

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**OPTIMIZACIÓN DEL TRANSPORTE DE CAFÉ PERGAMINO DE LA
BODEGA A LA PLANTA DE TRANSFORMACIÓN EMPLEANDO UN
TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE CANAL**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

**PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA POR**

**ENRIQUE ELEAZAR CHÁVEZ LÓPEZ
ASESORADO POR: ING. CARLOS ANIBAL CHICOJAY COLOMA
AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE
INGENIRO MECÁNICO INDUSTRIAL**

GUATEMALA AGOSTO DE 2004

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	IV
LISTA DE SÍMBOLOS	V
GLOSARIO	VII
RESUMEN	VIII
OBJETIVOS	X
INTRODUCCIÓN	XI
1. MARCO TEÓRICO	
1.1. Beneficios de café seco	1
1.1.1. Generalidades	2
1.2. Transportadores helicoidales	6
1.2.1. Tipos de transportadores	6
1.2.1.1. Tipo, según la posición del transportador	7
1.2.1.2. Tipo, según la aplicación, considerando el tornillo helicoidal	8
1.2.2. Características generales	10
1.2.3. Aplicaciones.	11
1.2.4. Materiales empleados en su fabricación.	12
2. ACTUAL ESTADO	
2.1. Descripción general de la planta	15

2.2.	Descripción del transporte de café pergamino a la planta	19
2.3.	Costos de transporte en los que se incurre actualmente	20
3.	DISEÑO DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE CANAL	
3.1.	Obtención de la capacidad del transportador	21
3.2.	Diseño del helicoidal	22
3.2.1.	Velocidad	22
3.2.2.	Diámetro del helicoidal	23
3.2.3.	Longitud	23
3.3	Diseño del canal del helicoidal	24
3.4	Sistema motriz del transportador	25
3.4.1.	Cálculo de fajas	27
3.4.2.	Cálculo de sprocket	32
3.4.3.	Análisis del contra-eje para obtener diámetro	
3.4.4.	Determinación del diámetro del eje(flecha), que lleva la tracción al helicoidal y su árbol	
3.4.5.	Cálculo de diámetro del árbol de soporte del helicoidal	
3.4	Sistema de cargadores para evitar flexión y acople entre secciones del transportador	38
3.5	Diseño de tolvas de recibo y salida del café	40
4.	EVALUACIÓN ECONÓMICA QUE JUSTIFIQUE EL CAMBIO DE MEDIOS DE TRANSPORTE DEL CAFÉ PERGAMINO A LA PLANTA	
4.1	Flujo de efectivo	41
4.2	Evaluación económica	43
4.2.1.	Valor Presente Neto	43
4.2.2.	Costo Anual Uniformemente Equivalente	44
4.2.3.	Tasa Interna de Retorno	44

5.	CONTROL DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL	
5.1.	Procedimiento de operación del transportador	47
5.2.	Aspectos y elementos que debe controlar el operario	48
5.3.	Mantenimiento del transportador	49
5.3.1.	Mantenimiento preventivo	49
	CONCLUSIONES	51
	RECOMENDACIONES	53
	BIBLIOGRAFÍA	54
	APÉNDICES	55
	ANEXOS	68

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1	Café pergamino	2
2	Ubicación del beneficio de café seco en el proceso general del café	4
3	Diagrama de proceso típico de un beneficio de café seco	5
4	Tipo de helicoidal, según el tornillo	8
5	Diagrama de proceso de café oro	7
6	Diagrama de distribución en planta	18

LISTADO DE SÍMBOLOS

r.p.m., n	Revoluciones por minuto
d	Diámetro menor, diámetro interno
D	Diámetro mayor, diámetro externo
ϕ	Número de dientes del sprocket
ϕ_s	Ángulo de contacto menor
Cs	Coefficiente de servicio
fs	Coefficiente de seguridad
c	Distancia mínima entre centros
r	Kilorevoluciones por minuto
Ψ	Mitad del ángulo de contacto menor
Lp	Longitud de paso
Hr	Potencia teórica
Hr'	Potencia teórica corregida por factores
V	Velocidad tangencial
T	Tensión
Fs	Fuerza ejercida por sprocket
F	Fuerza
Hp	Potencia, caballo de fuerza
N	Número máximo de fuerza
L	Longitud del perímetro de faja
mm	Milímetros
qq	quintales
hr	Hora
e	Espesor

F_p	Fuerza de polea
W_p	Peso de polea
S_{yp}	Resistencia a la fluencia
S_{ut}	Resistencia a la tracción
S_{smax}	Máxima tensión cortante
M_{av}	Momento flector cortante
T_{av}	Momento torsor cortante
S_e	Tensión de limite de fatiga
M_r	Momento flector máximo
T_r	Momento torsor máximo
K_1, K_2	Factores que corrigen la potencia en el diseño de cadena

GLOSARIO

Bazooka	Es el ducto cilíndrico, cuyo diámetro es menor al largo, dentro del cual está alojado el helicoidal y su eje de soporte.
Beneficio	Es el centro de acopio del café en pergamino para procesarlo a café oro y, pasar a proceso industrial.
Cangilones	Es la vasija de metal, plástico, que está fijado a una faja, movido por el elevador, y lleva el producto.
Catadora	Es la examinadora o clasificadora del grano de café por densidad, que elimina granos que no tienen un peso normal.
Elevador	Es el conjunto de mecanismo que mueve a una faja al que se tiene fijado cangilones, y sirve para elevar el producto.
Helicoidal	Es la superficie alabeada y arrollada a un eje, formando una espiral, que tiene un mismo ángulo.
Retrilla	Es la máquina que remueve el pergamino al café, convirtiéndolo a café oro, esto por efecto fricción.
Tasa de descuento	Llamada tasa de interés o de préstamo, es la que permite mover el dinero en el tiempo (ej. valor presente).

RESUMEN

Se desarrolla la generalidad, en lo que se refiere a los beneficios de café seco, su proceso, ubicación en el proceso general del café, y los aspectos relevantes necesarios que se deben considerar para el uso de los transportadores helicoidales como medios de transporte: tipos, aplicaciones y material que lo constituye.

La descripción del transporte actual del café, en el beneficio donde se realizó, específicamente la evaluación presente, se emplea buena cantidad de mano de obra y métodos no eficientes, el cual se considera comparativamente respecto a la propuesta de usar transportador helicoidal. Se presenta un análisis de la situación de la planta con diagrama de procesos y distribución de la planta, para obtener los costos en que se incurren en el transporte del café pergamino a la planta de procesamiento a café oro.

Se presenta el diseño propio del transportador helicoidal considerando las especificaciones generales que se emplean en los beneficios de café seco, y se parte de la capacidad de la retrilla.

Teniendo la capacidad de producción, se realizan los cálculos que permiten fabricar un transportador, dentro de los cuales están: esfuerzos de torsión, diámetros, velocidades, sistema motriz, ejes, tipo

de soportes de los ejes largos, y el diseño propio del diámetro del helicoidal.

En los últimos apartados, se evalúa económicamente la viabilidad del cambio de la forma de transporte actual, al propuesto con transportador helicoidal, según los criterios de valor actual neto(VAN), costo anual uniformemente equivalente(CAUE) y tasa interna de retorno(TIR). Se finaliza con desarrollo de procedimientos de manejo y control óptimo del transportador, con mantenimiento adecuado, para permitir mayor durabilidad intertemporal.

OBJETIVOS

General

Sustituir los medios actuales del transporte de café pergamino desde las bodegas de almacenaje, a la planta de procesamiento a café oro, utilizando un transportador helicoidal de canal, que permita la optimización de esta actividad.

Específicos

1. Presentar la utilidad y versatilidad de los transportadores helicoidales, para aplicarlos o utilizarlos en los proceso de movimiento de café en los beneficios secos de este último.
2. Evaluar económicamente la viabilidad de sustituir el sistema actual de transporte, por la propuesta.
3. Establecer un mecanismo, que permita sustituir mano de obra, a fin de optimizar el proceso de transporte.
4. Diseñar el transportador helicoidal de canal, con base en lo que requiere el proceso en el cual se utilizará.
5. Ser una base de consideración a las personas que toman decisiones financieras, al realizar cambios en el proceso de los beneficios de café seco.

6. Establecer los medios y formas para el control del transportador, que permita su buen funcionamiento.

INTRODUCCIÓN

La optimización en los procesos es importante para la determinación de la competitividad de las empresas en su interacción con el mercado, y como este es un aspecto endógeno a la empresa, esto le permite actuar y valerse de ella para mejorar su rentabilidad, su valor ante sus clientes y su posición mercantil. Por eso debe buscar la mejora en todos los procesos que componen su actividad productiva y llevarlos a la reducción de costos, que permita la optimización, sin comprometer la calidad del producto final.

Se sabe de la problemática por la que ha atravesado la producción del café en Guatemala, que ha sido provocado principalmente por la competitividad dentro de los mercados internacionales, respecto a precios, y atendiendo a estos, que no llegan a cubrir los costos en que se incurren en su producción como producto primario, ha tenido efectos devastadores para los productores, especialmente en la situación macroeconómica del país.

Los beneficios de café seco se encuentran dentro del proceso general de transformación del café a producto primario final, o materia prima para su procesamiento industrial, que dan un agregado al costo final de venta del café en los mercados de productos primarios.

Por ese motivo, hay que mejorar su rentabilidad y reducir los costos de su propio proceso, o que sea más competitivo con sus precios en el cobro de su actividad en la transformación del café para su venta dentro de los procesos industriales.

El transporte del café, en los beneficios de café seco, se realiza aún utilizando mucha mano de obra, o medios tradicionales, que no se optimizan con una técnica mecánica, por lo que se busca mejorar esta parte de su proceso, que es importante en sus costos totales, y elevar su competitividad en precios.

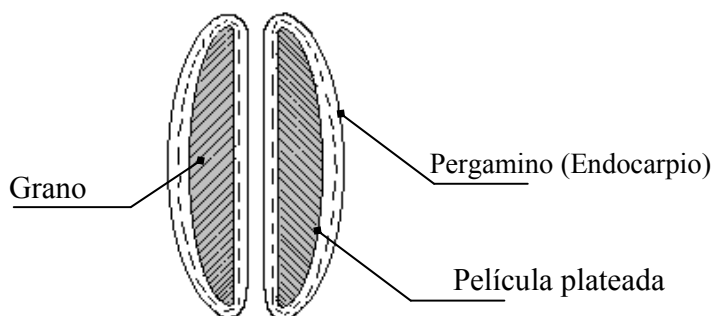
1. MARCO TEÓRICO

1.1. Beneficios de café seco

En esencia, un beneficio de café seco consiste en la transformación del café pergamino a café oro, esto es, eliminarle el endocarpio (pergamino) y pulir (no necesariamente, según la exigencia) el grano de su película plateada, (ver figura 1), para su posterior envío al mercado nacional o internacional y ser procesado industrialmente.

Estos beneficios son centros de acopio de café pergamino, que se obtiene de los beneficios de café húmedo, de donde son procesados desde su estado de café maduro, hasta eliminarle los recubrimientos anteriores al pergamino (endocarpio), esto es, la pulpa (pericarpio), mucílago (mesocarpio) y el embrión, y ser secado por diferentes medios, hasta obtener el café pergamino. Este último es transformado a café oro.

Figura 1. Café pergamino (café seco)



1.1.1. Generalidades

Los beneficios de café seco, por tener la característica de centro de acopio, generalmente son empresas maquiladoras, que dan servicio a compañías exportadoras, productor-exportador o tostadores nacionales, pues en vista de que la inversión es alta para las instalaciones de un benéfico de esta naturaleza, normalmente el productor-exportador no tiene la capacidad o la disposición de instalar uno para uso propio.

Estos beneficios tienen importancia en el proceso de preparación del café, previamente a ser procesado industrialmente, ya sea nacional o para exportación. Esto conlleva riesgos y responsabilidades, atendiendo a que cada lote de café se trabaja sujeto a una preparación (las preparaciones comunes en el mercado son: americana, europea, japonés, gourmet), que es exigida por el comprador.

Los beneficios de café seco, tienen un proceso continuo para el retriado del café hasta su selección final, por lo que utiliza maquinaria especial como prelimpiadoras, sistemas de transporte del café, retrilla, que es la esencial, pues realiza el descascarado del pergamino adherido al grano de café, zarandas, catadoras, máquinas y medios de selección del grano, como, áreas y recipientes de almacenaje, etc. Por las características de la maquinaria que se emplea en estos beneficios, se requiere de operarios capacitados en cuanto al manejo y su mantenimiento, concebido también al cuidado o calibración que debe tenerse con la maquinaria en la transformación (según preparaciones) a

café oro, que se obtiene en esta unidad del proceso general del café al consumo final.

