$$

$$v = \frac{\omega D_p}{2} = \frac{0,707 \text{ rad/s} * 0,432 \text{ m}}{2} = 0,153 \text{ m/s}$$

Fuerza tangencial

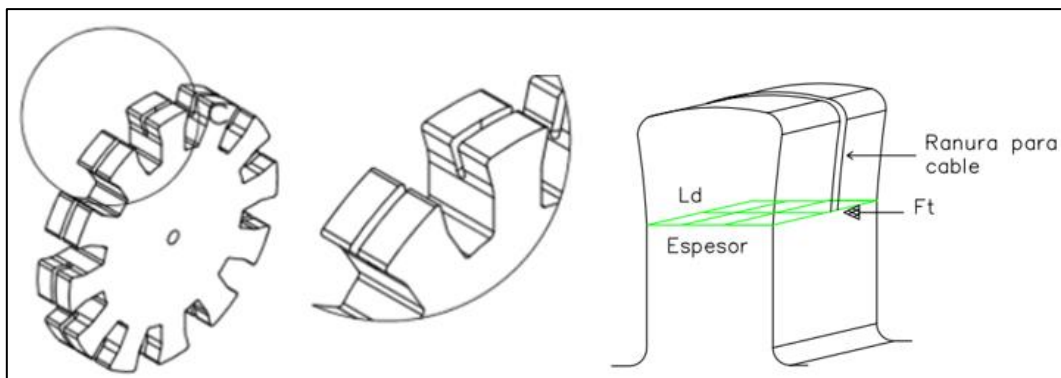
$$F_T = \frac{P_d}{v} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,153 \text{ m/s}} = 2437 \text{ N}$$

Esfuerzo del diente

$$\sigma_d = \frac{F_T}{L_d * m} * \left(\frac{1}{\gamma}\right) = \frac{2437 \text{ N}}{0,0381 \text{ m} * 0,036 \text{ m}} * \left(\frac{1}{0,245}\right)$$

$$\sigma_d = 7252069 \text{ Pa} = 7,25 \text{ MPa}$$

Figura 21. Diente de rueda dentada



Fuente: Autor

Se propone usar Nylon 6, conocido también como grilón o duralón, para la construcción de la rueda dentada, mismo que es considerado un material liviano y de fácil mecanización. Además, el valor del Esfuerzo Máximo Cortante es de 57,64 MPa, esto según un estudio realizado por (Salazar et al., 2018).

Habiendo calculado el esfuerzo de diseño del diente y conociéndose el Esfuerzo Máximo Cortante del material, de la ecuación (9), se obtiene el esfuerzo cortante permisible, el cual es:

$$\tau_{perm} = 0,4 * 57,64 \text{ MPa} = 23,05 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad mediante la ecuación (7).

$$N_s = \frac{23,05 \text{ MPa}}{7,25 \text{ MPa}} = 3.18$$

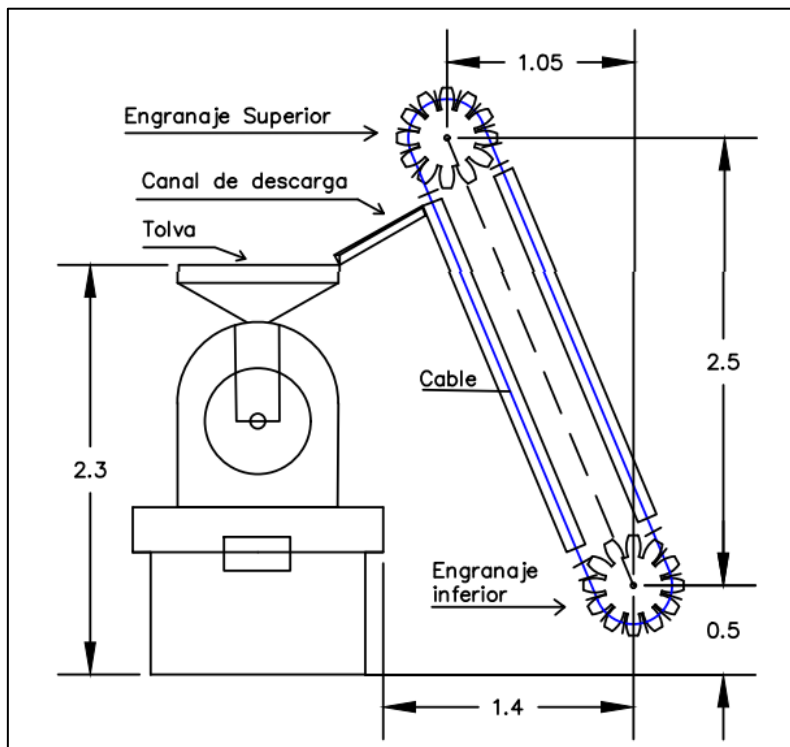
Se tiene que el factor de seguridad es de 3.18; el cual es mayor a 1, por lo tanto, las características geométricas del diente son adecuadas.

En la **Figura 22** se observa la propuesta de ubicación del transportador con respecto a la máquina tostadora y a la base o piso. Así:

Engranaje inferior: Su eje ubicado horizontalmente a 1,4 m de la tostadora, y verticalmente a 0,5 m del piso.

Engranaje superior: su eje ubicado horizontalmente a 0,35 m de la tostadora, y verticalmente a 3 m del piso.

Figura 22. Propuesta de ubicación del transportador respecto a la tostadora



Fuente: Autor

De esta manera se cumple que la sección de descarga del transportador quede a mayor altura que la tolva de la tostadora, así mismo, el canal de descarga tiene inclinación suficiente para que el grano de café caiga por gravedad hasta la tolva de la tostadora.

6.4.3 Cable

La tensión que se ejerce en el cable es de 2437 N o 248,42 kg. Por lo tanto, se propone usar un cable de acero galvanizado 7 x 19 con forro PVC, de clave HK5181, con las siguientes características (*CABLE-FIT-WEB.pdf*, s. f.):

Diámetro: 3/16" o 4,76 mm

Masa/Longitud: 11 kg / 100 m

Cap. Máxima (ruptura): 1510 kg

Cap. De trabajo: 252 kg

En la **Figura 23** se observa la representación del cable en color azul. Su longitud total debe ser igual a un número múltiplo a la distancia entre los discos, para que de esta manera los discos puedan ser colocados uniformemente en el mismo.

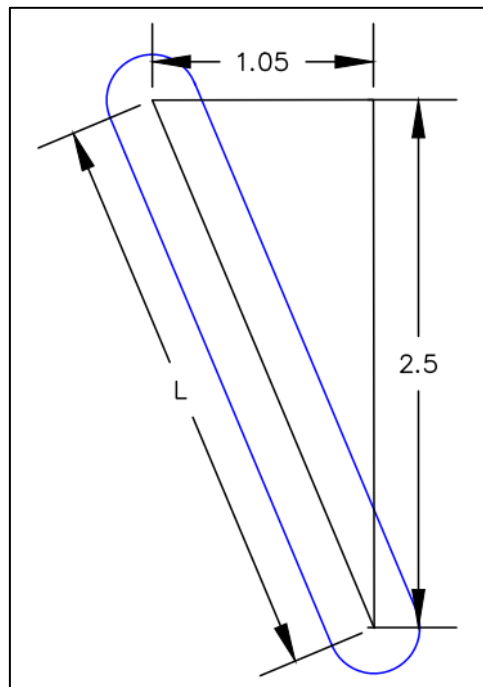
El engranaje superior y el engranaje inferior son iguales, y la longitud del cable de subida es igual a la longitud del cable de bajada.

La inclinación del cable forma un triángulo rectángulo, tal como se observa en la **Figura 23**, del cual se determina el valor de L haciendo uso del teorema de Pitágoras.

$$L = \sqrt{(1,05 \text{ m})^2 + (2,5 \text{ m})^2}$$

$$L = 2,7115 \text{ m}$$

Figura 23. Triángulo rectángulo formado por la inclinación del cable



Fuente: autor

El cable en su paso por el engranaje lo hace sobre la mitad de la circunferencia formada por el diámetro de paso del engranaje, tanto en el superior, como en el inferior.

Así, la longitud total del cable es la suma de la longitud de subida y bajada y la suma de las dos mitades de la circunferencia formada por el diámetro de paso del engranaje, es decir:

$$Long_{cable} = (2 * L) + \pi D_p$$

$$Long_{cable} = (2 * 2,7115 \text{ m}) + (\pi * 0,432 \text{ m})$$

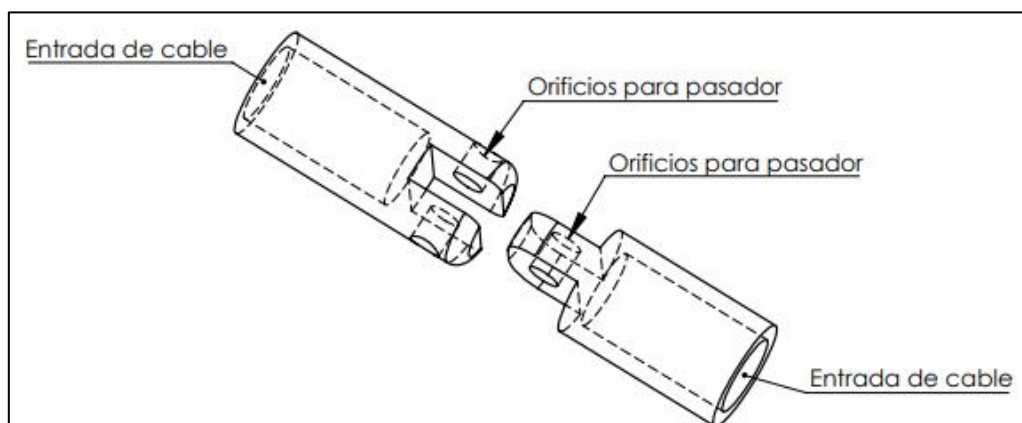
$$Long_{cable} = 6,78 \text{ m}$$

6.4.3.1 Acople para unión de cable

Para la unión de los extremos del cable se propone usar un acople de Acero SAE 4340, ya que según (Aceros Otero, s. f.), este se emplea para la fabricación de piezas que requieren elevadas exigencias mecánicas y su esfuerzo de tracción oscila entre 95-105 kg/mm², lo que es equivalente a 931-1029 MPa, por lo que en este diseño se considera un valor promedio de 980 MPa.

En la **Figura 24** se observa la propuesta del acople para la unión de los extremos del cable, el cual está conformado por 2 terminales, cada uno con un orificio para la entrada de la punta del cable y en su otro extremo poseen orificios en donde se insertará un pasador para fijar los terminales.

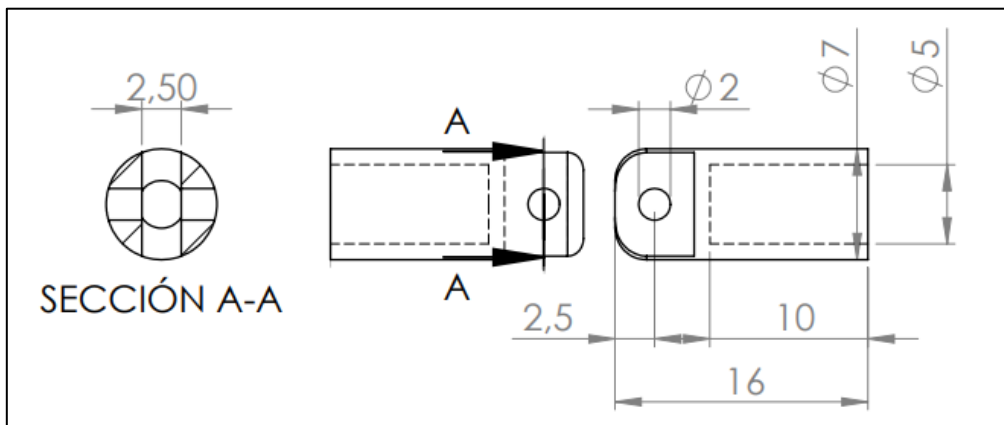
Figura 24. Acople para unión de cable.



Fuente: Autor

En la **Figura 25** se observa las dimensiones del acople propuesto, el cual se valida mediante el análisis del esfuerzo cortante en el pasador.

Figura 25. Características del acople para la unión del cable.



Fuente: Autor

La articulación ejecuta un esfuerzo cortante sobre el pasador el cual tiene un diámetro de 2 mm, el esfuerzo cortante es igual a la tensión del cable dividida entre dos veces el área transversal del pasador, así:

$$D_{pasador} = 0,002 \text{ m}$$

$$\tau_{pasador} = \frac{F}{2A_{pasador}} = \frac{F}{2 \pi (D_{pasador})^2 / 4} = \frac{2437 \text{ N}}{2 \pi (0.002 \text{ m})^2 / 4}$$

$$\tau_{pasador} = 387860596 \text{ Pa} = 387 \text{ MPa}$$

La publicación (*¿Qué es el esfuerzo cortante?*, s. f.) sugiere que el esfuerzo cortante máximo es 0,5 veces la resistencia última a la tracción, así:

$$\tau_{perm} = 0,5 * 980 \text{ MPa} = 490 \text{ MPa}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad del pasador mediante la ecuación (7).

$$N_s = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{pasador}} = \frac{490 \text{ MPa}}{387 \text{ MPa}} = 1,27$$

6.4.4 Potencia requerida del motor y potencia de diseño

6.4.4.1 Velocidad lineal de avance del transportador y velocidad angular del eje del engranaje inferior.

Considerando que el mínimo de discos que deben acarrear café son 195, y que el número de dientes del engranaje es 12; el número de vueltas que debe dar el engranaje es igual

al número mínimo de discos más la mitad del total de discos que son los que realizan la acción de subida, dividido entre el número de dientes. Así:

$$\#vueltas = \frac{\text{Discos. minnecesarios} + \text{Discos. totales}/2}{Z}$$

$$\#vueltas = \frac{195 + 60/2}{12}$$

$$\#vueltas = 18,75$$

Considerándose el tiempo a cumplirse de los requerimientos de diseño, mismo que es de 3 minutos, se determina las revoluciones por minuto que debe tener el eje del engranaje del transportador y consecuentemente la velocidad angular, así:

$$n = \frac{\#vueltas}{t} = \frac{18,75 \text{ rev}}{3 \text{ min}}$$

$$n = 6,25 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{n * \pi}{30} = \frac{6,25 * \pi}{30} = 0,65 \text{ rad/s}$$

Y la velocidad lineal de avance del transportador es:

$$v = \frac{\omega D_p}{2} = \frac{0,65 \text{ rad/s} * 0,432 \text{ m}}{2} = 0,14 \text{ m/s}$$

6.4.4.2 Potencia del motor

Para determinar la potencia del motor se considera la potencia para mover cada disco, la potencia de la masa de café, y la potencia requerida para vencer la fricción.

La potencia para mover un disco se determinó mediante experimento (ver **Anexo 4**), la cual, en una tubería de 3 pulgadas la potencia mínima para mover un disco es de 1,4 w, esta debe ser considerada por el total de discos que moverá el transportador. así:

$$Pot. disco = 1,4 \text{ w}$$

$$Pot. T. discos = Pot. disco * \text{Discos. totales}$$

$$Pot. T. discos = 1,4 \text{ w} * 60$$

$$Pot.T.discos = 84 \text{ w}$$

La potencia de la masa total se determina mediante el producto del peso total por la velocidad lineal, en este caso el peso total está dado por el producto de la masa total y la gravedad, así: g

$$Pot.masa = Peso_{total} * v$$

$$Peso_{total} = m_{total} * g$$

$$Peso_{total} = 25 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Peso_{total} = 245,25 \text{ N}$$

$$Pot.masa = 245,25 \text{ N} * 0,14 \text{ m/s}$$

$$Pot.masa = 34,33 \text{ w}$$

Se debe considerar también la potencia requerida para vencer la fricción entre el café y la tubería, de esta forma:

$$\mu = 0.34 \quad \text{Coeficiente de fricción entre café listo para tostar (Almendra) y PVC}$$

$$F_{\mu} = Peso_{total} * \mu = 245,25 \text{ N} * 0,34$$

$$F_{\mu} = 83,38 \text{ N}$$

$$Pot_{\mu} = 83,38 \text{ N} * 0,14 \text{ m/s}$$

$$Pot_{\mu} = 11,67 \text{ w}$$

Finalmente la potencia requerida es:

$$P_{ot.req} = Pot.T.discos + Pot.masa + Pot_{\mu}$$

$$P_{ot.req} = 84 \text{ w} + 34,33 \text{ w} + 11,67 \text{ w}$$

$$P_{ot.req} = \mathbf{130 \text{ w}}$$

El rendimiento de un sistema conlleva a que esta potencia se mayor, en el caso de un sistema de arrastre de transmisión por medio de una rueda dentada y discos con cable (forma

de cadena) oscila entre 0,85 y 0,95, el cual se debe considerar conjuntamente con la potencia requerida y así se determina la potencia nominal:

$$\eta = 0,85$$

$$P_n = \frac{P_{ot.req}}{\eta}$$

$$P_n = \frac{130 \text{ w}}{0,85} = 152,94 \text{ w}$$

El factor de servicio F_s depende del tipo de motor, tipo de máquina y del número de horas de servicio. De esta manera:

Tipo de máquina conductora: Motor de corriente alterna, torque normal

Tipo de máquina conducida: Transportador

de horas de servicio: 8

$$F_s = f(\text{Tipo de motor}, \text{Tipo de máquina}, \# \text{ de horas de servicio})$$

$$F_s = 1,3$$

La potencia de diseño, considerando el factor de servicio; mediante la ecuación (15) es:

$$P_d = P_n * F_s$$

$$P_d = 152,94 \text{ w} * 1,3$$

$$P_d = \mathbf{199,88 \text{ w}}$$

6.4.4.3 Selección del motor

El motor debe cumplir las siguientes características:

Potencia: 199,88 w

Rpm: 6,25

Acople: frontal

Debido a la falta de un motor comercial de 199,88 w, se selecciona un motorreductor coaxial de la marca ROSSI, modelo MR3I50 UC2A el cual tiene una potencia de 1/2 hp o 372,85 w a 27 rpm, añadiéndose una reducción con una relación de transmisión de $i = 4$,

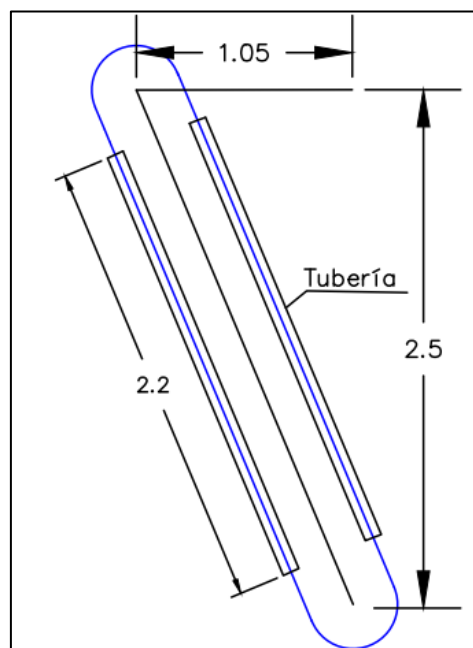
entregando al eje del transportador 6,75 rpm. Cuyas características se aproximan a los requerimientos (Para más detalle ver **Anexo 8**).

Para la unión entre el eje del motor (eje motriz) y el eje de la rueda dentada (eje conducido) se usa un acoplamiento flexible de estrella de acero GAS ST con diámetro de 20 a 50 mm, fijándose el orificio acabado en 40 mm, ya que este corresponde al diámetro mínimo del eje conducido, ver sección (*Diseño de ejes.*).

6.4.5 Propuesta de soporte para tubería

El largo de cada tubería es de 2,2 m, misma que es menor a la longitud del subiente y bajante del cable para evitar roces de la rueda dentada con la tubería, y se colocan equidistantemente entre los centros de las ruedas dentadas, como se puede ver en la **Figura 26**.

Figura 26. Disposición de las tuberías del transportador



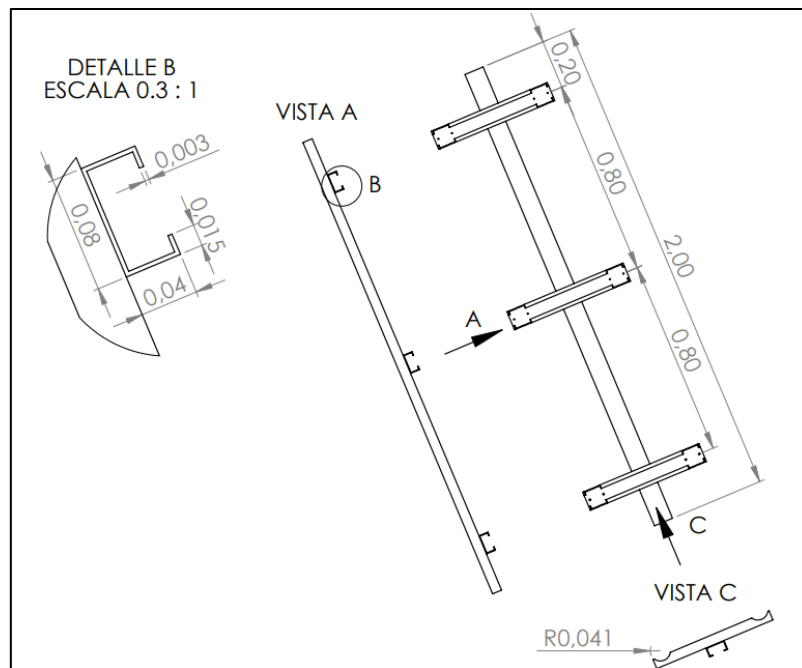
Fuente: Autor

El soporte para los tubos estará montado sobre una estructura metálica y se propone realizar de acero con perfil G o correa, tal como se muestra en la **Figura 27**, en donde hay una correa central de mayor tamaño a la que se encuentran adheridos mediante soldadura 3 brazos hechos del mismo perfil. En la parte derecha de la figura se observa la disposición frontal de la estructura soporte con sus dimensiones en metros; se muestra una vista auxiliar “A” de la cual se añade una vista a detalle “B” en donde se especifican las dimensiones de la correa. En la

parte inferior derecha se muestra una vista auxiliar “C” en donde se observa un mecanizado con acabado en forma circular en ambos extremos de la correa, es ahí en donde se colocan los tubos y se fijan a la correa atándose con cable de acero, esta forma de fijación permite un fácil desmonte de los tubos del transportador.

Las dimensiones de la correa se tomaron del catálogo mostrado por (Dismetal, s. f.), ver **Anexo 11**.

Figura 27. Propuesta de soporte para tuberías

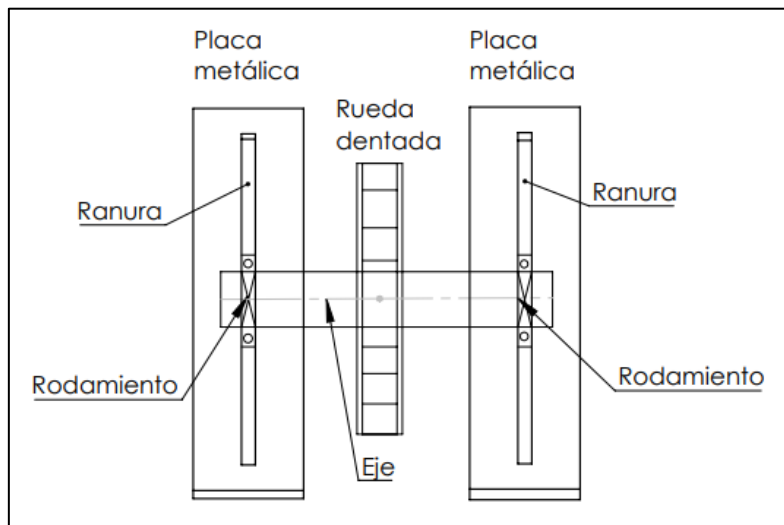


Fuente: Autor

6.4.6 Mecanismo para la tensión del cable portadiscos.

La tensión del cable portadiscos se realiza en el eje de la rueda dentada superior, el cual está montado en un rodamiento en cada extremo y estos en sus respectivos soportes (chumaceras), como se ve en la **Figura 28**. Estos soportes se colocan en una placa metálica que posee una ranura mediante la cual se pueden desplazar y ajustar la ubicación de los soportes de los rodamientos y así lograr una tensión adecuada en el cable portadiscos. La sujeción de la chumacera en la placa se realiza mediante pernos.

Figura 28. Placa metálica para tensar el cable portadiscos.



Fuente: Autor

La placa metálica tiene una inclinación igual a la de los tubos y se encuentra montada sobre una estructura metálica.

6.4.7 Tolva de ingreso y sección de descarga

6.4.7.1 Tolva de ingreso

La tolva es comúnmente de gran tamaño, utilizado para el manejo, canalización, depósito o distribución de materiales según el sector industrial. Generalmente se encuentra en forma de cono invertido con una compuerta o apertura inferior para la descarga del material, teniendo un funcionamiento de tipo embudo; además, dependiendo de la finalidad del proceso puede variar el modelo de la tolva y la forma de construcción (Ingeniería, 2020).