Como parte del proceso, en el beneficio seco, la calidad rige en esta unidad, pues aún pueden ser variadas las características del café deseado, por fallos o desajustes en la maquinaria, también por circunstancias en el transporte o almacenaje del café pergamino u oro; por eso el producto requiere de cuidados en su manipulación, desde su recepción hasta la entrega del café oro.

Figura 2. Ubicación del beneficio de café seco en el proceso general del café

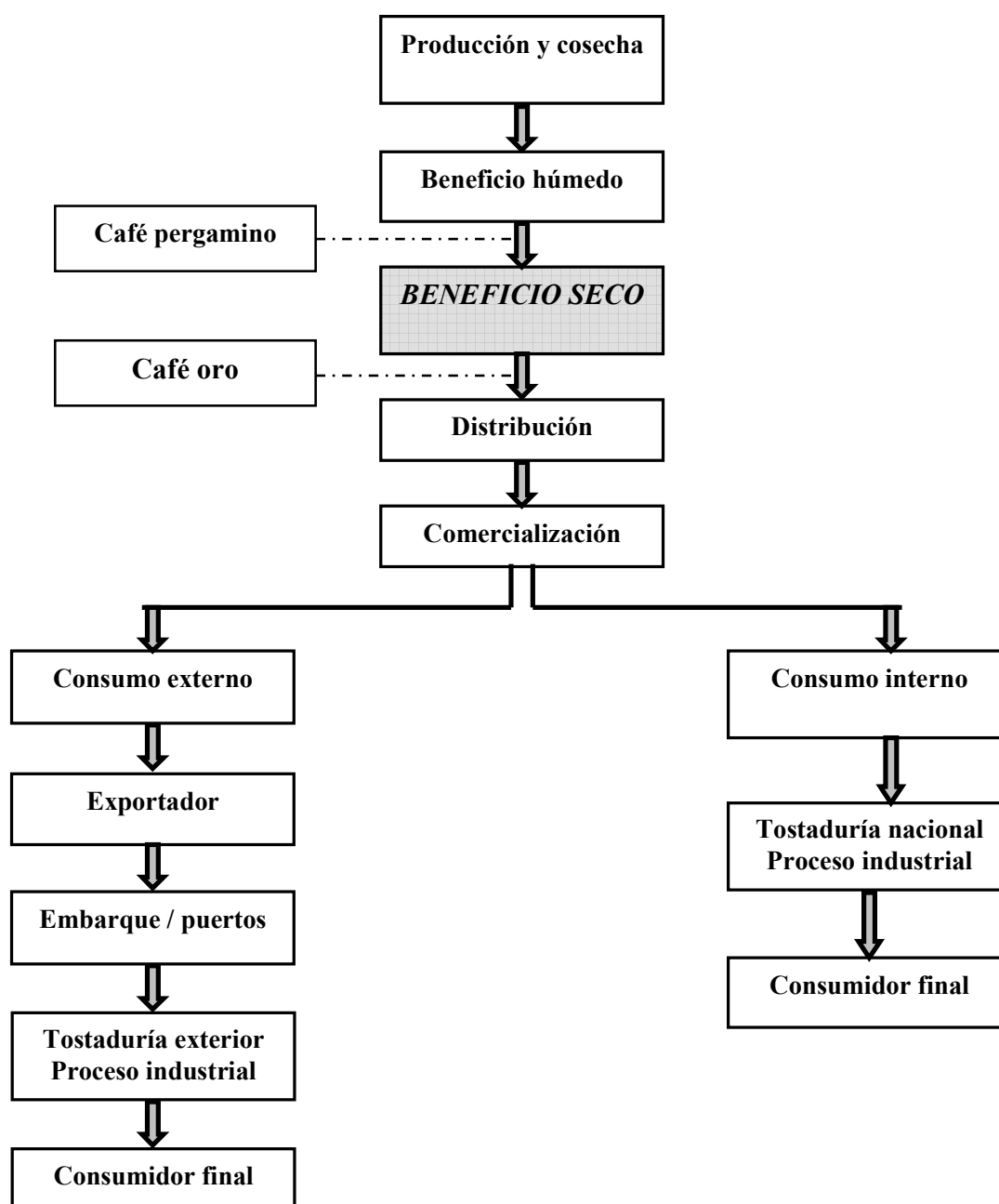
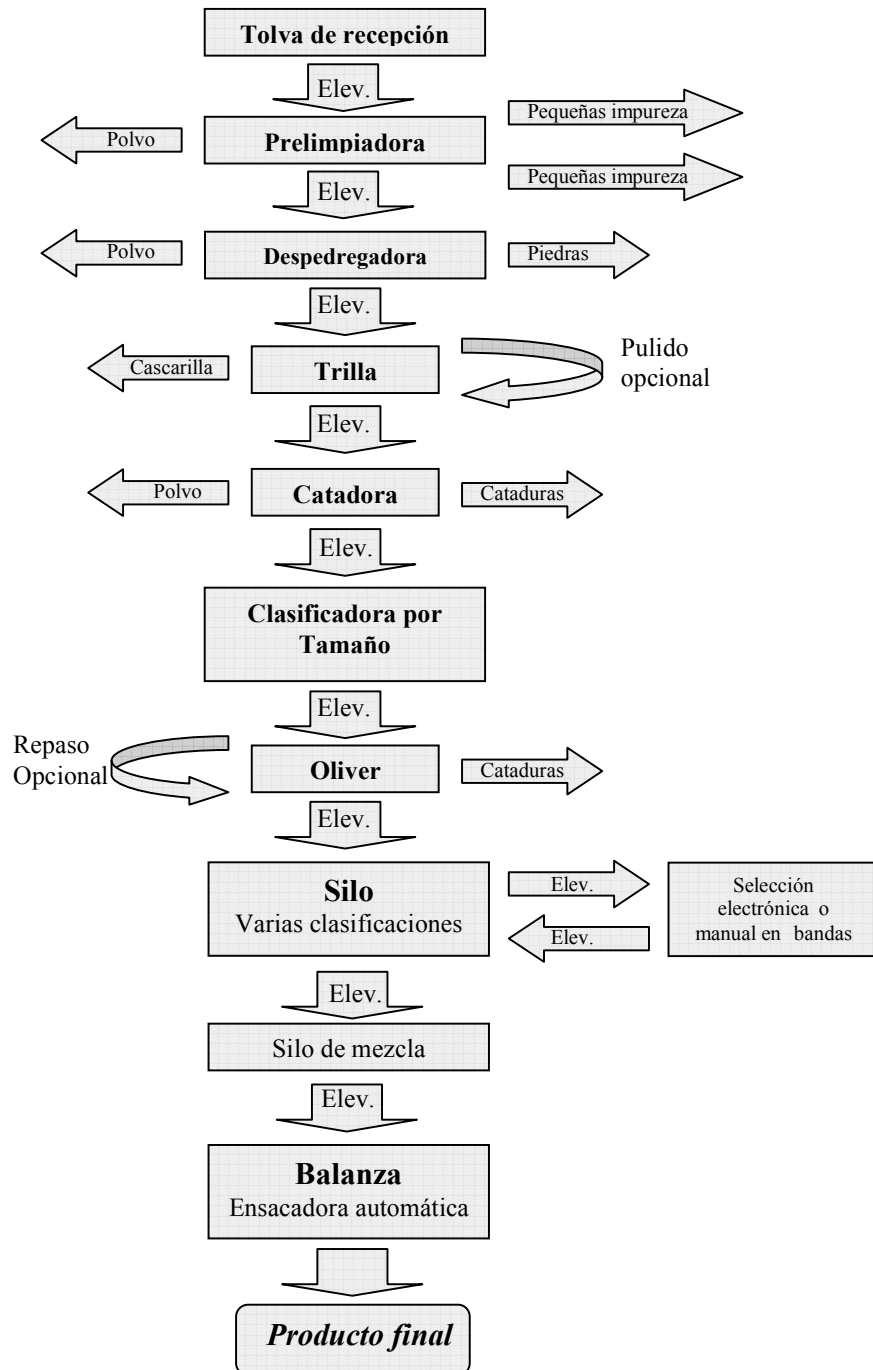


Figura 3. Proceso típico de un beneficio de café seco



1.2. Transportadores helicoidales

El transportador helicoidal consta de un tornillo helicoidal que operan o giran dentro de un ducto o canal, a fin de llevar material de un punto a otro. El transportador helicoidal está hecho en longitudes cortas, regulares o largas y los hay en sentido derecho o izquierdo, en lo que se refiere al giro, como lo demande alguna aplicación.

El llenado de material al transportador debe ser controlado y de relación bastante uniforme.

Los transportadores helicoidales son satisfactorios para movilizar una amplia variedad de tamaño de material.

Dentro de los transportadores, el material debe fluir libremente. Los materiales que fluyen lentamente por sus características pueden requerir el uso de un mecanismo auxiliar, para mantener el flujo y el transportador con material.

1.2.1. Tipos de transportadores

Existen varios tipos de transportadores, según su posición y su aplicación, que determina el tipo de helicoidal de uso en el transportador; a continuación, se presentan algunos:

1.2.1.1. Tipo según la posición del transportador

Vertical: en este caso, se usa un transportador de ducto tubular, que se conoce como tipo bazooka. Se tienen los mismo componentes, y para evitar el regreso del material al subirlo se confina el helicoidal propiamente dicho dentro de un tubo o cilindro, que debe ajustarse al diámetro requerido del helicoidal con la holgura necesaria para evitar el retorno del material que se va a transportar.

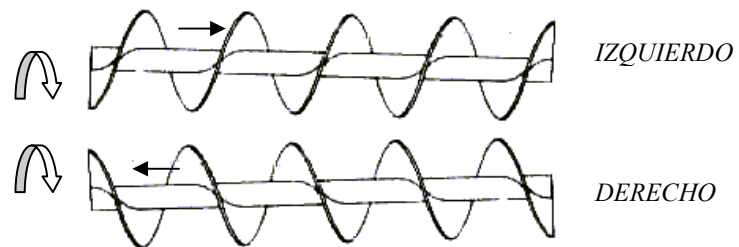
Horizontal: se utiliza un transportador con ducto de canal, que es lo más ordinario, en el transporte de sólidos. Atendiendo a las características del transportador tipo bazooka o de ducto tubular de transportar materiales viscosos o líquidos, tiene utilidad como mezclador al mismo tiempo, y por esa razón también se emplea para posiciones horizontales.

Para transportadores con inclinación entre 0 y 30 grados de inclinación, se puede emplear como ducto un canal, siempre que resulte útil (puede variar según el material que se transporte); para inclinación entre 30 y 90 grados, se debe emplear ya un transportador tipo bazooka (ducto cilíndrico), así también, este último se utiliza para todo grado de inclinación por su mayor versatilidad en el transporte de materiales de diferentes características.

1.2.1.2. Tipo, según la aplicación, considerando el tornillo helicoidal

Figura 4.

‡ Helicoidal derecho o izquierdo



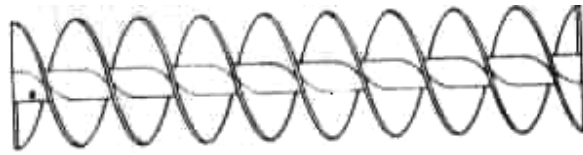
‡ De paso estándar



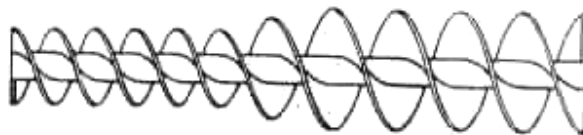
‡ De paso variable



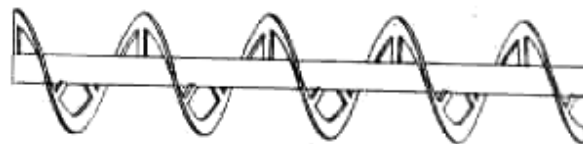
‡ De doble helicoidal



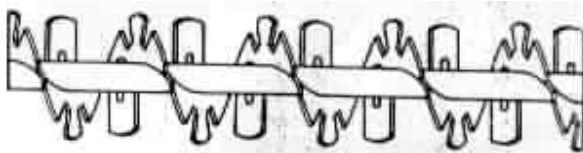
‡ De helicoidal con diámetro variado



‡ Con helicoidal de cinta



‡ Con helicoidal de cinta, cortante y con paletas para mezclar.



Fuente: LINK BELT, Manual de ensamblaje del usuario. Pág. 30

1.2.2. Características generales

Los transportadores helicoidales, cuya finalidad básica es el movimiento de material de un lugar a otro, se utiliza un tornillo helicoidal dentro de un ducto, y también se emplean como medios de llenado de diversos recipientes, por la facilidad de controlar su nivel de flujo; tiene mucha utilidad en los materiales sólidos y de características granular, sin restringirse únicamente a éstos.

Requieren de una entrada del material que lleva generalmente el mecanismo de control de flujo, y una de salida; se les denominan tolvas (de entrada y salida), además, posee su ducto que puede ser tipo canal o cilíndrico, dentro del cual está confinado el tornillo helicoidal sobre su eje, que al mismo tiempo, en uno de sus extremos, se acopla al sistema motriz que permite el giro del tornillo; el sistema motriz regularmente se monta sobre una de las tapaderas del extremo del transportador, donde se tiene el eje de acoplamiento sobre rodamientos. La selección del extremo que se va a ubicar en el sistema motriz dependerá de la conveniencia de la aplicación o el área donde se ubicará el transportador.

Como medio motriz del movimiento, se puede usar motor eléctrico, que es el más común, sea trifásico o monofásico, pero también se usan motores de combustión interna, etc.

Tomando en consideración la longitud del helicoidal del transportador, el diámetro y el material empleado en su construcción, se requiere el uso de soportes colgantes o centradores del tornillo helicoidal, a fin de evitar su flexión y su mejor centrado, respecto al ducto que lo contiene, y que no dañe a este último por rozamiento entre ambos.

1.2.4. Aplicaciones

Este transportador helicoidal, por su construcción compacta, es en esencia utilizada para el transporte de materiales a granel, así como llenadoras o mezcladores.

Regularmente los transportadores helicoidales son a menudo combinados con llenadoras helicoidales, pues ambos son esencialmente medios de transporte.

Su aplicación es variada, entre las cuales están:

- ‡ Movimiento de cereales
- ‡ Transporte de sales
- ‡ Transporte de carbones menudos
- ‡ Transporte de resinas
- ‡ Movimiento de granos
- ‡ Mezcla y transporte de materiales en industria alimenticia o química.

1.2.4. Materiales empleados en su fabricación

Muchos tamaños de materiales son eficientes y fácilmente manipulables en transportadores o llenadoras helicoidales. Sin embargo, para garantizar la mejor posibilidad de selección de componentes, es recomendable que se tomen en cuenta las características físicas, químicas y la dificultad de manejo de los materiales.

Las características esenciales incluyen tamaño, la capacidad de flujo y lo abrasivo de los materiales. Otras características, como contaminación, acción corrosiva, degradabilidad, consistencia, etc.; también puede influir la manipulación, que deberá ser tomado en cuenta. Debe considerarse también los materiales que pueden asumir diferentes características con determinadas condiciones atmosféricas, época o almacenamiento.

Ocasionalmente las características del material que se va a manejar es de aquellos que requieren equipo regular o convencional para el propósito, como:

- ‡ Cuando el material es extremadamente caliente, puede usarse helicoidal y canal o ducto de fundición o los helicoidales y canales, que podrían ser hechos de aleación de metales de alta temperatura.

- ‡ Los materiales extremadamente abrasivos pueden requerir de metales resistentes a la abrasión para el helicoidal y conducto, o el helicoidal (discos arrojados al eje), puede ser provisto con cubierta de superficie dura.

- ‡ Si los materiales son pegajosos o viscosos, el uso de un transportador helicoidal de cinta puede ser la elección. Además, un revestimiento especial aplicado al helicoidal y el conducto puede también ayudar al flujo del material.

- ‡ Cuando los materiales son corrosivos, es conveniente hacer el transportador helicoidal y ducto de buenas aleaciones, níquel, aluminio, etc.

- ‡ Si los materiales son mezclados o aireados, se puede usar un transportador helicoidal con discos de cinta, discos de corte, o una combinación de éstos, con paletas, para obtener el resultado deseado.

- ‡ Los materiales que son calientes o fríos pueden requerir que se revista el ducto ordenado para una circulación caliente o fría media.

- ‡ Los materiales contaminantes pueden requerir la construcción de cojinetes, helicoidal y ducto autolubricados que elimine grietas, bolsas de aire, etc. De la misma manera el helicoidal y ducto estará prevenido de acumulación de material, para facilitar su limpieza.

Los materiales más comunes que se utilizan en la fabricación de este tipo de transportador están:

- ‡ El aluminio
- ‡ El acero Inoxidable
- ‡ El plástico
- ‡ El bronce
- ‡ El hierro fundido
- ‡ El hierro negro o lámina negra
- ‡ Los aceros aleados, etc.

2. ACTUAL ESTADO

2.1. Descripción general de la planta

La planta de procesamiento de café pergamino a café oro o beneficio de café seco, en el que se realiza el presente trabajo, se ubica en el departamento de Escuintla, en la cabecera departamental.

Esta planta procesa el café para ser exportado; es parte integral de una exportadora de diversos productos agrícolas; no tienen producción y cosecha directa de café, son compradores de este y de otros productos que exportan.

Se recibe el café pergamino en sacos, proveniente de diferentes beneficios húmedos o plantas de producción y secado de café, que son transportados en contenedores o bien en camiones, y son depositados en las bodegas respectivas para el café pergamino. En estas bodegas, se conserva y mantiene el café pergamino durante un tiempo razonable, antes de su exportación, ya que no se puede procesar inmediatamente; esto es porque el deterioro del café en oro es más susceptible a las condiciones del medio y requiere de mayores cuidados, que se tuviera el café con su endocarpio o pergamino.

En el cuidado del café, también se toma en cuenta la exigencia del mercado extranjero, por tanto, su cuidado es esencial para evitar variación de sus características, apariencia o sabor.

En las bodegas de recepción, son apilados los sacos, y de aquí son llevados a la planta de procesamiento de café oro, donde inicia el proceso de transformación, desde su limpieza, su retrillado o separación del pergamino del fruto, la clasificación, según el tamaño del café, luego se hace su clasificación densimétrica o por peso específico; de este paso, llega a la clasificación electrónica para separar los granos imperfectos; si con esta clasificación no se obtiene la preparación requerida, pasa a un proceso de clasificación manual en una banda de selección. Una vez obtenida la preparación requerida y siendo revisada por muestras, es empacada en sacos de 150 libras o 69 kilogramos, y así se lleva a los puertos para su embarcación al extranjero.

En algunos casos, según los requerimientos del mercado, el café seleccionado pasa a un proceso de pulido, es decir, donde se le da una mejor limpieza al grano, para darle mayor brillantez.

Para la planta en consideración, ésta procesa tres preparaciones: la americana, la europea y la canadiense.

Figura 5. Diagrama de proceso

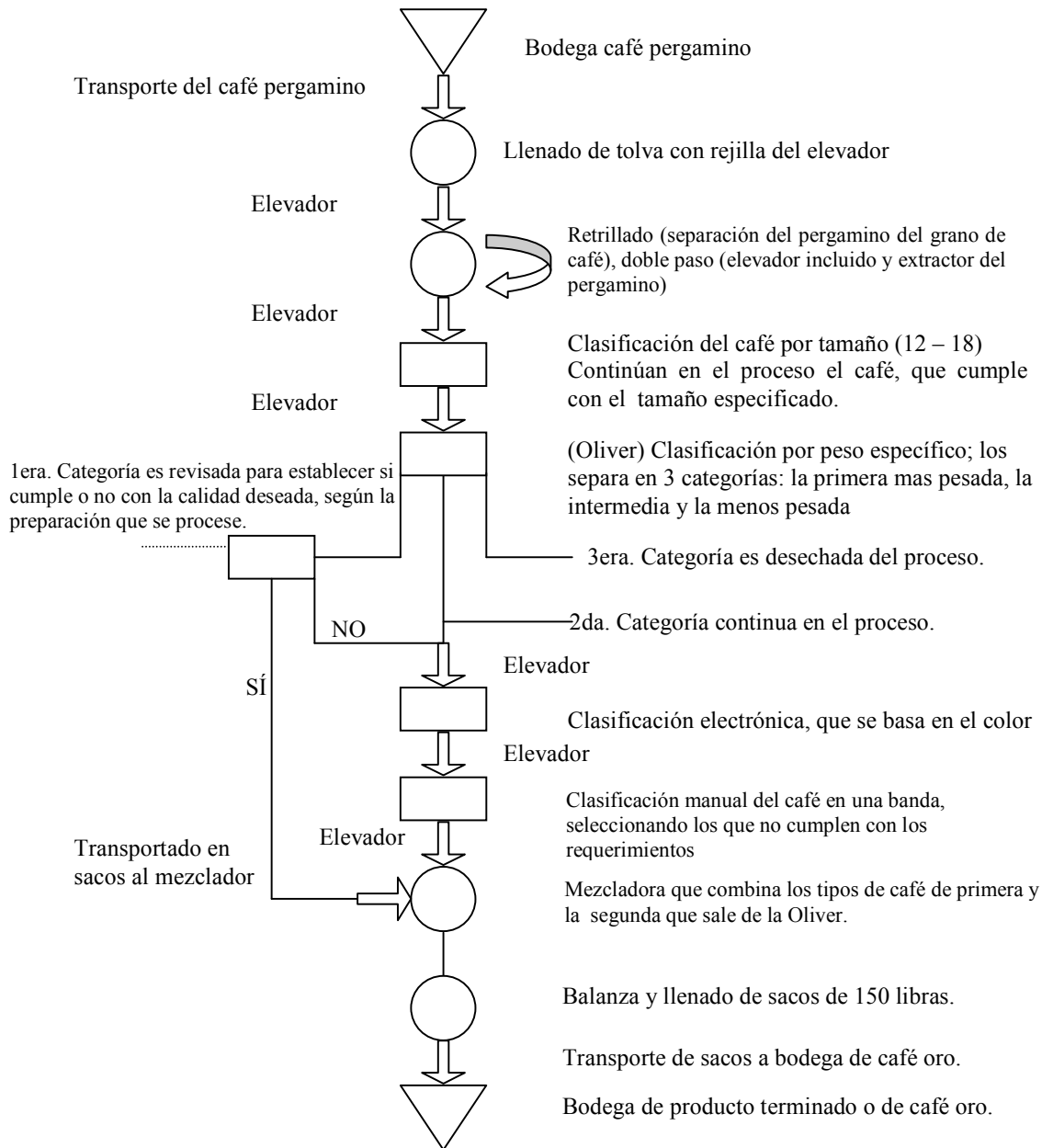
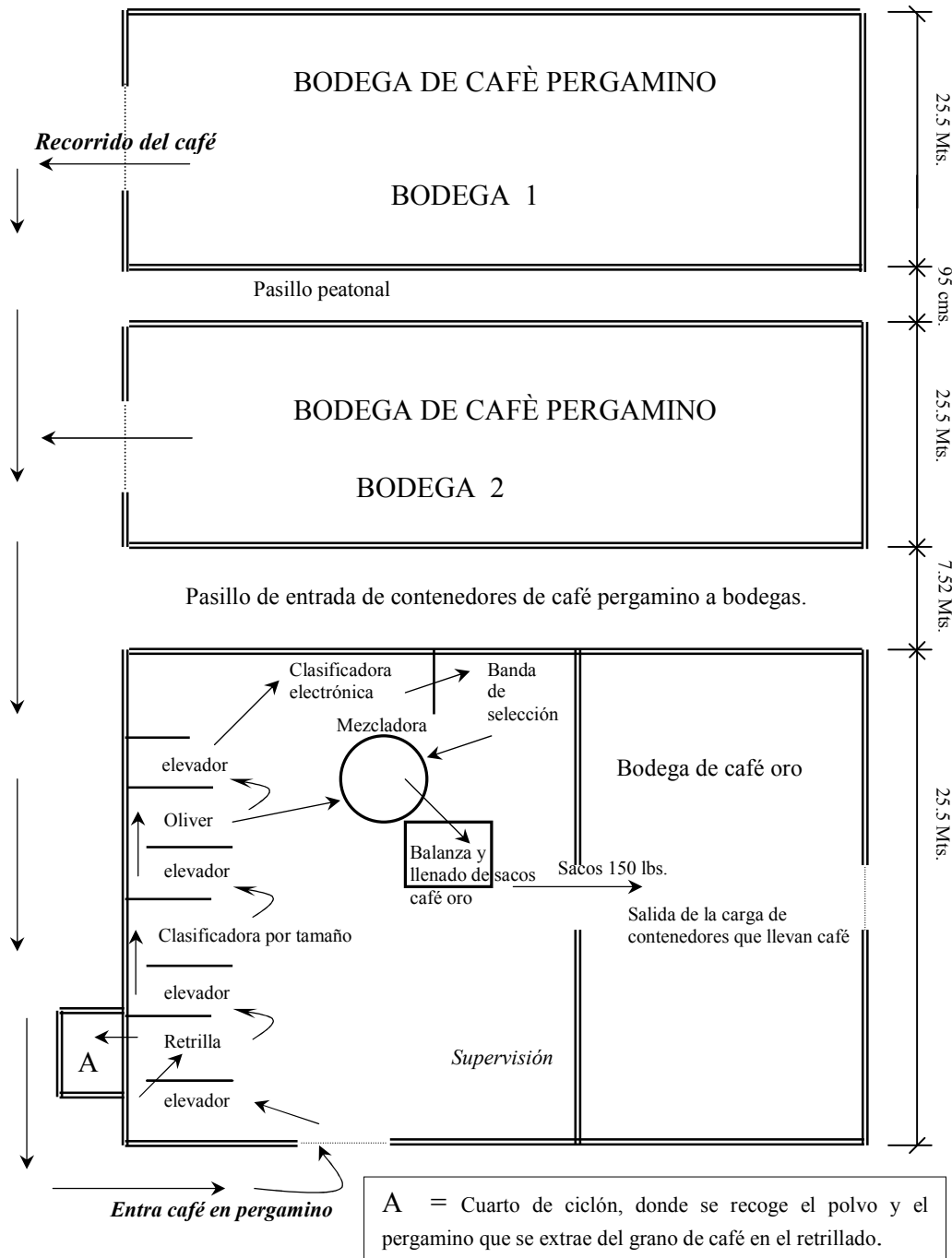


Figura 6. Diagrama de distribución en planta



2.2. Descripción del transporte de café pergamino a la planta

En el beneficio en consideración, actualmente se transportan los sacos de café pergamino de las bodegas a la planta de procesamiento de café oro; se utilizan cuadrillas o grupo de personas que se contrata para tal efecto, para lo cual se emplea un grupo de personas y un camión que realiza el traslado.