El material a usarse en la construcción de la tolva es el aluminio en una presentación de láminas, el volumen total de la tolva será igual al volumen total del café más un aproximado de 25% de volumen inútil. Así:

$$\begin{aligned} V_{tolva} &= V_{café} + 0,25 V_{café} \\ V_{tolva} &= 0,04 \text{ m}^3 + 0,25 * 0,04 \text{ m}^3 \\ V_{tolva} &= \mathbf{0,05 \text{ m}^3} \end{aligned}$$

Se propone una tolva con una sección cuadrangular en la parte superior que proporcionará la mayor parte del volumen de almacenamiento del café, esta será de 0,35 m por

lado y 0,35 m de profundidad, como se ve en la **Figura 29**. Propuesta de tolva de alimentación para el transportador; obteniéndose un volumen de la parte superior de:

$$V_{superior} = lado * lado * profundidad$$

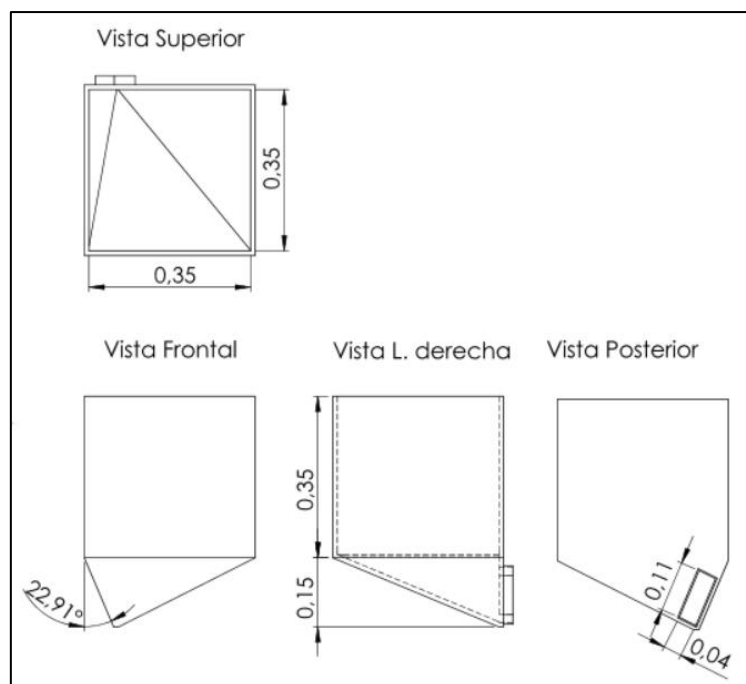
$$V_{superior} = 0,35 \text{ m} * 0,35 \text{ m} * 0,35 \text{ m}$$

$$V_{superior} = 0,429 \text{ m}^3$$

El volumen restante corresponde a la parte inferior, misma que es una sección piramidal asimétrica, invertida, con la cara posterior totalmente vertical, continuando desde la cara posterior de la sección superior (**Figura 29**); la profundidad de esta es de 0,15 m.

En la **Figura 29** también se observa la cara izquierda de la parte inferior, la cual tiene una inclinación igual a la de la colocación de la tubería. Y, en la cara posterior se encuentra una abertura o sección de carga, con medidas de 0,04 m x 0,11 m; esta abertura tiene una inclinación igual a la de la colocación de la tubería y sirve para el paso del café desde la tolva al transportador.

Figura 29. Propuesta de tolva de alimentación para el transportador



Fuente: Autor

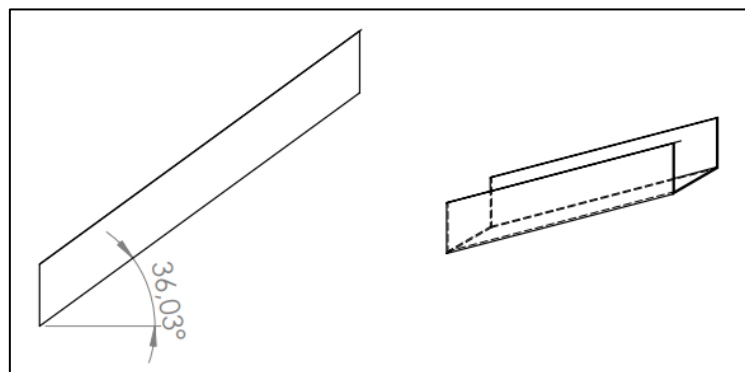
6.4.7.2 Sección de descarga

La sección de descarga del café, desde el transportador hacia la tolva de ingreso de la tostadora es un canal con perfil tipo “U” de aluminio, con un área transversal de 100 cm². De

(Oliveros-Tascón & Roa Mejía, s. f.) se sabe que el ángulo de reposo medio del café pergamino seco es de 35° , por lo cual la inclinación del canal con respecto a la horizontal será igual o mayor a este y de esta manera se logra la descarga del café.

De la **Figura 22**, se conoce que la distancia horizontal aproximada desde la tubería subiente del transportador hasta la tostadora es de 0,55 m y la distancia vertical desde la salida del café en el transportador hasta la horizontal formada por la tolva de alimentación de la tostadora es de 0,4 m aproximadamente, de esta forma se obtiene un ángulo mayor a 35° , como se ve en la **Figura 30**.

Figura 30. Canal de descarga del café.

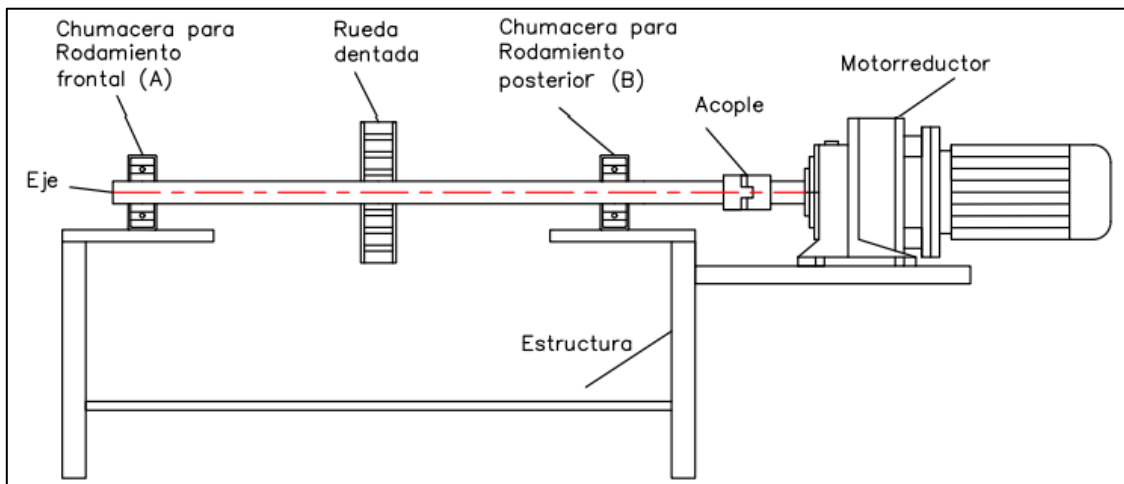


Fuente: Autor

6.4.8 Diseño de ejes.

Se diseñan dos ejes, uno en el cual se ubica la rueda dentada inferior y el otro en el cual se ubica la rueda dentada superior. En la **Figura 31** se muestran los elementos montados en el eje inferior, el cual se encuentra unido al eje del motorreductor por medio de un acople. La rueda dentada se encuentra centrada entre los dos rodamientos, a una distancia de 0,1 m de cada uno. En el eje superior, los elementos se encuentran colocados de manera similar, con la diferencia de que este eje no se está acoplado a otros ejes.

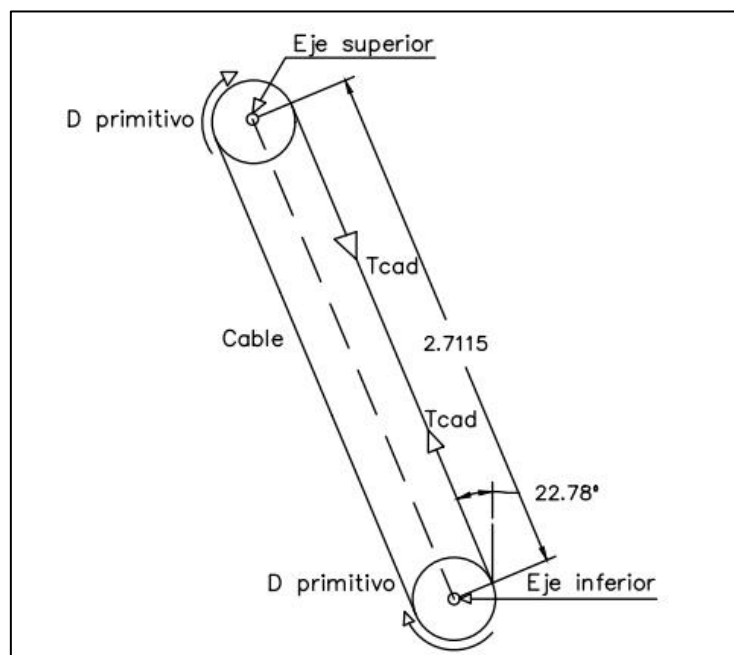
Figura 31. Disposición de elementos en el eje inferior



Nota. La figura muestra una vista lateral del eje en que se monta la rueda dentada inferior, así como la disposición de los demás elementos. Fuente: Autor

Mediante el cable de discos, el movimiento de la rueda dentada inferior se transmite a la rueda dentada superior, la cual a su vez sirve de guía para el cable de discos, esta transmisión es parecida a las transmisiones por cadena entre un piñón y un engrane, por lo cual, para el diseño de los ejes se toma como referencia la metodología de cálculo usada en este tipo de transmisiones. En la **Figura 32** se observa la representación de las ruedas dentadas, distancias entre centro y el grado de inclinación en que se encuentran ubicados los elementos sobre los ejes.

Figura 32. Diagrama de componentes que actúan sobre los ejes.

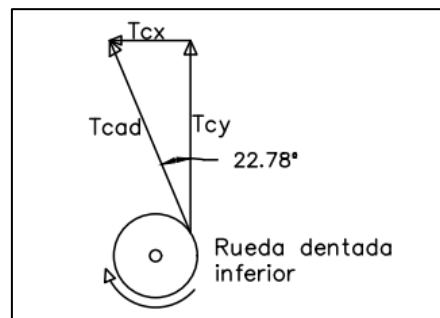


Fuente: Autor

6.4.8.1 Diseño de eje para la rueda dentada inferior.

En la **Figura 33** se observa los componentes de la tensión vertical y horizontal del cable de discos, el cual para diseño se considera como una cadena, ya que al girar la rueda dentada solo un lado de la cadena se encuentra completamente en tensión.

Figura 33. Componentes de tensión vertical y horizontal.



Fuente: Autor

La rueda dentada inferior recibe una potencia de diseño de 1/2 hp o 372,85 w a 6,75 rpm. Anteriormente, con el diámetro primitivo de la rueda dentada $D_p = 0,432$ m se determinó que:

$$\omega = 0,707 \text{ rad/s}$$

$$v = 0,153 \text{ m/s}$$

$$F_T = \frac{P_d}{v} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,153 \text{ m/s}} = 2437 \text{ N}$$

Esta fuerza es la tensión de la cadena T_{cad} , la cual tiene componentes en x – y (**Figura 33**); éstas se determinan haciendo uso de funciones trigonométricas:

$$T_{cx} = T_{cad} \cos(22,78^\circ + 90^\circ)$$

$$T_{cx} = 2437 \text{ N} \cos(22,78^\circ + 90^\circ)$$

$$T_{cx} = -943,59 \text{ N}$$

$$T_{cy} = T_{cad} \sen(22,78^\circ + 90^\circ)$$

$$T_{cy} = 2437 \text{ N} \sen(22,78^\circ + 90^\circ)$$

$$T_{cy} = 2246,91 \text{ N}$$

En el diseño del eje se considera también el peso de la rueda dentada, puesto que esta tiene un peso relativamente elevado. Para el cálculo del peso de la rueda dentada se la considera

como un área circular dada por el diámetro primitivo, y la sección longitudinal igual a la longitud del diente. La densidad del grilón (material de la rueda dentada) es 1140 kg/m^3 , esto tomado de (Acerind de Inoxidable, 2020).

$$D_p = 0,432 \text{ m}$$

$$L_d = 0,0381 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{grilón}} = 1140 \text{ kg/m}^3$$

$$V = A * L_d = \pi \frac{D_p^2}{4} * L_d = \pi \frac{(0,432 \text{ m})^2}{4} * 0,0381 \text{ m} = 0,00558 \text{ m}^3$$

Despejando de la ecuación de la densidad, se tiene:

$$m_{\text{grilón}} = \rho_{\text{grilón}} * V = 1140 \text{ kg/m}^3 * 0,00558 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{grilón}} = 6,37 \text{ kg}$$

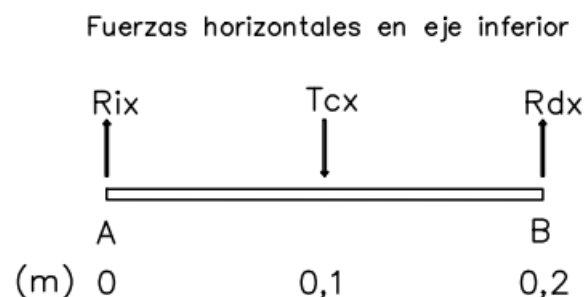
El peso es producto de la masa total de la rueda dentada por la gravedad:

$$P = 6,37 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P = 62,45 \text{ N}$$

Se determina el momento flector, para lo cual es necesario hallar su valor en sus componentes x - y .