De las bodegas, cargan los sacos al camión, y si es necesario por la distancia de ubicación de la apilación de los sacos de café pergamino, entra el camión a las bodegas y llega hasta donde sea posible, para evitar que la persona camine mayor distancia con el saco. Una vez cargado el medio de transporte a su capacidad, éste es transportado a la planta de procesamiento.

Al llegar a la planta el café pergamino en saco, se apila en un sector de este, donde espera a ser procesado, según el flujo de café en el proceso de transformación a café oro. En este lugar, también la cuadrilla nuevamente descarga el camión y coloca los sacos en su respectivo lugar.

Esta acción es repetida cuantas veces sea necesario cada día o en días alternos, en tanto se cumpla la cantidad que se va a procesar, o del requerimiento de café oro que tiene el beneficio que entregar a sus clientes, y para tener en existencia, ante una eventualidad no programada.

Considerando un año de actividad del beneficio, este procesa un promedio de 150,000 sacos de café en pergamino, es decir, la cantidad de sacos que anualmente las cuadrillas trasladan de las bodegas a la planta de procesamiento a producto final del beneficio de café seco.

2.3. Costos de transporte en los que se incurre actualmente

Tomando en consideración la descripción anterior, el costo de transporte del café pergamino a la planta es un pago que se realiza en total a la cuadrilla, que incluye el pago del personal y del medio de transporte, por lo que éstos cobran por saco transportado, cuyo costo es de Q. 1.00 por saco; el costo se distribuye de la siguiente manera:

Q. 0.50	Por saco en lo que es recurso humano y
<u>Q. 0.50</u>	Por saco lo que corresponde al medio automotor
Q. 1.00	Total por saco transportado.

3. DISEÑO DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL DE CANAL

3.1. Obtención de la capacidad del transportador

El transportador debe alimentar de café pergamino a una retrilla con capacidad de 50 quintales hora (50 qq/hr.) de café oro; por consiguiente, considerando las diferentes densidades, se obtiene la capacidad en café pergamino, que se debe transportar en el helicoidal, con el siguiente calculo:

DATOS:

50 qq / hr. De café oro

Densidad del café oro es 15 qq / m³

Densidad del café en pergamino es 8.12 qq / m³

Relación entre densidades de café oro y pergamino = $\frac{15}{8.12} = 1.84759 \approx 1.85$,

por consiguiente, la capacidad en café pergamino del transportador es:

$$1.85 * (50 \text{ qq/hr.}) = 92.5 \text{ qq/hr. Café pergamino.}$$

Convertido a m³/hr. Tenemos:

$$\frac{\text{Capacidad en café pergamino}}{\text{Densidad café pergamino}} = \frac{92.5}{8.12} = 11.3916 \approx 11.40 \frac{m^3}{hr}$$

3.2. Diseño del helicoidal

Para el diseño del Helicoidal, se tomará como base de cálculo la tabla 1 del anexo 1, considerando la capacidad del transportador, que es de $11.40 \text{ m}^3 / \text{hr.}$; este dato no se encuentra directamente en la tabla, por lo que se tomará la aproximación de $16.5 \text{ m}^3 / \text{hr.}$ de los datos; se hacen las debidas restricciones que se indicarán en lo que se refiere a velocidad, diámetro del helicoidal y potencia del motor.

Así también los discos que forman el helicoidal, cuyo grosor es de $3/16''$, con material de lamina negra, que se distribuye en el mercado, el cual es suficiente para resistir el desgaste por el rozamiento del café en pergamino, dado que el nivel de abrasión del café pergamino es bajo.

Véanse los datos en la figura 3 del apéndice 1, donde se detalla más sobre el helicoidal y el árbol sobre el que está cargado, así como los demás accesorios que requiere.

3.2.1. Velocidad

Buscando en la tabla 1 del anexo 1, según la capacidad de $11.40 \text{ m}^3/\text{hr.}$ la velocidad mínima para obtener este flujo volumétrico en el transportador es de 80 revoluciones por minuto (80 r.p.m.), que es para un flujo de $16.5 \text{ m}^3 / \text{hr.}$ y al utilizar un factor de pérdida de volumen igual a 1.35, se tiene que la velocidad del helicoidal es:

$$1.35 * 80 = 108 \text{ r.p.m. Mínimo.}$$

3.2.2. Diámetro del helicoidal

El diámetro del helicoidal se obtiene de igual manera de la tabla 1 del anexo 1, que es de 300 mm. de diámetro, como valor máximo, pues éste corresponde al flujo volumétrico de 16.5 m³/hr, que lo convierte a pulgadas, que equivale a 12 pulgadas. Si tomáramos a 10", el diámetro es de 254 mm, que es un valor cercano al de un flujo de 10.5 m³/hr, por consiguiente, se usarán 12", el cual es un valor aplicado en la agroindustria.

3.2.3. Longitud

La longitud del helicoidal se basará en lo que se indica en el diagrama de distribución en planta y de la figura 2 del apéndice 1, que es de 63.22 metros de longitud total, el cual inicia desde la primera bodega de café en pergamino (bodega No. 1), en sentido transversal no longitudinal, y termina 7 metros antes de la puerta de entrada de café pergamino a la nave de la planta de procesamiento del café oro.

El transportador se divide en dos partes, pues existen dos naves para bodega de café pergamino; la sección primera inicia de la bodega No. 1, y termina en la bodega No. 2, que tiene una longitud de 31.45 metros, y está dotado de todos los sistemas como transportador completamente independiente.

El segundo tramo inicia desde el término del primero, hasta la retila de la planta de procesamiento, que se ubica a 7 metros de la entrada a la nave de procesamiento a café oro, cuya longitud de este segundo transportador es 31.77 metros, y al igual que el anterior está dotado de todo el sistema que requiere para funcionar independientemente.

El uso de dos tramos de transportador se realiza, a fin de que al enviar café de la bodega No. 2, no tenga que afectar la parte del transportador que trae café de la bodega No. 1; esto es porque el tramo último mencionado funcionaría sin llevar producto, que al estar independiente, no se le utiliza en el momento cuando se transporta café desde la bodega No.2.

Para detalle del helicoidal dentro del canal con su árbol y flechas, véase la figura 2 del apéndice 1, donde se indica también el diámetro y el paso del helicoidal.

3.3. Diseño del canal del helicoidal

Básicamente en el diseño del canal se toma el largo del transportador y el diámetro del helicoidal; se diseña con holgura de media pulgada entre el canal y el helicoidal. El grosor de la lámina negra que se va a usar como material en el canal es de 3/16", similar al grosor de los discos del helicoidal.

Se utilizarán secciones de 120 pulgadas (10') y se unirán con bridas que se indican en el dibujo de la figura 4 del apéndice 1; en esta misma figura, se indica la longitud total del canal de cada sección, y la ubicación de las tolvas de llenado y salida del producto.

3.4. Sistema motriz del transportador

En lo que a este sistema se refiere, cuyos cálculos se consideran en la tabla 1 del anexo 1, y según la columna de donde se tiene el diámetro del helicoidal equivalente a 300 milímetros, se tiene que por cada 10 metros de longitud de transportador se necesitan 1.5 caballos de fuerza (10 HP).

Y sabiendo que las longitudes de las secciones son 31.77 metros y 31.45 metros, se realizan los siguientes cálculos:

$$\text{Potencia requerida} = 1.5 * \text{Longitud del transportador}$$

$$\text{Sección1} = 1.5 * 31.45 \text{metros} * \frac{1}{10} = 4.7175 \text{ HP} \approx 5 \text{ HP}$$

$$\text{Sección2} = 1.5 * 31.77 \text{metros} * \frac{1}{10} = 4.7655 \text{ HP} \approx 5 \text{ HP}$$

Esta es la potencia requerida para la tracción del transportador; a continuación, se indican otros cálculos del sistema motriz, así como la información complementaria para otros elementos del transportador;

Datos generales:

- ☺ Potencia del motor 5 HP.
- ✧ Tipo de conexión Trifásica 3 PH.
- ✧ Numero de revoluciones 1710 RPM.

- ☺ Se requieren como mínimo 108 r.p.m. en el transportador, por tanto, se usará un contra-eje para reducir la velocidad, con 2 poleas y 2 sprocket así:

La polea en el Motor de Diámetro 5", como mínimo, por el tipo de banda que se selecciona, en este caso banda tipo "B", que se basa en la tabla 2 del anexo 1, y se tiene el siguiente cálculo:

$$r.p.m. \text{ en el helicoidal} = \frac{d}{D} * r.p.m. \text{ de motor} * \frac{\phi 3}{\phi 4} = \frac{5}{14} * 1710 * \frac{12}{60} = 122.14 \text{ y}$$

este valor es mayor al minimo requerido para el helicoidal, que es de 108 rpm.

Donde :

d = diámetro de la polea del motor = 5"

D = diámetro de la polea mayor en el contraeje = 14"

$\phi 3$ = número de dientes del esprocket en el contraeje = 12

$\phi 4$ = número de dientes del esprocket en el eje de tracción del árbol del helicoidal = 60

Entonces se tiene:

- ☺ Polea pequeña en el motor diámetro de 5 pulgadas (5")
- ☺ Polea grande en el contra-eje diámetro 14 pulgadas (14")
- ☺ Sprocket en el contra-eje de 12 dientes
- ☺ Sprocket en el eje de tracción del árbol del helicoidal 60 dientes.
- ☺ Por ser motor trifásico, Asíncrono y ser utilizado hasta 12 horas por día, se usará un coeficiente de servicio (fs) de 1.4 = fs, según tabla 3 del anexo 1.

3.4.1. Cálculo de las fajas

Con base en la información mencionada en el párrafo anterior, se tiene:

$$\begin{aligned} \text{† Potencia efectiva por considerar} &= \text{fs.} * \text{Potencia indicada} \\ &= 1.4 * 5 = 7 \text{ HP. Para cálculos.} \end{aligned}$$

† Ángulo de contacto menor (ϕ_s):

$$\phi_s = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) = 2 \cos^{-1} \left(\frac{14-5}{2*14} \right) = 142.5013^\circ$$

Donde:

C = distancia entre centros de las poleas siendo este de 14 pulgadas (14”).

Tomando qué distancia mínima hay entre centros (c)

$$c = \frac{1}{2} * (d + D) = 0.5 * (5 + 14) = 9.5''$$

† Longitud de paso (Lp) = $2C + 1.57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$ tenemos

$$Lp = 2*14 + 1.57(14 + 5) + \frac{(14-5)^2}{4*14} = 59.28''$$

Se emplea la tabla 4 del anexo 1, que indica los aumentos de longitud, y se obtendrá que para faja tipo B y $Lp = 59.28''$, el aumento es equivalente a 1.8”, así que; $59.28 - 1.8 = 57.48''$, de la tabla 5 del anexo 1, se tiene que esto corresponde a una faja **B60**, así que:

$$Lp = 60 + 1.8 = 61.8''$$

Continuando con los cálculos:

† Potencia teórica de una faja (Hr):

$$Hr = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(rd)^2 - C_4 \log(rd) \right] (rd) + C_2 r \left(1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

Para esto, se establece en la tabla 6 del anexo 1, según una faja B, los coeficientes:

$$C_1 = 1.506$$

$$C_2 = 3.520$$

$$C_3 = 4.193 \text{ E-4}$$

$C_4 = 0.2931$ y de la tabla 7 del anexo 1, se obtiene:

$$K_A = 1.1106, \text{ según la relación } \frac{D}{d} = \frac{14}{5} = 2.8$$

$$r = \frac{1710}{1000} = 1.710 \text{ Krpm.}$$

$$Hr = \left[1.506 - \frac{3.520}{5} - 4.193 \times 10^{-4} (1.710 * 5)^2 - 0.2931 \log(1.710 * 5) \right] (1.710 * 5) + 3.520 * 1.710 \left(1 - \frac{1}{1.1106} \right) = 4.8589 \text{ HP.}$$

Se corrige Hr, obtenido anteriormente, con los factores siguientes que se obtienen de la figura 1 del anexo 2, y tabla 5 del anexo 1, sabiendo que el ángulo de contacto menor es 142.5013° .

$$Hr' = K_2 * K_1 * Hr = 0.91 * 0.9 * 4.8589 = 3.97946 \text{ Hp}$$

$$K_1 = 0.90$$

$$K_2 = 0.91$$

La potencia de diseño es 7 Hp.

$$\text{Número de fajas es} = \frac{7}{Hr'} = \frac{7}{3.97946} = 1.759 \approx 2$$

Por consiguiente, se necesita **2 FAJAS B60**.