En el diagrama siguiente se observa las fuerzas que actúan en el eje x , y las reacciones en la posición de los rodamientos, tanto izquierdo y derecho.



Se determina las reacciones en x , primero mediante una sumatoria de momentos en A y despejando R_{dx} ; luego, mediante una sumatoria de fuerzas en x y despejando R_{ix} :

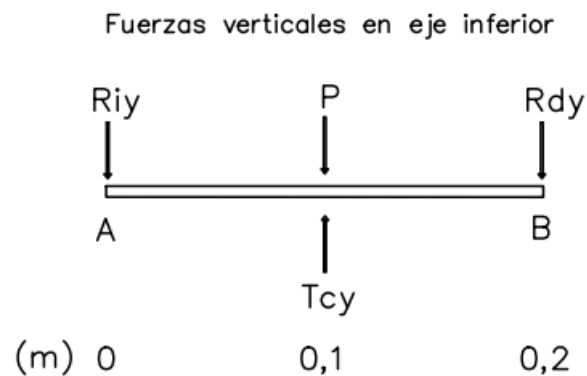
$$\begin{aligned}\sum MA &= 0 \\ -T_{cx} (0,1 \text{ m}) + R_{dx} (0,2 \text{ m}) &= 0 \\ R_{dx} &= \frac{T_{cx} (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} = \frac{943,59 \text{ N} (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} \\ R_{dx} &= 471,79 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum Fx &= 0 \\ R_{ix} - T_{cx} + R_{dx} &= 0 \\ R_{ix} &= T_{cx} - R_{dx} = 943,59 \text{ N} - 471,79 \text{ N} \\ R_{ix} &= 471,79 \text{ N}\end{aligned}$$

Para el eje en estudio, el momento flector en x es:

$$\begin{aligned}M_{fx} &= T_{cx} * (0,1 \text{ m}) = 943,59 \text{ N} (0,1 \text{ m}) \\ M_{fx} &= 94,36 \text{ Nm}\end{aligned}$$

En el diagrama siguiente se observa las fuerzas que actúan en el eje y , y las reacciones en la posición de los rodamientos, tanto izquierdo y derecho.



Se determina las reacciones en y , primero mediante una sumatoria de momentos en A y despejando R_{dy} ; luego, mediante una sumatoria de fuerzas en y , y, despejando R_{iy} :

$$\begin{aligned}\sum MA &= 0 \\ T_{cy} (0,1 \text{ m}) - P (0,1 \text{ m}) - R_{dy} (0,2 \text{ m}) &= 0 \\ R_{dy} &= \frac{T_{cy} (0,1 \text{ m}) - P (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} = \frac{2246,91 \text{ N} (0,1 \text{ m}) - 62,45 \text{ N} (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} \\ R_{dy} &= 1092 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -R_{iy} - P - R_{dy} + T_{cy} &= 0 \\ R_{iy} &= -P - R_{dy} + T_{cy} = -62,45 \text{ N} - 1092 \text{ N} + 2246,91 \text{ N} \\ R_{iy} &= 1092 \text{ N}\end{aligned}$$

Para el eje en estudio, el momento flector en y es:

$$\begin{aligned}M_{fy} &= (T_{cy} - P) (0,1 \text{ m}) = (2246,91 \text{ N} - 62,45 \text{ N}) (0,1 \text{ m}) \\ M_{fy} &= 218,45 \text{ Nm}\end{aligned}$$

El momento flector resultante será:

$$\begin{aligned}M_f &= \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{(94,36 \text{ Nm})^2 + (218,45 \text{ Nm})^2} \\ M_f &= 237,9 \text{ Nm}\end{aligned}$$

El momento torsor se calcula mediante la ecuación (17).

$$\begin{aligned}M_\tau &= \frac{Pd}{\omega} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,707 \text{ rad/s}} \\ M_\tau &= 527,37 \text{ Nm}\end{aligned}$$

El material propuesto para la construcción del eje es acero inoxidable AISI 304, cuyo esfuerzo normal de fluencia máximo del material es 276 MPa.

$$\sigma_y = 276 \text{ MPa}$$

El diámetro del eje se determina considerando la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo, mediante la ecuación (20).

El coeficiente de seguridad recomendado en el diseño de ejes oscila entre 2 y 4, se propone diseñar el eje con un coeficiente de seguridad de 3 puesto que hay confianza en el dato de esfuerzo normal de fluencia máximo del material.

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi \sigma_y} \sqrt{Mf^2 + Mt^2}}$$

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi 276 \times 10^6 \text{Pa}} \sqrt{(237,9 \text{ Nm})^2 + (527,37 \text{ Nm})^2}}$$

$$\phi_{min} = 0,0399 \text{ m} \approx 0,04 \text{ m}$$

$$\phi_{eje} = 40 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje inferior es de 40 mm, para el cual es necesario comprobar que el valor de torsión del eje no supere el límite de torsión.

La torsión del eje se calcula mediante la ecuación (22), en conjunto de las ecuaciones (23) y (24).

$$J = \frac{\pi \phi^4}{32} = \frac{\pi (0,04 \text{ m})^4}{32}$$

$$J = 0,00000025 \text{ m}^4$$

$\gamma_{acero} = \text{entre } 0,25 - 0,35$, se usa 0,3

$E_{acero} = 210 \text{ GPa}$

$$G = \frac{E}{2(1 + \gamma)}$$

$$G = \frac{210 \times 10^9 \text{ Pa}}{2(1 + 0,3)} = 8,08 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

$$\Delta\theta = \frac{MtL}{GJ} = \frac{527,37 \text{ Nm} * 0,2 \text{ m}}{8,08 \times 10^{10} \text{ Pa} * 0,00000025 \text{ m}^4}$$

$$\Delta\theta = 0,0052 \text{ rad} * \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} = 0,29^\circ$$

El giro por torsión máximo se limita entre $0,04^\circ$ y $0,076^\circ$ en una relación de longitud igual al diámetro del eje (Mora, 2022).

En este caso se considera un valor promedio, siendo $0,058^\circ$. Conociendo que el diámetro del eje es 40 mm y su longitud es 200 mm, la relación longitud/diámetro es 5, y, el límite de torsión del eje es:

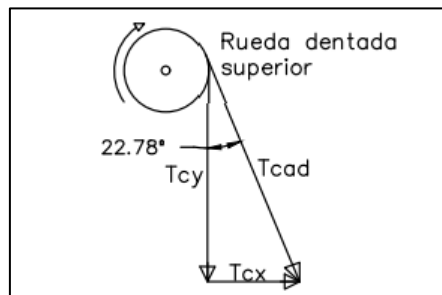
$$\Delta\theta_{\text{máx}} = 0,058^\circ * 5 = 0,29^\circ$$

El eje es válido, ya que el valor de torsión del eje no supera el límite de torsión.

6.4.8.2 Diseño de eje para la rueda dentada superior

Los elementos ubicados en el eje superior son tal como se muestran en la **Figura 31**. En la **Figura 34** se observa los componentes de la tensión vertical y horizontal del cable de discos que actúan sobre el eje superior.

Figura 34. Componentes de tensión horizontal y vertical



Fuente: Autor

La relación de transmisión entre las dos ruedas dentadas es igual a la unidad, es decir, las ruedas son idénticas y por consiguiente la velocidad angular y lineal son las mismas en ambas ruedas dentadas.

$$\omega = 0,707 \text{ rad/s}$$

$$v = 0,153 \text{ m/s}$$

$$F_T = \frac{P_d}{v} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,153 \text{ m/s}} = 2437 \text{ N}$$

Esta fuerza es la T_{cad} , la cual tiene componentes en $x - y$ (ver **Figura 34**); éstas se determinan haciendo uso de funciones trigonométricas:

$$T_{cx} = T_{cad} \cos(22,78^\circ + 270^\circ)$$

$$T_{cx} = 2437 \text{ N} \cos(22,78^\circ + 270^\circ)$$

$$T_{cx} = 943,59 \text{ N}$$

$$T_{cy} = T_{cad} \sen(22,78^\circ + 270^\circ)$$

$$T_{cy} = 2437 \text{ N} \sen(22,78^\circ + 270^\circ)$$

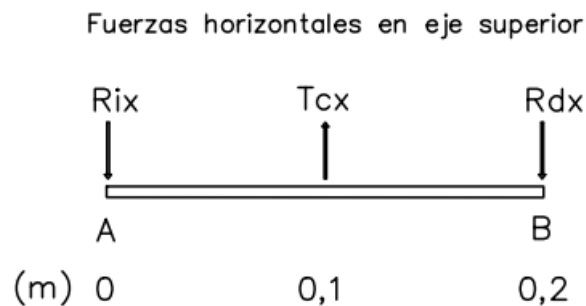
$$T_{cy} = -2246,91 \text{ N}$$

Conociéndose que las ruedas dentadas superior e inferior son iguales, se considera el peso de la rueda dentada hallado en el cálculo del diámetro del eje inferior para la determinación del diámetro del eje superior.

$$P = 62,45 \text{ N}$$

Se determina el momento flector, para lo cual es necesario hallar su valor en sus componentes x - y .

En el diagrama siguiente se observa las fuerzas que actúan en el eje x , y las reacciones en la posición de los rodamientos, tanto izquierdo y derecho.



Se determina las reacciones en x , primero mediante una sumatoria de momentos en A y despejando R_{dx} ; luego, mediante una sumatoria de fuerzas en x y despejando R_{ix} :

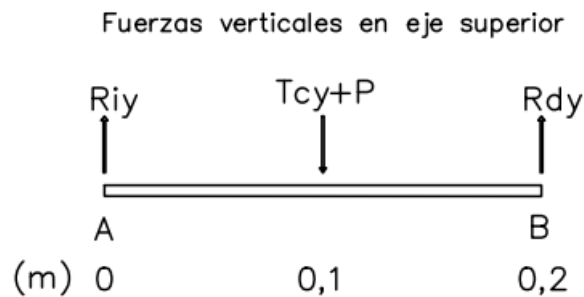
$$\begin{aligned} \sum MA &= 0 \\ T_{cx} (0,1 \text{ m}) - R_{dx} (0,2 \text{ m}) &= 0 \\ R_{dx} &= \frac{T_{cx} (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} = \frac{943,59 \text{ N} (0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} \\ R_{dx} &= 471,79 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum Fx &= 0 \\ -R_{ix} + T_{cx} - R_{dx} &= 0 \\ R_{ix} &= T_{cx} - R_{dx} = 943,59 \text{ N} - 471,79 \text{ N} \\ R_{ix} &= 471,79 \text{ N} \end{aligned}$$

Para el eje en estudio, el momento flector en x es:

$$\begin{aligned} M_{fx} &= T_{cx} * (0,1 \text{ m}) = 943,59 \text{ N} (0,1 \text{ m}) \\ M_{fx} &= 94,36 \text{ Nm} \end{aligned}$$

En el diagrama siguiente se observa las fuerzas que actúan en el eje y, y las reacciones en la posición de los rodamientos, tanto izquierdo y derecho.



Se determina las reacciones en y, primero mediante una sumatoria de momentos en A y despejando R_{dy} ; luego, mediante una sumatoria de fuerzas en y, y, despejando R_{iy} :

$$\sum MA = 0$$

$$-(T_{cy} + P)(0,1 \text{ m}) + R_{dy} (0,2 \text{ m}) = 0$$

$$R_{dy} = \frac{(T_{cy} + P)(0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}} = \frac{(2246,91 \text{ N} + 62,45 \text{ N})(0,1 \text{ m})}{0,2 \text{ m}}$$

$$R_{dy} = 1154,68 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{iy} - (T_{cy} + P) + R_{dy} = 0$$

$$R_{iy} = (T_{cy} + P) - R_{dy} = (2246,91 \text{ N} + 62,45 \text{ N}) - 1154,68 \text{ N}$$

$$R_{iy} = 1154,68 \text{ N}$$

Para el eje en estudio, el momento flector en y es:

$$M_{fy} = (T_{cy} + P) (0,1 \text{ m}) = (2246,91 \text{ N} + 62,45 \text{ N}) (0,1 \text{ m})$$

$$M_{fy} = 230,9 \text{ Nm}$$

El momento flector resultante será:

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{(94,36 \text{ Nm})^2 + (230,9 \text{ Nm})^2}$$

$$M_f = 249,43 \text{ Nm}$$

El momento torsor calculado mediante la ecuación (17), es:

$$M_{\tau} = \frac{Pd}{\omega} = \frac{372,85 \text{ w}}{0,707 \text{ rad/s}}$$

$$M_{\tau} = 52,37 \text{ Nm}$$

Para la construcción del eje de la rueda dentada superior, se propone usar el mismo material del eje de la rueda dentada inferior, que es acero inoxidable AISI 304. Por lo tanto, ya descrito y calculado anteriormente:

$$\sigma_y = 276 \text{ MPa}$$

$$\eta_s = 3$$

El diámetro del eje se determina considerando la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo, mediante la ecuación (20).

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \eta_s}{\pi \sigma_y} \sqrt{Mf^2 + Mt^2}}$$

$$\phi_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi 276 \times 10^6 \text{ Pa}} \sqrt{(249,43 \text{ Nm})^2 + (527,37 \text{ Nm})^2}}$$

$$\phi_{min} = 0,040 \text{ m} \approx 0,04 \text{ m}$$

$$\phi_{eje} = 40 \text{ mm}$$

El diámetro del eje superior es de 40 mm, que a su vez es igual al diámetro del eje inferior, considerando que la disposición de los elementos es igual para ambos ejes y el material es el mismo, la validación del eje basado en que el valor de torsión del eje no supere el límite de torsión, será igual que en el eje anterior, por lo tanto, este eje es válido.

6.4.9 Selección de rodamientos

6.4.9.1 Rodamientos para eje inferior

Se plantea utilizar dos rodamientos en el eje inferior. Para la selección de los rodamientos se guía en el catálogo de rodamientos FAG (Fag, s. f.).

$$\phi_{eje} = 40 \text{ mm}$$

Considerando el diámetro del eje y el tipo de carga que deben soportar, se seleccionó dos rodamientos de bolas, cuya denominación es Rodamiento FAG 16008 (ver **Anexo 9**), colocados en ambos extremos del eje.

La carga dinámica equivalente se determina mediante la ecuación (30):

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

La carga axial, se considera despreciable; por lo tanto los valores son de X=1 y Y=0, esto tomado de (Fag, s. f.).

La carga radial se determina para ambos rodamientos del eje (tanto izquierdo y derecho).

$$F_{ri} = R_i = \sqrt{R_{ix}^2 + R_{iy}^2} = \sqrt{(471,79 \text{ N})^2 + (1092 \text{ N})^2}$$

$$F_{ri} = 1189,5 \text{ N}$$

$$F_{rd} = R_d = \sqrt{R_{dx}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{(471,79 \text{ N})^2 + (1092 \text{ N})^2}$$

$$F_{rd} = 1189,5 \text{ N}$$

La carga radial para ambos rodamientos es igual, por lo que la vida nominal será la misma para ambos rodamientos.

Además, se considera el factor f_z , mismo que para cadenas es de 1,5; por lo que la ecuación (30) se modifica a:

$$P = (X * F_r + Y * F_a) f_z = (1 * 1189,5 \text{ N} + 0) * 1,5$$

$$P = 1784 \text{ N} = 1,78 \text{ kN}$$

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281, se determina mediante la ecuación (29). De (Fag, s. f.) se conoce que la capacidad de carga dinámica del rodamiento es de 13,2 kN y el exponente de vida para rodamientos de bolas es $p = 3$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{13,2 \text{ kN}}{1,78 \text{ kN}}\right)^3 = 407,8 \text{ (} 10^6 \text{ rev)}$$

Mediante la ecuación (31) se determinó la vida nominal en horas del rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10} = \frac{10^6}{60 * 6,75} * 407,8 \text{ rev} = 1006913 \text{ horas}$$

Finalmente se determinó el factor de esfuerzos dinámicos mediante la ecuación (32).

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1006913}{500}} = 12,62$$

Se puede observar que el valor obtenido es elevado, sin embargo, se mantiene la selección de este rodamiento por las condiciones de la geometría del eje.

6.4.9.2 Rodamientos para eje superior

En el eje superior de igual manera se usarán dos rodamientos, como en el eje inferior. La selección de los rodamientos se hace guiándose del catálogo de rodamientos FAG (Fag, s. f.).

$$\phi_{eje} = 40 \text{ mm}$$

Los rodamientos seleccionados son los mismos que para el eje inferior, cuya denominación es Rodamiento FAG 16008 (ver **Anexo 9**), colocados en ambos extremos del eje.

La carga dinámica equivalente, determinada mediante la ecuación (30), es:

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

La carga axial, se considera despreciable; por lo tanto los valores de X=1 y Y=0, esto tomado de (Fag, s. f.).

La carga radial se determina para ambos rodamientos del eje (tanto izquierdo y derecho).

$$F_{ri} = R_i = \sqrt{R_{ix}^2 + R_{iy}^2} = \sqrt{(471,79 \text{ N})^2 + (1154,68 \text{ N})^2}$$

$$F_{ri} = 1247,3 \text{ N}$$

$$F_{rd} = R_d = \sqrt{R_{dx}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{(471,79 \text{ N})^2 + (1154,68 \text{ N})^2}$$

$$F_{rd} = 1247,3 \text{ N}$$

La carga radial para ambos rodamientos es igual, por lo que la vida nominal será la misma para ambos rodamientos.

Considerándose el factor f_z , mismo que para cadenas es de 1,5; la ecuación (30) se modifica a:

$$P = (X * F_r + Y * F_a) f_z = (1 * 1247,3 \text{ N} + 0) * 1,5$$

$$P = 1870,95 \text{ N} = 1,87 \text{ kN}$$

La vida nominal del rodamiento, considerando que la capacidad de carga dinámica del rodamiento es de 13,2 kN y el exponente de vida para rodamientos de bolas es $p = 3$ (Fag, s. f.).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{13,2 \text{ kN}}{1,87 \text{ kN}}\right)^3 = 351,7 \text{ (} 10^6 \text{ rev)}$$

Mediante la ecuación (31) se determinó la vida nominal en horas del rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10} = \frac{10^6}{60 * 6,75} * 351,7 \text{ rev} = 868395 \text{ horas}$$

Finalmente se determinó el factor de esfuerzos dinámicos mediante la ecuación (32).

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{868395}{500}} = 12,02$$

El valor obtenido es elevado, sin embargo, se mantiene la selección de este rodamiento por las condiciones de la geometría del eje.

Los soportes para todos los rodamientos serán chumaceras FAG P209.

6.4.10 Diseño de chavetas

Se propone usar Acero AISI 304 como material de construcción para las chavetas, conociéndose que su $\sigma_y = 276 \text{ MPa}$.

$\phi_{eje} = 40 \text{ mm} = 1,6 \text{ in}$ (el diámetro de ambos ejes es igual)

$M_t = 527,37 \text{ Nm}$

Se requiere diseñar dos chavetas, una para cada rueda dentada. En la **Figura 11** se observa la geometría de una chaveta.

Según la tabla del **Anexo 2**, el eje de diámetro $\phi_{eje} = 1,6 \text{ in}$ se encuentra entre $1\frac{3}{8}$ y $1\frac{3}{4}$ de pulgada, por lo que su base y altura serán:

$$b = \frac{3}{8} \text{ in} = 9,52 \text{ mm}$$

$$h = \frac{1}{4} \text{ in} = 6,35 \text{ mm}$$

La fuerza de la chaveta se determina usando la ecuación **(28)**

$$F_{ch} = \frac{2 M_{T.eje}}{\phi_{eje}} = \frac{2 * 527,37 \text{ Nm}}{0,04\text{m}} = 26368,5 \text{ N}$$

Con la ecuación **(9)** se determina el esfuerzo cortante permisible del material, y luego se determina la longitud de la chaveta:

$$\tau_{mat} = 0,4 \sigma_y = 0,4 * 276 \text{ MPa} = 110,4 \text{ MPa}$$

$$L_{ch} = \frac{F_{ch}}{b \tau_{mat}} = \frac{26368.5 \text{ N}}{0,00952 \text{ m} * 110,4 \times 10^6 \text{ Pa}} = 0,025\text{m}$$

$$\mathbf{L_{ch} = 25 \text{ mm}}$$

7. Discusión

El presente trabajo recopila información bibliográfica y técnica acerca de los diferentes sistemas para transportar productos a granel, enfocándose en el sistema de arrastre tubular cerrado. El diseño del prototipo transportador para café a granel fue proyectado con la finalidad de facilitar el traslado del café entre una máquina y otra, dentro de las instalaciones procesadoras de café; pensando en la conservación de la calidad física del grano y en satisfacer el requerimiento expuesto por la industria INDERA (Anexo 3), planteando cambiar la acción de subida del café a la tolva de la tostadora de forma manual a una acción realizada por el transportador.

Por medio del presente diseño se puede realizar la acción de subida hacia la tolva de la tostadora, de 25 kg de café en un tiempo de 3 minutos a través del transportador, alcanzándose un flujo másico de hasta 500 kg/h. Se conserva la calidad física del grano, ya que se realiza un movimiento de avance recto y a baja velocidad de 0,153 m/s.

A falta de metodologías de diseño para el transportador propuesto, en lo que respecta a la determinación de la potencia para el motor, se realizó un experimento para establecer la potencia necesaria para mover un disco dentro de la tubería, siendo esta de 1,4 w (Anexo 4). Adicional a esto, se consideró la potencia necesaria para vencer la fricción entre el grano de café y el tubo, y la potencia de la masa total del café.

El dimensionamiento de los elementos del transportador se adecuó considerando principalmente el diámetro interior de la tubería ya que este es igual al diámetro de los discos. La distancia de los discos entre sí es de 0,113 m, la cual se estableció mediante la relación entre el diámetro de los mismos y un factor de 1,48, el cual se encuentra dentro del rango sugerido en el Anexo 6.

El diseño de las ruedas dentadas (las dos son iguales) se hizo basándose principalmente en la metodología de diseño de transmisiones por engranajes, apoyada inicialmente en el número de dientes propuestos y que el paso circular de los dientes de la rueda dentada debe ser igual a la distancia entre discos, con lo que se calculó el módulo para la rueda dentada y se seleccionó un módulo normalizado de 36 mm. La geometría de los dientes se ve condicionada por los discos, ya que la altura del diente debe ser igual o mayor que el diámetro de los discos. Se validó la geometría de los dientes mediante el análisis del esfuerzo en el mismo,

considerando el factor de forma de Lewis; y obteniéndose un coeficiente de seguridad en los dientes de la rueda dentada de 3,18.

La unión de los extremos del cable se hace mediante un acople de Acero SAE 4340 ya que es empleado en la fabricación de piezas que requieren elevadas exigencias mecánicas, y en este caso se requiere un acople relativamente pequeño, que no obstruya en la flexibilidad del cable al momento de pasar sobre la ranura de la rueda dentada.

El soporte para las tuberías se realiza de acero con perfil G o correa y se montan sobre una estructura metálica, el tubo se coloca en una sección circular en los extremos de la correa y se fija a esta por medio de cable de acero. Este soporte asegura la fijación de las tuberías para que no haya balanceo por acción del movimiento del cable y los discos dentro de los tubos, además permite un fácil montaje o desmontaje de los tubos.

La tensión del cable portadiscos se realiza en el eje de la rueda dentada superior, el cual se encuentra montado en un rodamiento en cada extremo y estos en sus respectivos soportes o chumaceras en este caso (ver Figura 28). Las chumaceras se colocan en una placa metálica que posee una ranura en la cual se pueden desplazar y fijar su ubicación por medio de pernos que se colocan desde la parte superior de la chumacera hasta una tuerca colocada en la parte inferior de la ranura de la placa.

La transmisión de movimiento desde la rueda dentada al cable de discos se asemeja a una transmisión por medio de una cadena entre dos engranes, por lo que se hizo esta consideración para el diseño de los ejes.