- **Cálculo de tensiones en las fajas**

Potencia de diseño es de 7 Hp.; se toma el diámetro de la polea pequeña, que es de 5"; esto a centímetros es igual a 12.7 centímetros; el de la polea grande es de 14", que equivale a 35.56 centímetros.

Se calcula la velocidad tangencial, que es:

$$V = \frac{\pi * d * n}{6000} = \frac{\pi * 12.7 * 1710}{6000} = 11.37 \text{ m/s}$$

Donde:

n = r.p.m.

Ahora bien, del ángulo de contacto, se tiene que: $2\psi = 142.5013^\circ$ por tanto:

$$\frac{T1}{T2} = 3.59; \text{ esto es obtenido de la tabla 8 del anexo 2,}$$

$$T1 = T2 * 3.59 \quad (1)$$

$$T1 - T2 = \frac{75 \text{ Hp}}{V} \text{ y de la ecuación (1) tenemos; } 3.59T2 - T2 = \frac{75 * 7}{11.37} \text{ resultando que :}$$

$$T2 = 17.8263 \text{ Kg. Y } T1 = 63.9964 \text{ Kg.}$$

§ POLEA PEQUEÑA

De la tabla 9 del anexo 1 y sabiendo que es sección en B la faja, se tiene los siguientes datos:

$Kb = 664$ y $Kc = 1.698$ con esto, se calcula lo siguiente:

$$T_b = \frac{Kb}{d} = \frac{664}{12.7} = 52.28 \text{ Kg.}$$

$$T_c = K_c * \frac{V^2}{100} = \frac{1.698 * (11.3710)^2}{100} = 2.1955 \text{ Kg.}$$

$$F_{\max} = T_1 + T_b + T_c = 63.9964 + 52.28 + 2.1955 = 118.472 \text{ Kg.}$$

§ POLEA GRANDE

$$T_b = \frac{Kb}{D} = \frac{664}{35.56} = 18.673 \text{ Kg.}$$

$$T_c = K_c * \frac{V^2}{100} = \frac{1.698 * (11.3710)^2}{100} = 2.1955 \text{ Kg}$$

$$F_{\max} = T_1 + T_b + T_c = 63.9964 + 18.673 + 2.1955 = 84.8649 \text{ Kg.}$$

- **Vida útil de las fajas**

Cálculo de número de máximos de fuerza (N1, N2):

N1 es para polea pequeña

N2 polea grande, que se ubica en contra-eje.

$N1 = \left(\frac{Q}{F}\right)^X$ Tomando datos de la tabla 2 del anexo 1, y sabiendo que es

faja de sección B, se tiene; $Q = 541$, y $X = 10.924$

$$N1 = \left(\frac{541}{118.4719}\right)^{10.924} = 16042502.71$$

$$N2 = \left(\frac{541}{84.8649} \right)^{10.924} = 613791850.7$$

$$\frac{1}{N'} = \frac{1}{N1} + \frac{1}{N2} = \frac{1}{16045502.71} + \frac{1}{613791850.7} \Rightarrow N' = 15633884.33$$

$$\frac{\text{PASADAS DE CORREA EN POLEA}}{\text{POR MINUTO}} = \frac{60v}{L} = \frac{60 * 11.3710}{156.972} = 4.3464$$

$$\text{Vida Probable} = \frac{N'}{\text{Pasadas de correa por minuto} * 60} = \frac{15633884.33}{4.3464 * 60} = 59949.825 \text{ horas.}$$

3.4.2. Cálculo de sprocket

Según la relación de velocidades obtenida anteriormente, se utiliza dos sprocket: una de 12 dientes y la otra de 60 dientes. De la tabla 10 del anexo 1, se usa un coeficiente de servicio = $f_s = 1.3$; en los cálculos, el motor para el transportador es de 5 Hp, por consiguiente la potencia a emplear en los cálculos es: **$1.3 * 5 = 6.5$** .

El sprocket pequeño gira a 610.7143 r.p.m.; de estas r.p.m. se obtiene, en la tabla 11 del anexo 1, una cadena # 60, con $H_r = 11.6$ Hp, de un solo cordón.

Al continuar, de las tablas 12 y 13 del anexo 1, se tienen los siguientes factores que corrigen a la potencia H_r , y así tener la potencia real de capacidad de la cadena;

$$K1 = 1$$

$$K2 = 0.62$$

$H'r = K1 * K2 * Hr = 1 * 0.62 * 11.6 = 7.192 > a 6.5 Hp$, que es la potencia de diseño.

Por consiguiente, se emplea **cadena # 60, de un solo cordón**.

3.4.3. Análisis del contra-eje para obtener diámetro

Al contraeje se le transmite un momento torcionante, que se obtiene de la diferencia de $T1$ y $T2$ de la polea, cuya diferencia se multiplica por el radio de la polea grande en el contraeje, esto es:

$$\begin{aligned} \text{Momento Torsor en el contraeje} &= (T1 - T2) * \left(\frac{D}{2}\right) \\ &= (63.996 - 17.8263) * \left(\frac{35.56}{2}\right) = 820.9 \text{ Kg} - \text{cm}. \end{aligned}$$

Al otro extremo del contraeje, se tiene un sprocket de 12 dientes; éste a su vez recibe este momento de 820.9 Kg. – cm.

De este momento, se ejerce una fuerza sobre el sprocket que equivale a:

$$F = \frac{\text{Momento}}{r} = \frac{820.9}{\frac{7.36}{2}} = 223.06 \text{ Kg}$$

Donde:

r = radio del sprocket = 3.68 cm.

Momento = 820.9 Kg – cm

Esta es la fuerza que ejerce el sprocket (F_s) de 12 dientes sobre el contraeje; es el producto del momento que transmite, adicional a esto, también el peso del sprocket, que es de 2.5 kg, y por consiguiente la fuerza que se ejerce en general por el sprocket es de 225.56 Kg = F_s .

En el otro extremo, la polea recibe fuerzas tensoras de las dos fajas, así que ésta las transmite al contra-eje, incluyendo su propio peso (W_p), que es de 3 kg, y la fuerza en conjunto es el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza de polea (Fp)} &= T_1 + T_2 + 2T_b + 2T_c + W_p \\ &= 63.9964 + 17.8263 + 2*18.673 + 2*2.1955 \\ &= 126.56 \text{ Kg} \end{aligned}$$

En el diagrama del apéndice 2, se tienen los diagramas; de equilibrio, corte y de momentos del contraeje; para los subsecuentes cálculos, se deduce los siguientes datos:

$$\text{§ Momento flector máximo} = 676.68 \text{ kg} - \text{cm.} = M_r$$

$$\text{§ Momento torsor} = 820.9 \text{ kg} - \text{cm.} \approx 821 \text{ Kg} - \text{cm.} = T_r$$

Estos cálculos se realizan, por simplicidad considerando que todas las fuerzas tienen un solo eje de sentido, es decir, el eje "Y", como se observa en el diagrama del apéndice 2.

Se emplea como material el acero AISI 1018, conocido como Cold Rolled, con las siguientes características físicas:

$$\text{§ Resistencia a la fluencia} = 38 \text{ Kg} / \text{mm}^2 = S_{yp}$$

$$\text{§ Resistencia a la tracción} = 45 \text{ Kg} / \text{mm}^2 = S_{ut}$$

Otros datos:

$$\ddagger S_{smax} = \frac{0.5 * S_{yp}}{CS} = \frac{0.5 * 3800}{2} = 950 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\ddagger M_{av}, T_{av} = 0$$

\ddagger K = Factor de concentración de tensiones es de 2.07, para eje con cuña, sometido a flexión y torsión, según la tabla 14 del anexo 1.

\ddagger $S_e = 2000 \text{ Kg/cm}^2$ = Limite de Fatiga, el cual se obtiene de la figura 2 del anexo 2, siendo $S_{ut} = 4500 \text{ Kg/cm}^2$.

Con la teoría de cortadura máxima, para cargas variables, se obtiene el diámetro:

$$d^3 = \frac{16}{S_{smax} * \pi} * \sqrt{\left(M_{av} + \frac{K * S_{yp} * M_r}{S_e}\right)^2 + \left(T_{av} + \frac{K * S_{yp} * T_r}{S_e}\right)^2}$$

Sustituyendo datos:

$$d^3 = \frac{16}{950 * \pi} * \sqrt{\left(0 + \frac{2.07 * 38 * 676.68}{20}\right)^2 + \left(0 + \frac{2.07 * 38 * 821}{20}\right)^2}$$
$$d = 2.82029 \text{ cm.}$$

Este diámetro obtenido a pulgadas equivale a $2.82029/2.54 = 1.11035$ ", cuyo valor es prácticamente $1 \frac{1}{8}$ ", menos de $1/64$ " de diferencia; en el mercado se vende este eje en múltiplos de $1/8$ de pulgada, por consiguiente, a fin de tener mejor seguridad, se utiliza eje de DIÁMETRO $1 \frac{1}{4}$ ".

3.4.4. Determinación del diámetro del eje (flecha), que lleva la tracción al helicoidal y su árbol

El tipo de acero que se va a usar en este eje es el AISI 1018, el cual se emplea para el contraeje, por consiguiente, se tienen los mismos datos físicos indicados previamente; en lo referente a cargas de trabajo, se utiliza únicamente el momento de torsión sobre la flecha de tracción; esto debido a que es un eje corto y el árbol del helicoidal está muy cercano a la chumacera de soporte, que a su vez está cercano al sprocket, que da tracción a la flecha corta.

La fuerza en el sprocket del contraeje se calculó previamente y resultó ser igual a 223.06 Kg, y el momento en el sprocket del eje de tracción del árbol es:

$$\text{Radio de sprocket de tracción } (r_{de\ sprocket}) = 18.2\text{ cm}$$

$$\begin{aligned}\text{Momento Torsor } (T_r) &= F_{sprocket} * r_{de\ sprocket} = 223.06(\text{Kg}) * 18.2(\text{cm}) \\ &= 4059.7 \approx 4060\text{ Kg} - \text{cm}.\end{aligned}$$

$$M_{av}, M_r, T_{av} = 0$$

K = factor de concentración de tensiones = 2.5, para barra de sección circular, con agujero transversal, y sometido a torsión, según figura 3 del anexo 2.

El diámetro del eje es:

$$d^3 = \frac{16}{S_{smax} * \pi} * \sqrt{\left(M_{av} + \frac{K * S_{yp} * M_r}{S_e}\right)^2 + \left(T_{av} + \frac{K * S_{yp} * T_r}{S_e}\right)^2}$$

Sustituyendo datos:

$$d^3 = \frac{16}{950 * \pi} * \sqrt{\left(0 + \frac{2.5 * 4060 * 38}{20}\right)^2}$$

$$d = 4.6934 \text{ cm.}$$

Se tiene que se utilizará un eje de diámetro 4.6934 cm, que en pulgada equivale a 1.8478", aproximado cercanamente a 2", por consiguiente, se diseña la flecha de acople con eje de 2 pulgadas de diámetro.

3.4.5. Cálculo de diámetro del árbol de soporte del helicoidal

Para el árbol del helicoidal, se utiliza tubo estructural, conocido en el mercado como tubo proceso, para el cual se tienen las siguientes características físicas:

$$\text{§ Resistencia a la fluencia} = 2,900 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = S_{yp}$$

$$\text{§ Resistencia a la tracción} = 4,000 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = S_{ut}$$

Otros datos:

$$\text{† } S_{smax} = \frac{0.5 * S_{yp}}{CS} = \frac{0.5 * 2900}{2} = 725 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$\text{† } M_{av}, M_r, T_{av} = 0$$

‡ K = Factor de concentración de tensiones = 3, por ser tubo y con agujero transversal, sometido a torsión, según la figura 3 del anexo 2.

‡ $S_e = 13 \text{ Kg} / \text{mm}^2 =$ Limite de fatiga, que se obtiene extrapolando de la figura 2 del anexo 2, que es $S_{ut} = 4,000\text{Kg}/\text{cm}^2$.

‡ Momento torsor sobre el árbol = 4060 Kg – cm.

$r_i = 3.715$ radio interior del tubo proceso; este radio considera una holgura de $\frac{1}{4}$ de pulgada para el eje desoporte de las secciones, que va dentro del tubo.
 $r_o = ?$, radio exterior del tubo proceso

$$\frac{r_o^4 - r_i^4}{r_o} = \frac{2}{S_{smax} * \pi} * \sqrt{\left(M_{av} + \frac{K * S_{yp} * M_r}{S_e}\right)^2 + \left(T_{av} + \frac{K * S_{yp} * T_r}{S_e}\right)^2}$$

$$\frac{r_o^4 - 3.175^4}{r_o} = \frac{2}{725 * \pi} * \sqrt{0 + \left(0 + \frac{3 * 29 * 4060}{13}\right)^2}$$

$$r_o = 3.713783 \text{ cm.}$$

De este radio, se tiene que el diámetro del tubo proceso para el árbol del helicoidal es $(2r_o) = 7.427566 \text{ cm}$, en pulgadas, esto es 2.9242", que es muy cercano a 3" (menos de 1/16" de diferencia), por consiguiente, **SE UTILIZA UN TUBO PROCESO DE DIAMETRO 3"**.

Lo que se refiere al sistema motriz se indica en la figura 5 del apéndice 1, así como los ejes o flechas.

3.5. Sistema de cargadores para evitar flexión y acople entre secciones del transportador

Este sistema se compone de una flecha (eje) que une las secciones al cojinete antifricción de contacto directo y auto-lubricado, en el que se aloja la flecha, luego se ubica el cargador propiamente dicho, el cual soporta directamente al cojinete antifricción y lo fija en su ubicación, con lo que evita su movimiento axial y radial.

En el diseño, se utiliza platina de $\frac{1}{2}$ " para el cargador de soporte; este se combina con barra perforada en dos secciones que se encarga de soportar al cojinete, y es unido por tornillos, como se detalla en la figura 6 del apéndice 1.

En lo que al eje o flecha de unión de secciones se refiere, éste posee las mismas características al eje de tracción del árbol del helicoidal, tanto en su constitución física, pues se emplea el mismo material, como en el hecho de recibir la misma carga de torsión. En lo que se refiere al momento flector, no se considera, pues el cojinete de fricción, que es el soporte, está muy cercano al árbol del helicoidal, por consiguiente, el efecto del momento flector por cuestiones prácticas resulta insignificante, tomando en cuenta también el coeficiente de seguridad (fs) y de concentración de tensiones (K).

Entonces el diámetro del eje de acople entre secciones del helicoidal del transportador es 2", de acero 1018, igual al eje o flecha que da tracción al árbol del helicoidal.

Para el cojinete, se utiliza un polímero que sustituye de buena manera y con una relativa mejoría de desempeño que el bronce grafitado. Este es el POLÍMERO VECTON CON ACEITE 6PAL, que es autolubrificante y soporta temperaturas sin deformarse, protege al eje de daños directos por parte del cojinete, y que según el fabricante es de menor coeficiente de fricción que el bronce. El diseño del conjunto en general se presenta en la figura 6 del apéndice 1.

La obtención de las dimensiones del cojinete se realiza con las siguientes consideraciones:

- § Según experimentos de **E. Falz**, en su libro **FUNDAMENTOS DE LAS TÉCNICAS DE LUBRICACIÓN**, Springer Verlag, Berlín (1931). La longitud técnicamente más favorable está entre los valores de 0.4 a 1 d, (d = diámetro del eje que aloja el cojinete). En nuestro caso, se selecciona LA LONGITUD DEL COJINETE igual a **1d**, es decir, **2"**.
- § Y para el espesor del casquillo, se considera como promedio un 10% del diámetro del eje "d"; en este caso se emplea como ESPESOR UN 12.5% del diámetro de la flecha de unión entre secciones, por lo tanto, el espesor es:

$$\text{Espesor}(e) = \% * \text{diametro de eje} = 0.125 * 2" = 1/4"$$

3.6. Diseño de tolvas de recibo y salida del café

Las tolvas son elementos, cuya función básicamente es conducir adecuadamente el producto hacia el transportador, para el caso de la tolva de entrada, o a la retrilla en lo que se refiere al de salida. Por consiguiente, no son depósitos propiamente dichos, aunque dada alguna circunstancia no prevista, éstas pueden soportar una cantidad limitada como depósitos, pero en un tiempo prudencial.

Por consiguiente y específicamente, la tolva de entrada tiene una capacidad de 0.75 qq. de café pergamino; en lo que se refiere a la tolva de salida, no tiene capacidad específica alguna; su diseño es tal, que debe ajustarse, tanto al transportador como para que sea adaptable a la ubicación de ductos conductores de café a la retrilla.

En la figura 7 del apéndice 1, se tiene el detalle de estas tolvas.

4. EVALUACIÓN ECONÓMICA QUE JUSTIFIQUE EL CAMBIO DE MEDIOS DE TRANSPORTE DEL CAFÉ PERGAMINO A LA PLANTA.

4.1. Flujo de efectivo

En la determinación del flujo de efectivo, se considera el costo en que incurre la empresa; en lo que se refiere a esto, el beneficio procesa 150,000 quintales de café pergamino en un año, cuyo costo de transporte por saco de café es de un quetzal (Q. 1.00), que es llevado desde las bodegas a la planta de procesamiento de café oro.

Por consiguiente, el costo anual por usar el medio de transporte actual, es:

$$\begin{aligned}\text{Costo} &= \text{Quintales} * \text{Costo unitario} \\ \text{Costo} &= 150,000 * 1.00 = \text{Q. } 150,000.00 \text{ anual.}\end{aligned}$$

La tasa de interés pasiva promedio del sistema financiero de Guatemala es 6.91 %, que se tomará como **Tasa de Descuento** para los cálculos (por ser la tasa de interés que se pagaría si se considerara no hacer nada y tener la inversión ahorrado).

En lo que a tasa de interés por préstamo se refiere, se usa el valor promedio dado por el Banco de Guatemala, en lo que a tasa activa se refiere, que es de 16.7%, (costo promedio del capital).

El costo de la inversión en todo el sistema de transportadores es de Q. 166,096.00, que es la inversión inicial. En lo que a costo de mantenimiento se refiere, es de: Q. 10,000.00, el cual es anual.

INVERSIÓN INICIAL	Q236.652,60
COSTO ANUAL POR MANTENIMIENTO	Q15.000,00
AHORRO ANUAL POR TRANSPORTE	Q150.000,00
VALOR DE SALVAMENTO	Q0,00
VIDA ÚTIL DE MÁQUINA	5 Años
TASA DE INTERÉS (tasa activa) Para préstamo	16,70%
TASA DE INTERÉS (De descuento)	6,91%

Se considerará una vida útil del sistema de transportadores de cinco (5) años.

Vida Años	Inversión inicial	Costo anual mantenimiento	Ahorro por cambio de transporte	Valor de salvamento
0	Q236.652,60			
1		Q15.000,00	Q150.000,00	
2		Q15.000,00	Q150.000,00	
3		Q15.000,00	Q150.000,00	
4		Q15.000,00	Q150.000,00	
5		Q15.000,00	Q150.000,00	Q0,00

4.2. Evaluación económica

4.2.1. Valor presente neto

Ecuaciones:

$$R = P((i(1+i)^n) / ((1+i)^n - 1))$$

R = renta o anualidad

$$P = R(((1+i)^n - 1) / (i(1+i)^n))$$

P = Valor presente

i = tasa de interés

CÁLCULOS

Con préstamo de inversión inicial

Pago anual por préstamo	Q73.459,62
Valor presente mantenimiento	Q61.651,45
Valor presente de ahorro por transportador	Q616.514,54
Valor presente del préstamo	Q301.926,17
Valor presente neto	Q252.936,92

Inversión inicial con Patrimonio propio 100 %

Valor presente mantenimiento	Q61.651,45
Valor presente de ahorro por transportador	Q616.514,54
Inversión inicial	Q236.652,60
Valor presente neto	Q318.210,49

4.2.2. Costo anual uniformemente equivalente

Ecuación:

$$R = P((i(1+i)^n) / ((1+i)^n - 1))$$

R = renta o anualidad
P= Valor presente
i = tasa de interés

Con préstamo de inversión inicial

Pago anual por préstamo	Q73.459,62
Mantenimiento anual	Q15.000,00
Ahorro anual por transportador	Q150.000,00
Costo anual uniformemente equivalente	Q61.540,38

Inversión inicial con patrimonio propio 100 %

Anualidad para recuperación de capital	Q57.578,35
Mantenimiento anual	Q15.000,00
Ahorro anual por transportador	Q150.000,00
Costo anual uniformemente equivalente	Q77.421,65

4.2.3. Tasa interna de retorno

$$VPN = 0 \quad (\text{Valor Presente Neto} = 0)$$

$$VP \text{ ingresos} = VP \text{ egresos}$$

$$\text{Ecuaciones: } R = P((i(1+i)^n) / ((1+i)^n - 1)) \quad R = \text{renta o anualidad}$$

$$P = \text{Valor presente}$$

$$P = R(((1+i)^n - 1) / (i(1+i)^n)) \quad i = \text{tasa de interés}$$

Ingresos :	Ahorro anual por uso de transportador	Q150.000,00
Egresos:	Mantenimiento anual	Q15.000,00
	Intereses anualizados (préstamo)	Q39.520,98
	Inversión inicial	Q236.652,60

Evaluación con inversión inicial prestado:

$$0 = VP(15000(i, n) - 39520.98(i, n)) - VP(150000, i, n) - 236652.6$$

$n = 5$ años

$i = ? =$ TIR (Tasa Interna de Retorno), obtenido por iteración.

$i =$ TIR (Tasa Interna de Retorno) = 29.05 %

Evaluación con inversión 100%, patrimonio propio

$$0 = VP(15000(i, n) - VP(150000, i, n) - 236652.6$$

$n = 5$ años

$i = ? =$ TIR (Tasa Interna de retorno), obtenido por iteración.

$i =$ TIR (Tasa Interna de Retorno) = 49.32 %

5. CONTROL DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL

El control que se tendrá del transportador es básicamente en términos generales, pues este tipo de transportador resulta ser muy simple en su manipulación, y no requiere de mucho recurso humano en su operación.

5.1. Procedimiento de operación del transportador

En el proceso de puesta en marcha del transportador, el operario responsable de su operación seguirá el siguiente procedimiento:

- ✧ Revisa que las compuertas estén abiertas en especial la de descargue.
- ✧ Observa que las tolvas en principio estén vacías o sin producto dentro de ellas.
- ✧ Lo hace funcionar antes que el elevador comience su trabajo de carga.

- ✧ Considera que transportador funcionará o si ambas lo harán (esto, sí se tiene el interruptor de arranque de ambos en un mismo punto).
- ✧ Si han de utilizarse ambas secciones del transportador, es necesario que estén en operación ambas secciones del transportador, para evitar acumulación en la tolva que une a ambos.
- ✧ Después de lo ya mencionado, “INICIE LA OPERACIÓN” del transportador.

5.2. Aspectos y elementos que debe controlar el operario

Estos aspectos y elementos que se mencionan a continuación se refieren al momento en que el transportador ya se encuentra en funcionamiento, los cuales son:

- ✧ Controla que el flujo volumétrico deseado sea el que llegue a la tolva de la retila; de lo contrario, se regula el flujo de entrada del transportador abriendo más o cerrando la compuerta de la tolva.
- ✧ Revisa que no se acumule producto en las tolvas de recibo, y que no esté, más allá de sus capacidades.
- ✧ Deben estar atentos a cualquier tipo de ruido en el transportador, y pararlo inmediatamente, si es considerado ruido o golpe anormal.

- ✧ Siempre que sea posible, hay que detener primero el funcionamiento de elevador de cangilones, antes de parar el movimiento del transportador.
- ✧ Se debe tener presente que debe estar (o tener algún medio inmediato) en comunicación con el encargado de la planta de procesamiento, ya que por algún inconveniente en la planta, puede obligar a detener la operación de envío o el transporte de café pergamino.
- ✧ Hay que controlar que cuando no se use la sección primera del transportador, éste debe cesar en su funcionamiento, así como el elevador de carga.

5.3. Mantenimiento del transportador

Una de las características de importancia de esta clase de transportadores es que no requieren de mantenimiento muy cuidadoso, es decir, que sus elementos tienen una duración de tiempo considerable, y su funcionamiento en general es de aspecto mecánico; se exceptúa el sistema motriz, donde se tiene el motor eléctrico y sus controladores. A su vez posee pocos conjuntos de mecanismos, por lo que se reduce la actividad de mantenimiento.