Con respecto a los materiales de los componentes, especialmente en el cable y los discos que son los que estarán en contacto con el café, se prioriza el uso de materiales considerados seguros como materiales para el manejo de productos alimenticios; por lo que el material propuesto para la construcción de los discos es el polipropileno y el cable es de acero inoxidable con forro de PVC.

Los procedimientos, cálculos y selección de materiales adecuados relacionados con el diseño, así como el dimensionamiento de los componentes se muestran de forma detallada en la sección de Resultados.

8. Conclusiones

- Se realizó el diseño conceptual y de detalle del transportador para material a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado, que alcanza un flujo másico de hasta 500 kg/h, evidenciándose por medio de los resultados del diseño y los planos del mismo para una futura construcción.
- Se logró diseñar un transportador cuyo movimiento de avance recto a baja velocidad de 0,153 m/s permite conservar las cualidades físicas en cuanto a forma y tamaño del grano de café, realizando esta operación en un tiempo de tres minutos, ajustándose a los requerimientos planteados para el diseño pudiéndose dejar a un lado la subida del operario hasta la tolva de la tostadora.
- En la selección del material para los componentes del transportador que estarán en contacto con el grano de café, deben ser aquellos considerados seguros como materiales para el manejo de productos alimenticios, como es el caso de los discos de polipropileno, y el cable debe tener un forro PVC.

9. Recomendaciones

- Investigar acerca de los límites máximos de velocidad lineal que pueden alcanzarse en este tipo de sistemas de traslado de material a granel, ya que con una velocidad mayor se aprovecharía mejor las capacidades de la tubería y el cable portadiscos.
- En futuros trabajos relacionados, considerar la posibilidad de implementar mecanismos semiautomáticos con sensores, para el control de la cantidad de material a granel que ingresa en el transportador; y así agilizar el proceso de traslado.
- Analizar la factibilidad de implementar este tipo de sistema en el traslado de otro tipo de productos a granel, como una alternativa a los transportadores de tornillo sin fin.

10. Bibliografía

- ABASTECEDORA DE BALEROS ACUÑA. (2019, mayo 14). *¿Qué es un rodamiento?*
408870315-ABASTECEDORA DE BALEROS ACUÑA.
<https://balerosacuna.com.mx/blog/articles/que-es-un-rodamiento->
- Acerind de Inoxidable. (2020, febrero 6). *Plásticos, distintas propiedades.*
<https://inoxidable.com/propiedades1.htm>
- Aceros Otero. (s. f.). *BARRA DE ACERO CARBONO AISI/SAE 4340*. Recuperado 8 de septiembre de 2022, de <https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-4340-c-10.html>
- Anónimo. (s. f.). *Capitulo12. TRANSPORTE MECÁNICO DE SÓLIDOS*. criba.edu.ar.
Recuperado 20 de mayo de 2020, de <https://www.criba.edu.ar/cinetica/solidos/Capitulo12.pdf>
- Anónimo. (2018, junio 18). *Transporte de Sólidos KIKE | Transporte | Tornillo*. Scribd.
<https://es.scribd.com/document/382019789/Transporte-de-Solidos-KIKE>
- Azkoyen Group. (2017, abril 25). *El proceso de producción del café en 4 pasos.*
Azkoyenvending.es. <https://www.azkoyenvending.es/proceso-produccion-cafe-4-pasos/>
- BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL, M. (2019). REDUCTORES COAXIALES ROSSI. . . :
BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL : . <https://bkbmaquinaria.com/producto/reductores-coaxiales-rossi/>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas-Nisbett) [10ma Ed.].pdf* (Décima edición). McGraw-Hill Education Holdings LLL.
CABLE-FIT-WEB.pdf. (s. f.). Recuperado 21 de julio de 2022, de <https://dogotuls.com.mx/media/Fichastec/CABLE-FIT-WEB.pdf>

- Cárdenas Diaz, J. P., & Pardo Pinzón, J. D. (2014). *CARACTERIZACIÓN DE LAS ETAPAS DE FERMENTACIÓN Y SECADO DEL CAFÉ LA PRIMAVERA-1.pdf*.
<http://infocafes.com/portal/wp-content/uploads/2017/02/CARACTERIZACION-DE-LAS-ETAPAS-DE-FERMENTACION-Y-SECADO-DEL-CAFE-LA-PRIMAVERA-1.pdf>
- CLR Compañía Levantina de Reductores. (s. f.). *Diseño de ejes de transmisión: Deformaciones y problemas*. Recuperado 4 de junio de 2020, de <https://clr.es/blog/es/disenio-de-ejes-transmision/>
- Cuadras, S. (s. f.). *Molinos para café*.
- Dismetal. (s. f.). *PERFILES DE ACERO G (CORREA)*. Recuperado 14 de septiembre de 2022, de <https://dismetal.ec/productos/perfiles/g-correa>
- Dunlop Argentina S.A. (s. f.). *CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL*. Recuperado 4 de junio de 2020, de <http://www.dunlop.com.ar/catalogos/03-Catalogodecorreasindustriales.pdf>
- Elaplas. (s. f.). *Polipropileno (PP)—Plásticos técnicos—Elaplas*. Recuperado 10 de agosto de 2022, de <https://www.elaplas.es/materiales/plasticos-tecnicos/polipropileno-pp/>
- Engranajes cilíndricos: Consideraciones en el diseño. (2012, febrero 16). *Notas y Mejoras*.
<https://notasymejoras.wordpress.com/2012/02/16/engranajes-cilindricos-consideraciones-en-el-diseno/>
- Fag, R. (s. f.). *Rodamientos de bolas · Rodamientos de rodillos · Soportes · Accesorios*. 382.
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de Máquinas*. McGraw-Hill.

- Industrialización del café.* (2010). *Café de Colombia.*
http://www.cafedecolombia.com/particulares/es/sobre_el_cafe/el_cafe/industrializacion/
- Ingeniería, M. (2020, febrero 8). Construcción de Tolvas para la Industria. *MS Soluciones en Ingeniería.*
<https://www.ms-ingenieria.com.mx/capitacion-y-normativas/construccion-de-tolvas-para-la-industria/>
- Klaver, G. (s. f.). *Transporte de solidos.* 22.
- Martínez, R. (2016, diciembre 4). Plásticos alimentarios, ¿cuáles son seguros? *Bio Eco Actual.*
<https://www.bioecoactual.com/2016/12/04/plasticos-alimentarios-cuales-son-seguros-por-raul-martinez/>
- Montilla-Pérez, J., Arcila-Pulgarín, J., Aristizábal-Loaiza, M., Montoya, E. C., Puerta-Quintero, G. I., & Oliveros-Tascón, C. E. (2008). *PROPIEDADES FÍSICAS Y FACTORES DE CONVERSIÓN DEL CAFÉ EN EL PROCESO DE BENEFICIO.* 8.
- Mora, M. (2022, septiembre 5). *MECAPEDIA • Deformación de ejes y árboles.*
http://www.mecapedia.uji.es/pages/deformacion_de_ejes_y_arboles.html
- Oliveros-Tascón, C. E., & Roa Mejía. (s. f.). *Coeficiente de fricción, ángulo de reposo y desidades aparentes de granos de café.* Recuperado 18 de agosto de 2022, de
<https://biblioteca.cenicafe.org/bitstream/10778/1050/1/arc036%2801%2922-38.pdf>
- PALAMATIC. (2020). *Transporte mecánico | Palamatic Process.* Palamatic Proces.
<https://www.palamaticprocess.es/equipos-industriales/sistema-transporte/transporte-mecanico>
- Pineda, C., Reyes, C., & Oseguera, F. (2017, junio 11). *Guia de CENICAFE para el beneficiado del café.* ISSUU.
https://issuu.com/revistaelcafetalero/docs/guia_beneficiado_cenicafe

Pinedo Ruvalcaba, P. M. (s. f.). *Unidad 5—Transportadores mecánicos y neumáticos—Operaciones Unitarias I A*. Recuperado 19 de mayo de 2020, de <https://sites.google.com/site/operacionesunitariasia/paulina-montserrat-pinedo-ruvalcaba/unidad-v-transportadores-mecanicos-y-neumaticos>

¿Qué es el esfuerzo cortante? | todos sus conceptos importantes | Frikis de Lambda. (s. f.). Lambda Geeks. Recuperado 13 de septiembre de 2022, de <https://es.labdageeks.com/shear-stress/>

Redacción Interempresas. (2015, marzo 3). *Transportadores tubulares de arrastre*. Canales sectoriales Interempresas. <https://www.interempresas.net/Quimica/Articulos/133968-Transportadores-tubulares-de-arrastre.html>

Salazar, V., José, F., Rosales, P., & Emilio, J. (2018). *CARACTERIZACIÓN DE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DEL DURALÓN*.

Silva Cueva, C. A. (2015). *Diseño y cálculo de una máquina para producir briquetas a partir de cascarilla de arroz* [Universidad Nacional de Loja]. <https://dspace.unl.edu.ec/bitstream/123456789/11838/1/Silva%20Cueva,%20C%3%A9sar%20Alfredo.pdf>

Transportador de arrastre de cable y discos tubular cerrado para transportar cuidadosamente materiales pulverulentos. (2015). 2.

TUBERÍA PVC SANITARIA 3"—Especificaciones Técnicas para Construcción de Viviendas. (s. f.). Recuperado 18 de julio de 2022, de <https://sites.google.com/a/correo.udistrital.edu.co/manualviviendas/3-especificaciones-de-materiales/tuberia-hidraulica-y-sanitaria/tuberia-sanitaria-de-3>

11. Anexos

Anexo 1. Factores de servicio para motores

Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos, fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.					
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: (Dunlop Argentina S.A, s. f.)

Anexo 2. Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares y estándar.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Nota: (Budynas & Nisbett, 2015)

Anexo 3. Entrevista

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

ENTREVISTA

Sr. Manuel romero

Propietario de la procesadora de Café INDERA

Reciba un cordial saludo. Con motivo de desarrollar mi trabajo de titulación con el tema: DISEÑO DE UN PROTOTIPO TRANSPORTADOR DE CAFÉ A GRANEL MEDIANTE UN SISTEMA DE ARRASTRE TUBULAR CERRADO, le solicito muy comedidamente y agradezco su colaboración, a la vez que pido me ayude contestando las siguientes preguntas, con respuestas fundamentadas en la verdad; ya que por medio de esta se obtendrá la información relevante para el diseño del transportador.

1. ¿Considera pertinente la implementación de un transportador para café, del sistema de arrastre tubular cerrado?

Si, puesto que actualmente se realiza el traslado de forma manual por el personal de la planta.

2. ¿Qué capacidad debería tener un transportador a implementarse dentro de sus instalaciones de procesamiento?

Debería poder transportar una cantidad de 25 kilogramos de café listo para tostar en un tiempo máximo de 3 minutos, esto debido a que es la capacidad de la tolva de la tostadora.

3. De las máquinas que posee dentro de sus instalaciones, ¿cuál es la que posee la mayor altura en su tolva de ingreso del producto respecto al nivel del piso?, ¿Cuál es esa altura?, y ¿Qué distancia se dispone horizontalmente para ubicar un transportador de ser el caso?

La máquina que posee la tolva de ingreso de producto a mayor altura dentro de las instalaciones es la tostadora, su tolva se ubica a 2.3 m desde el piso y se dispone con un espacio de 2 metros horizontalmente junto a la tostadora.

Anexo 4. Actividad: Determinación de la potencia.

DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA NECESARIA PARA EL AVANCE DEL DISCO DENTRO DE LA TUBERÍA DE 2, 3 Y 4 PULGADAS.

INTRODUCCIÓN

Se realizó la presente actividad para determinar la potencia necesaria para provocar el avance o movimiento de un disco dentro de la tubería; para lo cual se hace consideraciones del peso montado en el disco y la velocidad del mismo. Se hizo con diferentes pesos y en tuberías de 3 diámetros diferentes, como son: 2, 3 y 4 pulgadas.

OBJETIVO

Determinar empíricamente la fuerza mínima que se debe aplicar para que los discos tengan una velocidad adecuada en el desplazamiento.