5.3.1. Mantenimiento preventivo

En lo que se refiere a este mantenimiento, cuyo fin es que la máquina permanezca dentro de los límites presupuestos, se debe considerar que el técnico encargado del mantenimiento debe realizar lo siguiente:

- Revisar que las compuertas de las tolvas tengan libre movimiento, así como limpiar la acumulación de polvo o producto en sus guías y lubricarlas.
- Prestar atención a cualquier ruido o funcionamiento irregular de la máquina, en tanto está en uso.
- Lubricar las chumaceras con grasa, utilizando la grasería que poseen cada uno en su respectivo cuerpo.
- Revisar la tensión de las fajas, a fin de que no estén flojas o muy apretadas, debidas al uso (ver los tornillos sujetadores del tensor).
- Se debe considerar el estado físico de las fajas, por sí hay necesidad de cambio.
- Observar la constitución física de los ejes del sistema motriz, así como cuñeros.
- Prestar atención a ruidos en el motor eléctrico, y observar posibles fugas de grasa de sus cojinetes, lo que podría ameritar cambios.
- Revisar las conexiones eléctricas y el cableado para evitar corto circuito o falta de protección al motor, así como la funcionalidad de los fusibles.

CONCLUSIONES

1. El transportador helicoidal es de utilidad versátil; esto es básicamente por la diversidad de tipos, en lo que al helicoidal propiamente se refiere (según la aplicación), que es el encargado de realizar el movimiento del producto. También es debido al ángulo de inclinación que se puede ubicar el transportador (0 a 90°).
2. Con la utilización del transportador helicoidal, se optimiza el espacio en la bodega de procesamiento a café oro, al evitar la acumulación en sacos de café pergamino, que están en espera a ser procesados, y así sólo se almacenará el café oro.
3. El diseño del helicoidal permite transportar el café pergamino desde las bodegas a la planta de procesamiento, en función a la capacidad de la retrilla, el cual es de 50 qq/hr.

4. La evaluación económica indica que es favorable realizar el cambio, con valor presente positivo, tanto con inversión inicial prestado (Q. 252,936.92), como con inversión inicial con patrimonio propio (Q. 318,210.49). Con el Costo Anual Uniformemente Equivalente (CAUE) se proporciona una anualidad favorable de Q. 61,540.38, para el caso de prestar la inversión inicial, y de Q. 77,421.65 con inversión inicial con capital propio. En lo que se refiere a la Tasa Interna de Retorno (TIR) proporciona TIR de 29.05% al realizar préstamo, y de 49.32% al invertir con patrimonio propio.

5. Para el mantenimiento del sistema de transportador, no se requiere mano de obra altamente tecnificada; esto es porque resulta ser un mecanismo enteramente mecánico, con sistema motriz eléctrico, que no posee sistemas complejos en su funcionamiento.

RECOMENDACIONES

1. Se deben realizar estudios para transporte de café pergamino, utilizando otros medios o sistemas, y compararlos con la opción aquí propuesta.
2. Conocido el beneficio que proporciona el uso de un transportador helicoidal, cuya utilización en la planta se debe someter a discusión entre los involucrados en el desarrollo productivo y administrativo de la empresa.
3. De no tener capital propio suficiente para la inversión, puede recurrirse al sistema financiero, a fin de ser proveídos de los recursos, con la certeza de que el proyecto en sí mismo genera ahorros, con los que se retribuye el compromiso económico de préstamo que se adquiera.

4. Si se llega al hecho en que se instale el sistema de transporte helicoidal propuesto, debe tenerse el cuidado de que las secciones de transporte de la bodega 1 a la bodega 2, y que la que está entre la bodega 2 y la planta de procesamiento, estén independientes en su funcionamiento y conexión eléctrica de potencia.

BIBLIOGRAFÍA

1. Academia Hütte de Berlín. **Manual del ingeniero**. 2ª ed. (Colección enciclopedia del ingeniero y del arquitecto, volumen 2). España: Editorial Gustavo Gili s.a. 1958. 1300 pp.
2. Asociación nacional del café (ANACAFE). **Beneficio seco y catación de café**. Guatemala: 26. 1997.
3. Asociación nacional del café (ANACAFE). **Manual de beneficiado húmedo del café**. Edición actualizada. Guatemala: 2001. 240 pp.
4. Blank, Leland T. y Anthony J. Tarquin. **Ingeniería económica** 4ª ed. Colombia: Editorial Mc Graw Hill. 1999. 722 pp.
5. Fratschner, O. **Elementos de máquina**. 3ª ed. España: Editorial Gustavo Gili s.a. 1969. 445 pp
6. Link Belt. "Engineering screw conveyors" **Manual de ensamble de components** : 11.
7. Niebel, Benjamin W. **Ingeniería industrial, métodos, tiempos y movimientos**. 9ª ed. México: Editorial Alfaomega. 1996. 880 pp.
8. Shigley, Joseph E. y Larry D. Mitchell. **Diseño en ingeniería**

mecánica. 3^a ed. Mexico: Editorial Mc Graw Hill. 1989. 900 pp.

9. Spotts, M.F: **Proyecto de elementos de màquinas.** 4^a ed. España: Editorial Reverte S.A. 1976. 684 pp.

APÉNDICE 1

FIGURAS

FIGURA 1

ISOMÉTRICO GENERAL DE TRANSPORTADOR
HELICOIDAL

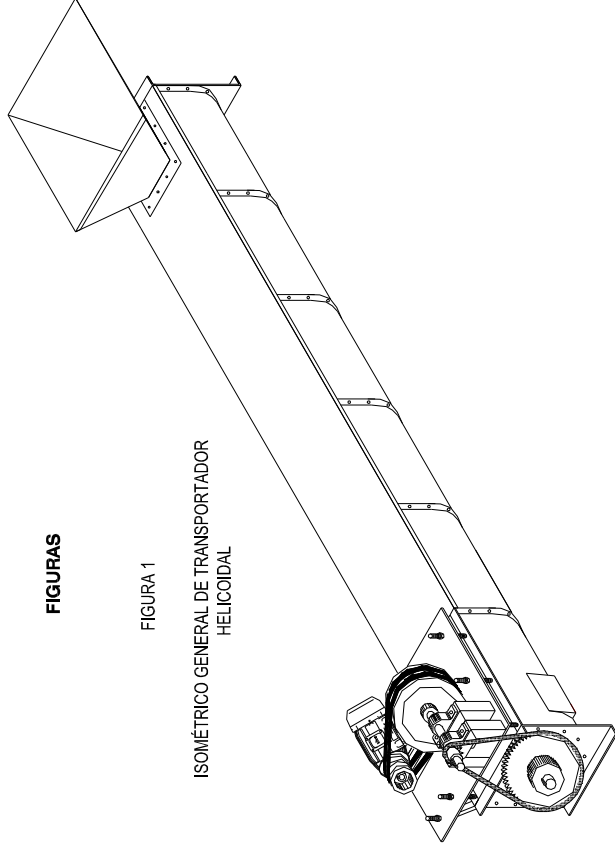


FIGURA No. 2

UBICACIÓN Y LONGITUD DEL TRANSPORTADOR
MEDIDAS EN METROS SIN ESCALA

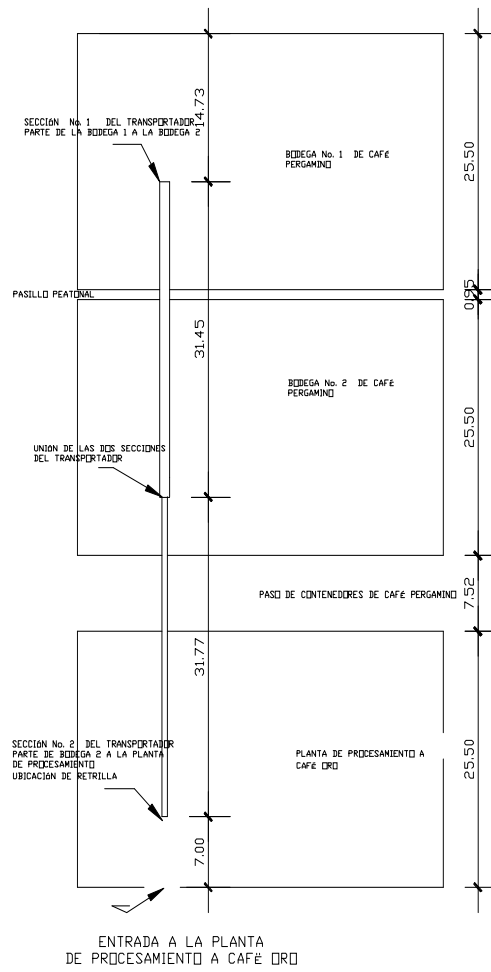
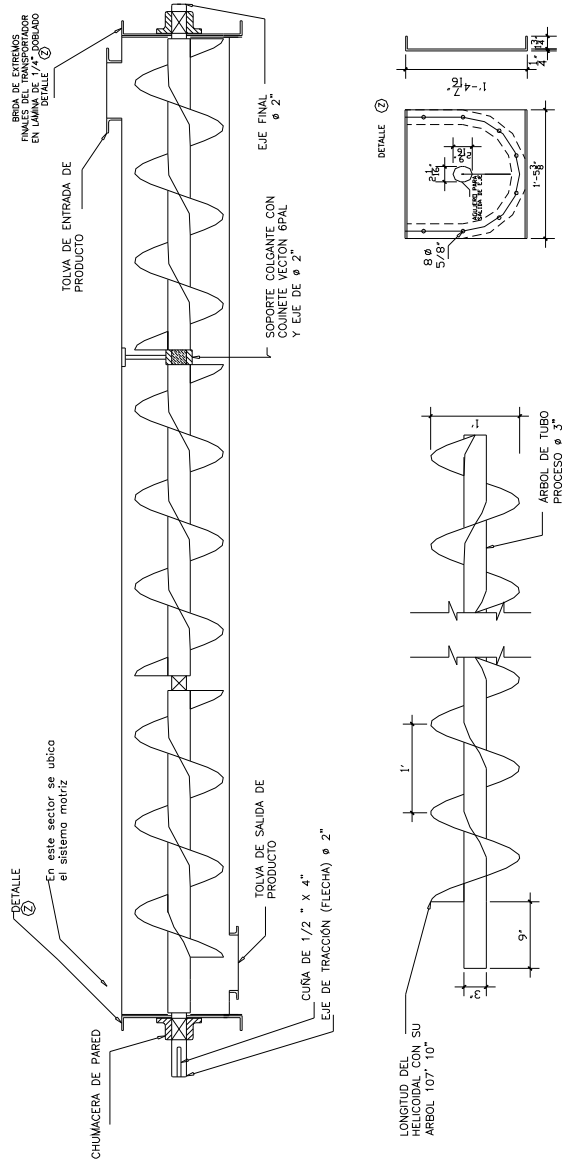


FIGURA No. 3

TRANSPORTADOR HELICOIDAL Y SU CANAL, CARGADORES
 FLECHAS, Y OTRAS PARTES
 Medidas en pulgadas, sin escala