MATERIALES

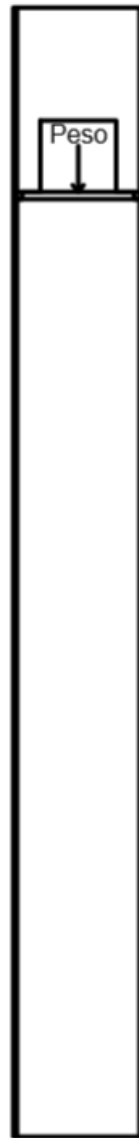
- Bascula de muelle portátil de 5 kg
- Tubo de diámetro 2 pulgadas y longitud 1,4 m
- Tubo de diámetro 3 pulgadas y longitud 1,4 m
- Tubo de diámetro 4 pulgadas y longitud 1,4 m
- Arena.
- Cronómetro digital.
- Discos
- Fundas plásticas.
- Materiales de oficina

PROCEDIMIENTO

El ensayo se realizó haciendo diferentes pruebas, para lo cual se inició con una masa de 100 gramos y se fue aumentando primeramente 100 gramos hasta observar ligeros movimientos en el disco; a partir de esto las siguientes pruebas se realizaron con una variación de 50 gramos entre cada una; a la vez se fueron tomando datos de la velocidad alcanzada en cada una de las pruebas. Se realizó para cada uno de los tubos, para lo cual se procedió de la siguiente manera:

- Realizar diferentes muestras de masa de 50 y 100 gramos, para lo cual se empacó en fundas plásticas procurando la máxima compactación posible de la arena
- Colocar cada uno de los tubos de manera vertical y poner dentro de cada uno el disco respectivo, mismo que en su alrededor perimetral fue forrado por esponja. Cada disco se colocó a 40 cm de la superficie superior del tubo.

- Colocar las muestras de masa sobre los discos y tomar el tiempo transcurrido hasta que el disco llegue a la parte inferior del tubo. A continuación, en la figura se puede observar un diagrama representativo de la forma en que está colocada el peso sobre el disco en el tubo.



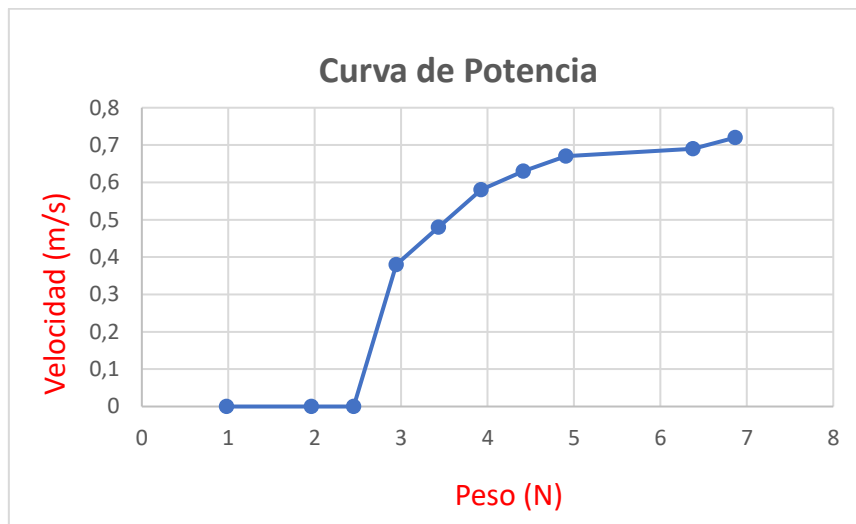
RESULTADOS

- De los ensayos realizados se obtuvo el peso mínimo para mover el disco y su tiempo respectivo para llegar a la parte inferior del tubo, consecuentemente se pudo calcular la velocidad y la potencia.

En la tabla siguiente se observan los datos obtenidos en los ensayos en la tubería de 2 pulgadas.

Masa (gramos)	Peso (N)	Distancia (m)	Tiempo Tub 2" (s)	Velocidad (m/s)	Potencia (w)
100	0,981	1	0	0,00	0,00
200	1,962	1	0	0,00	0,00
250	2,4525	1	0	0,00	0,00
300	2,943	1	2,61	0,38	1,13
350	3,4335	1	2,07	0,48	1,66
400	3,924	1	1,72	0,58	2,28
450	4,4145	1	1,59	0,63	2,78
500	4,905	1	1,5	0,67	3,27
650	6,3765	1	1,44	0,69	4,43
700	6,867	1	1,39	0,72	4,94

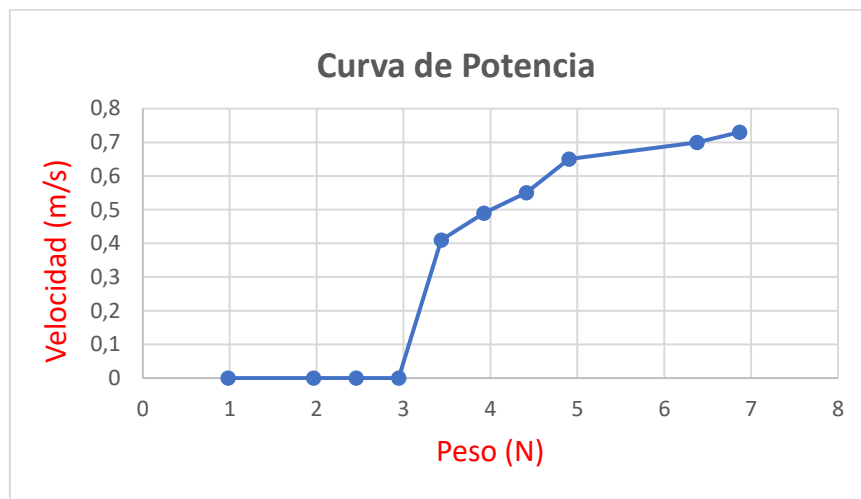
En el siguiente gráfico se muestra la curva de potencia generada con los datos obtenidos con los ensayos realizados en la tubería de dos pulgadas.



A continuación, en la tabla siguiente se observa los datos obtenidos en los ensayos en la tubería de 3 pulgadas.

Masa (gramos)	Peso (N)	Distancia (m)	Tiempo Tub 3" (s)	Velocidad (m/s)	Potencia (w)
100	0,981	1	0	0,00	0,00
200	1,962	1	0	0,00	0,00
250	2,4525	1	0	0,00	0,00
300	2,943	1	0	0,00	0,00
350	3,4335	1	2,46	0,41	1,40
400	3,924	1	2,06	0,49	1,90
450	4,4145	1	1,83	0,55	2,41
500	4,905	1	1,55	0,65	3,16
650	6,3765	1	1,42	0,70	4,49
700	6,867	1	1,37	0,73	5,01

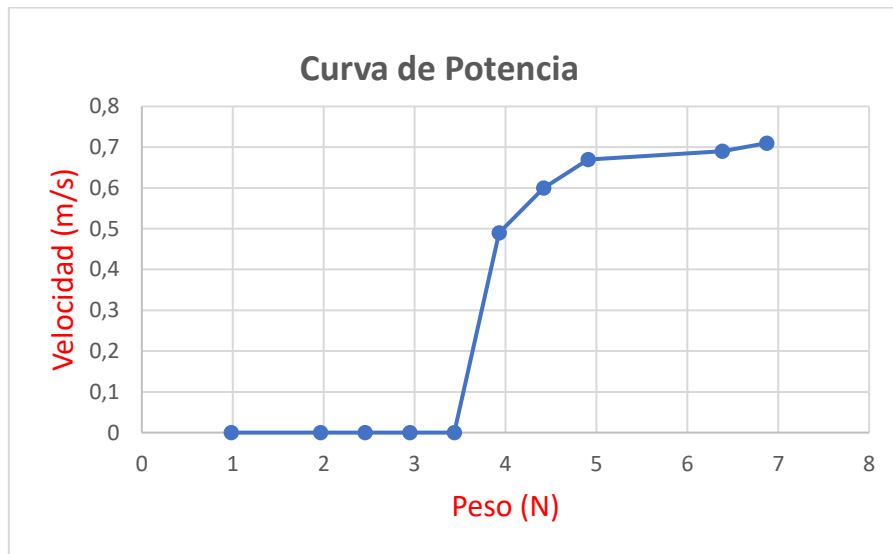
En el siguiente gráfico se muestra la curva de potencia generada con los datos obtenidos con los ensayos realizados en la tubería de tres pulgadas.



Finalmente, en la tabla siguiente se muestran los datos obtenidos en los ensayos en la tubería de 4 pulgadas.

Masa (gramos)	Peso (N)	Distancia (m)	Tiempo Tub 4" (s)	Velocidad (m/s)	Potencia (w)
100	0,982	1	0	0,00	0,00
200	1,964	1	0	0,00	0,00
250	2,455	1	0	0,00	0,00
300	2,946	1	0	0,00	0,00
350	3,437	1	0	0,00	0,00
400	3,928	1	2,03	0,49	1,93
450	4,419	1	1,67	0,60	2,65
500	4,91	1	1,49	0,67	3,30
650	6,383	1	1,44	0,69	4,43
700	6,874	1	1,41	0,71	4,88

En el siguiente gráfico se muestra la curva de potencia generada con los datos obtenidos con los ensayos realizados en la tubería de cuatro pulgadas.



CONCLUSIÓN

Mediante el ensayo se pudo determinar que la potencia mínima requerida para mover un disco dentro de la tubería de 2 pulgadas es de 1,13w; en una tubería de 3 pulgadas la potencia mínima es de 1,40w; y, la potencia mínima requerida para mover un disco en una tubería de 4 pulgadas es de 1,93w.

Fotografías obtenidas en el desarrollo de la actividad:

Vista de los discos dentro de los tubos



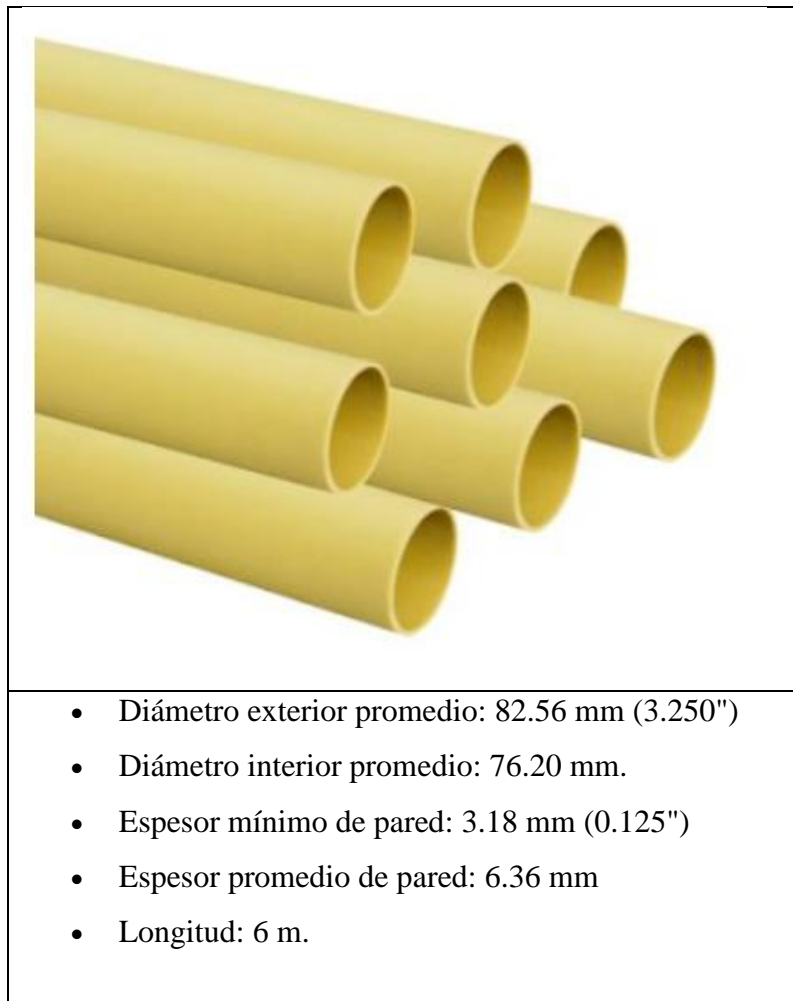
Muestra del peso sobre el disco



Pesaje de muestras



Anexo 5. Especificaciones técnicas de tubería PVC 3"



Fuente: (TUBERÍA PVC SANITARIA 3" - Especificaciones Técnicas para Construcción de Viviendas, s. f.)

Anexo 6. Actividad: Relación de diámetros de discos y distancias entre sí, y porcentajes de relleno.

**DETERMINACIÓN DE LA RELACIÓN ENTRE DIÁMETRO DE TUBERÍA Y
DISTANCIA ENTRE DISCOS, Y PORCENTAJE DE RELLENO DEL ESPACIO
ENTRE DISCOS EN TUBERÍAS COMERCIALES.**

INTRODUCCIÓN

Se realizó la presente actividad para determinar la relación entre el diámetro de tubería y distancia entre discos, y porcentaje de relleno del espacio entre discos en tubería con diámetros comerciales; para lo cual se toma en consideración imágenes tomadas del catálogo de Cablevey Conveyors, y mediante el software WebPlotDigitizer se extrajo datos de longitud y área en unidades de medida, esto en tuberías de 2, 4 y 6 pulgadas.

OBJETIVO

Determinar la relación entre el diámetro de tubería y distancia entre discos, y porcentaje de relleno del espacio entre discos en tuberías con diámetros comerciales.

MATERIALES

- Catálogo de transportadores de Cablevey Conveyors
- Software WebPlotDigitizer
- Paquete de Microsoft Office

PROCEDIMIENTO

Del catálogo de Cablevey Conveyors se tomó una imagen en donde se puede visualizar una sección de la tubería de 2, 4 y 6 pulgadas de los transportadores.

En el software WebPlotDigitizer se cargó la imagen y se procede a tomar medidas tanto de altura y de base, así mismo, se tomó medidas del área total entre discos y el área total rellena con el material transportado.

Con los datos obtenidos se calculó la relación entre el diámetro de tubería y distancia entre discos, y porcentaje de relleno del espacio entre discos en tuberías de 2, 4 y 6 pulgadas.

RESULTADOS

	Tub 2 in	Tub 4 in	Tub 6 in
Unidades de Altura	44,4	132,0	127,5
Unidades de base	42,2	81,0	122,1
Unidades de área total	1862,4	10448,4	15357,4
Unidades de área ocupada	922,4	6149,4	11983,9
Relación altura/base	1,1	1,6	1,0
% Área de relleno	49,5	58,9	78,0

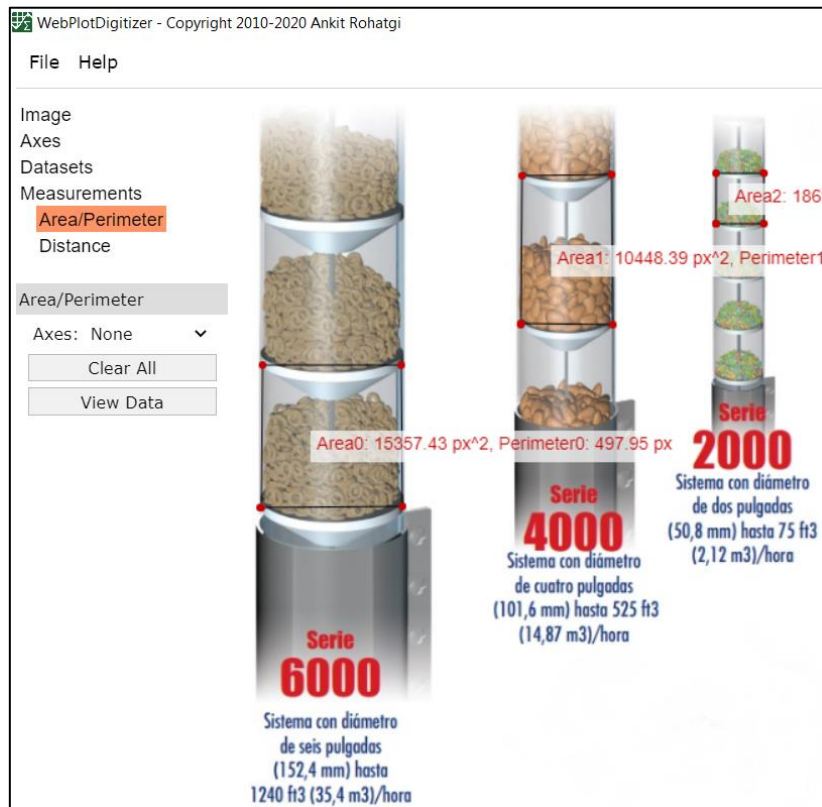
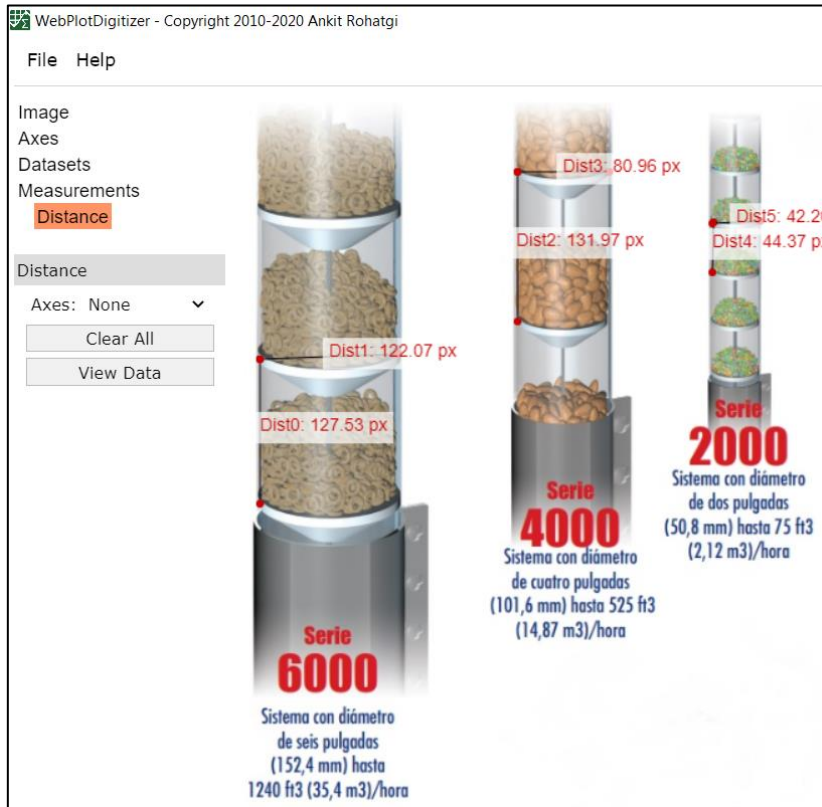
De acuerdo a los datos obtenidos, se observa que la relación entre la distancia de discos y el diámetro interior de la tubería es mayor en una tubería de 4 pulgadas y menor en una tubería de 6 pulgadas; así mismo, se puede ver que el porcentaje de relleno menor es en una tubería de 2 pulgadas y mayor en una tubería de 6 pulgadas.

CONCLUSIÓN

Mediante la actividad se puede concluir que:

- La relación altura/base es mínima en tuberías de 2 y 6 pulgadas, sin embargo, en la tubería de 4 pulgadas se puede evidenciar que es mayor, siendo esta de 1,6.
- Hay tendencia a que el volumen de relleno entre discos sea mayor en tuberías de mayor diámetro, siendo de 49,5 % en tuberías de 2 pulgadas y 78 % en tuberías de 6 pulgadas.

Fotografías obtenidas en el desarrollo de la actividad



WebPlotDigitizer - Copyright 2010-2020 Ankit Rohatgi

File Help

Image
 Axes
 Datasets
 Measurements
 Area/Perimeter
 Distance

Area/Perimeter
 Axes: None
 Clear All
 View Data

Area0: 15357.43 px², Perimeter0: 497.05 px
 Area3: 11983.89 px², Perimeter3: 441.41 px

Area1: 10448.39 px², Perimeter1: 4
 Area4: 6149.37 px², Perimeter4: 31

Area0: 1888.4
 Area5: 922.40

Serie 6000
 Sistema con diámetro de seis pulgadas (152,4 mm) hasta 1240 ft³ (35,4 m³)/hora

Serie 4000
 Sistema con diámetro de cuatro pulgadas (101,6 mm) hasta 525 ft³ (14,87 m³)/hora

Serie 2000
 Sistema con diámetro de dos pulgadas (50,8 mm) hasta 75 ft³ (2,12 m³)/hora

Anexo 7. Serie de módulos (m) normalizados para engranajes

SERIE DE MÓDULOS NORMALIZADOS							
Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.
0,30	0,942	2,50	7,854	8	25,133	27	84,823
0,40	1,257	2,75	8,639	9	28,274	30	94,248
0,50	1,571	3,00	9,425	10	31,416	33	103,673
0,60	1,885	3,25	10,210	11	34,558	36	113,097
0,70	2,199	3,50	10,996	12	37,699	39	122,522
0,80	2,513	3,75	11,781	13	40,841	42	131,947+
0,90	2,827	4,00	12,566	14	43,982	45	141,372
1,00	3,142	4,50	14,137	15	47,124	50	157,080
1,25	3,927	5,00	15,708	16	50,265	55	172,788
1,50	4,712	5,50	17,279	18	56,549	60	188,496
1,75	5,498	6,00	18,850	20	62,832	65	204,204
2,00	6,283	6,50	20,420	22	69,115	70	219,912
2,25	7,069	7,00	21,991	24	75,398	75	235,619

Fuente:(«Engranajes cilíndricos», 2012)

Anexo 8. Descripción de motores y motorreductores

ITEM	MODELO	TIPO	MARCA	POTENCIA HP	BRIDA/ EJE	FRAME DE MOTOR	RELACION DE TRANSMISION	RPM
1	MR3150 UC2A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	63,24	27
2	MR3151 UC2A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	57,1	30
3	MR3150 UC2A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	57,1	30
4	MR3140 PC1A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	24,4	70
5	MR2140 PC1A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	16,2	105
6	MR2140 PC1A	COAXIAL	ROSSI	0,5	B5/14- 160	71	11,76	145
6	MR3180 UC2A	COAXIAL	ROSSI	1	B5/19- 200	80	101,09	17

Fuente: (BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL, 2019)

Anexo 9. Datos de rodamientos de bolas con diámetro interior de 40 mm.

Eje	Dimensiones			Capacidad de carga		Denominación abreviada
	d mm	D	B	dyn. C kN	stat. C ₀	Rodamiento FAG
40	40	68	9	13,2	10,2	16008
	40	68	15	16,6	11,6	6008
	40	68	15	16,6	11,6	S6008.W203B
	40	68	15	16,6	11,6	6008.2ZR
	40	68	15	16,6	11,6	6008.2RSR

Fuente: extraído del catálogo de Rodamientos FAG (Fag, s. f.)

Anexo 10. Tabla para determinar factores de seguridad usando el Método de Pugsley.

Tabla 1.1 Características de factor de seguridad A, B y C.

Característica ^a		B =				
		mb	b	r	p	
A = mb	C =	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C =	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C =	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C =	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

^a mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
 A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
 B = control sobre la carga aplicada a la parte.
 C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Tabla 1.2 Características del factor de seguridad D y E.

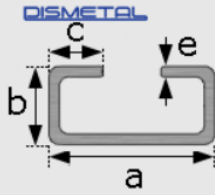
Característica ^a		D =			
		ns	s	ms	
E =	C =	ns	1.0	1.2	1.4
		s	1.0	1.3	1.5
		ms	1.2	1.4	1.6

^a ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
 D = peligro para el personal.
 E = impacto económico.

Anexo 11. Acero estructural con perfil G-correa.

DIMENSIONES				LARGO	PESO
a	b	c	e	mm	kg/6m
mm	mm	mm	mm		
60	30	10	1.5	6000	9.19
			2.00	6000	11.95
			3.00	6000	16.99
80	40	15	1.50	6000	12.58
			2.00	6000	16.68
			3.00	6000	24.06
100	50	15	1.50	6000	15.55
			2.00	6000	20.43
			3.00	6000	29.71
			25	4.00	6000

OTRAS CALIDADES: PREVIA CONSULTA
LARGO NORMAL: 6.00m
OTROS LARGOS: PREVIA CONSULTA
ACABADOS: NATURAL
OTROS ACABADOS: PREVIA CONSULTA



Fuente: (Dismetel, s. f.)

Anexo 12. Planos mecánicos del diseño

Los planos mecánicos del diseño, tanto el conjunto y el despiece se encuentran en el CD #01.

Anexo 13. Certificado de traducción de resumen

CERTIFICADO DE TRADUCCIÓN DE RESUMEN

Ing. Pio Oswaldo Palacios Jiménez con certificación C2 en el idioma inglés.

CERTIFICA:

Que la traducción al idioma inglés del resumen del trabajo de titulación denominado **“Diseño de un prototipo transportador de café a granel mediante un sistema de arrastre tubular cerrado”**, correspondiente al señor egresado: Segundo Arturo Alvarez Lino, con cédula de identidad 1105241739, ha sido revisado y supervisado según se me ha solicitado, por lo cual cumple con la correcta traducción al idioma inglés.

Esto es lo que puedo mencionar y certificar en honor a la verdad para fines pertinentes.

Loja, 22 de septiembre de 2022



Firmado electrónicamente por:
**PIO OSWALDO
PALACIOS JIMENEZ**

Ing. Pio Oswaldo Palacios Jiménez