CONTINUACIÓN FIGURA No. 3
CANAL DEL TRANSPORTADOR

medidas en pulgadas - sin escala

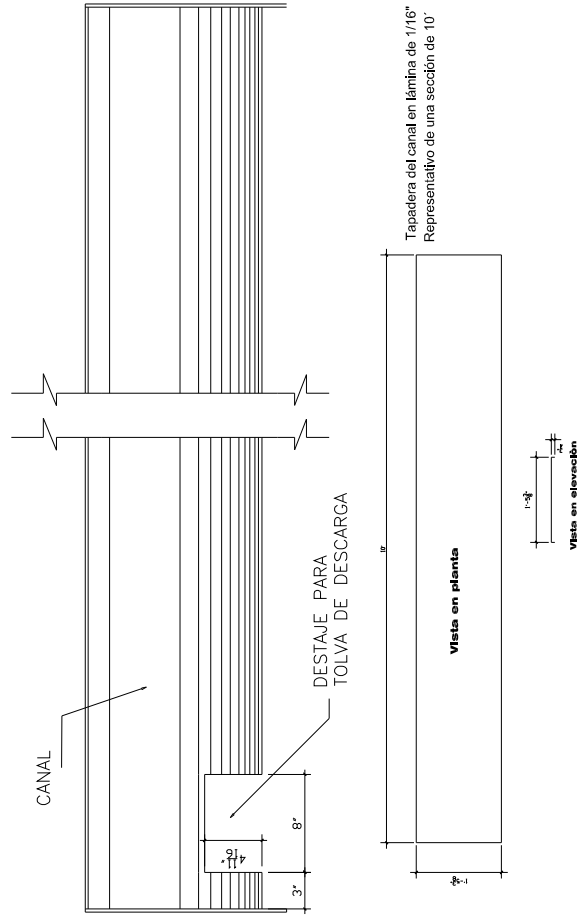


FIGURA No. 4

medidas en pulgadas
sin escalar

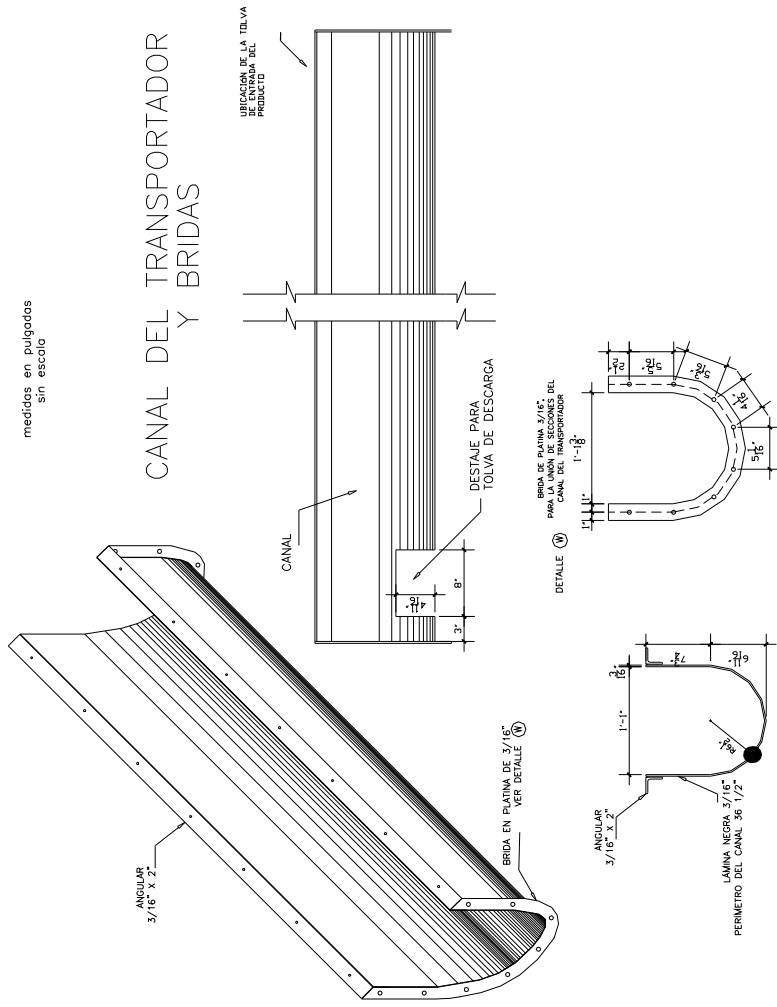
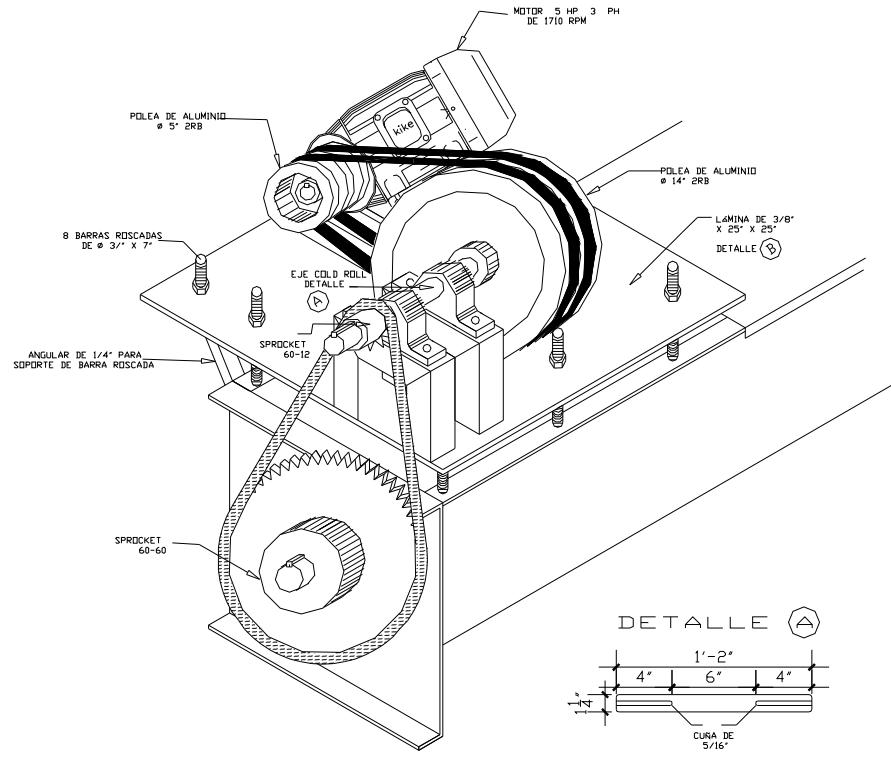
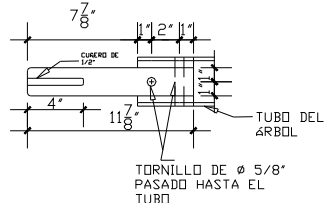


FIGURA No. 5
SISTEMA MOTRÍZ Y SU BASE DE SOPORTE



FLECHA DE TRACCIÓN
UBICA EL SPROCKET QUE MUEVE EL ÁRBOL



Medios en pulgadas
Sin escala

CONTINUACIÓN DE FIGURA No. 5
SOPORTE DEL SISTEMA MOTRIZ

Medidas en pulgadas
sin escote

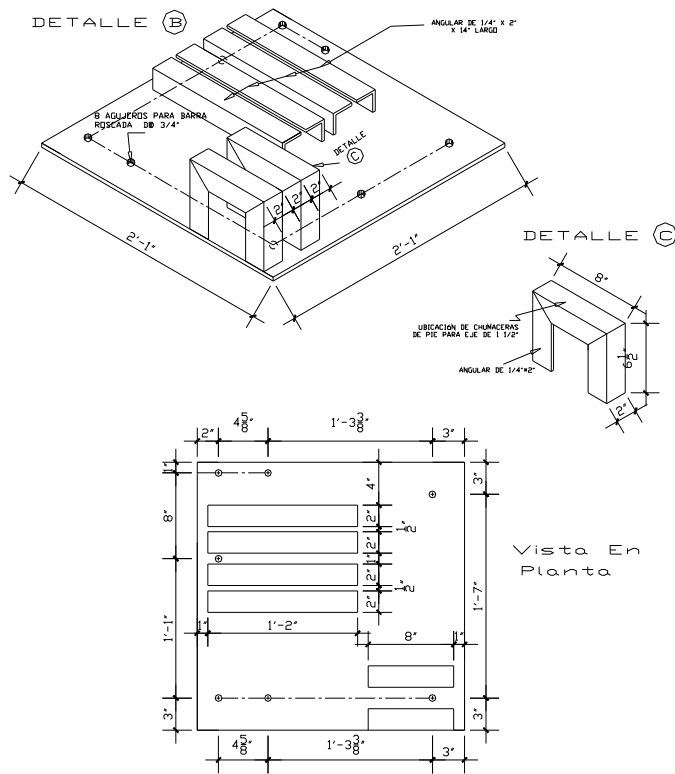
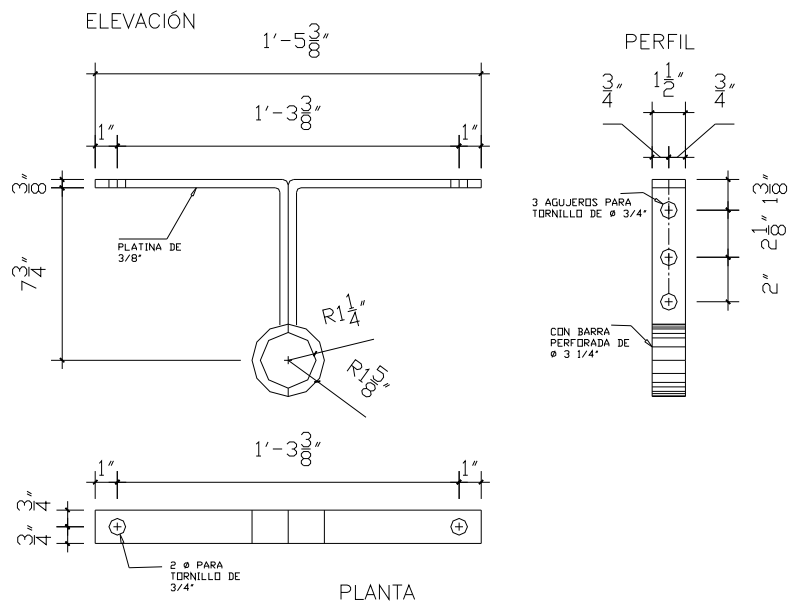


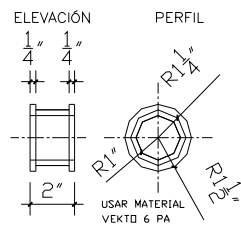
FIGURA No. 6

CARGADOR DE ACOPLE ENTRE SECCIONES

Medidas en pulgadas
sin escala



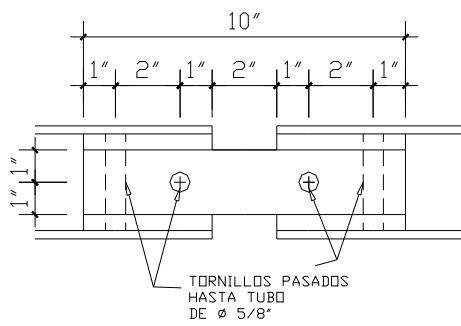
COJINETE DEL EJE DE ACOPLE



CONTINUACIÓN FIGURA No. 6

FLECHA DE SOPORTE COMO CARGADOR Y
UNIÓN ENTRE SECCIONES DEL TRANSPORTADOR

Medidas en pulgadas
sin escala



FLECHA EXTREMO POSTERIOR

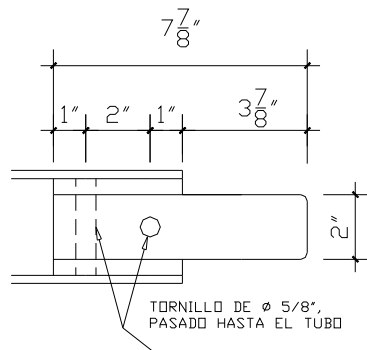
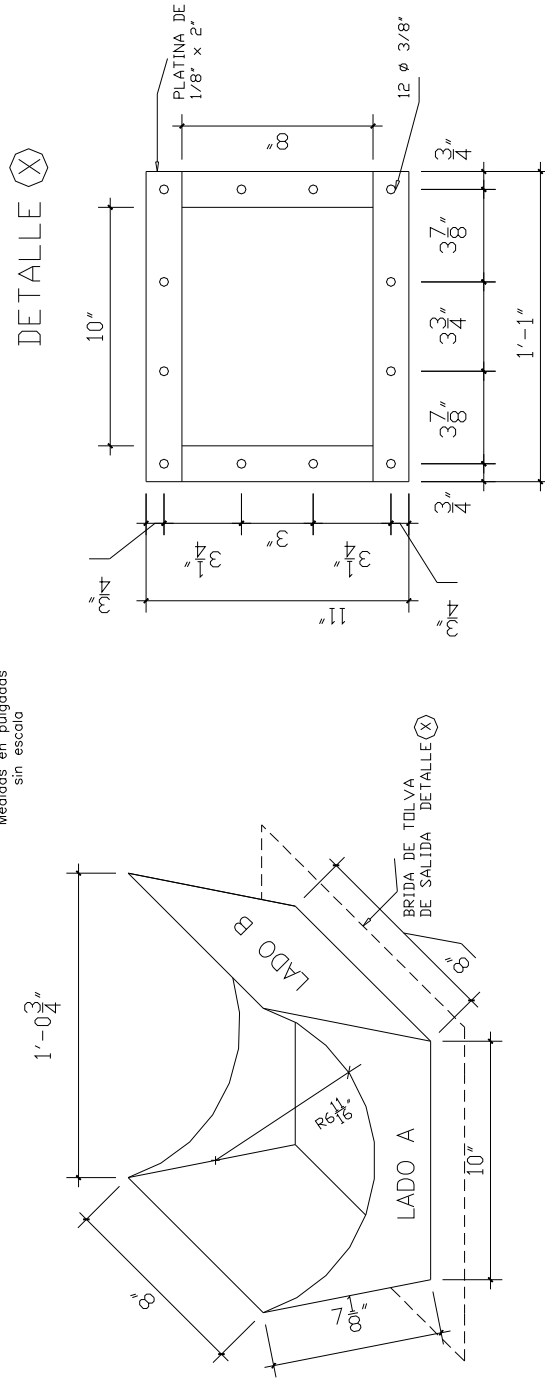


FIGURA No. 7

TOLVA DE SALIDA DE PRODUCTO
EN LÁMINA NEGRA 3/32"

Medidas en pulgadas
sin escala



CONTINUACIÓN FIGURA No. 7

TOLVA DE ENTRADA DEL CAFÉ PERGAMINO
Medidas en pulgadas
sin escala

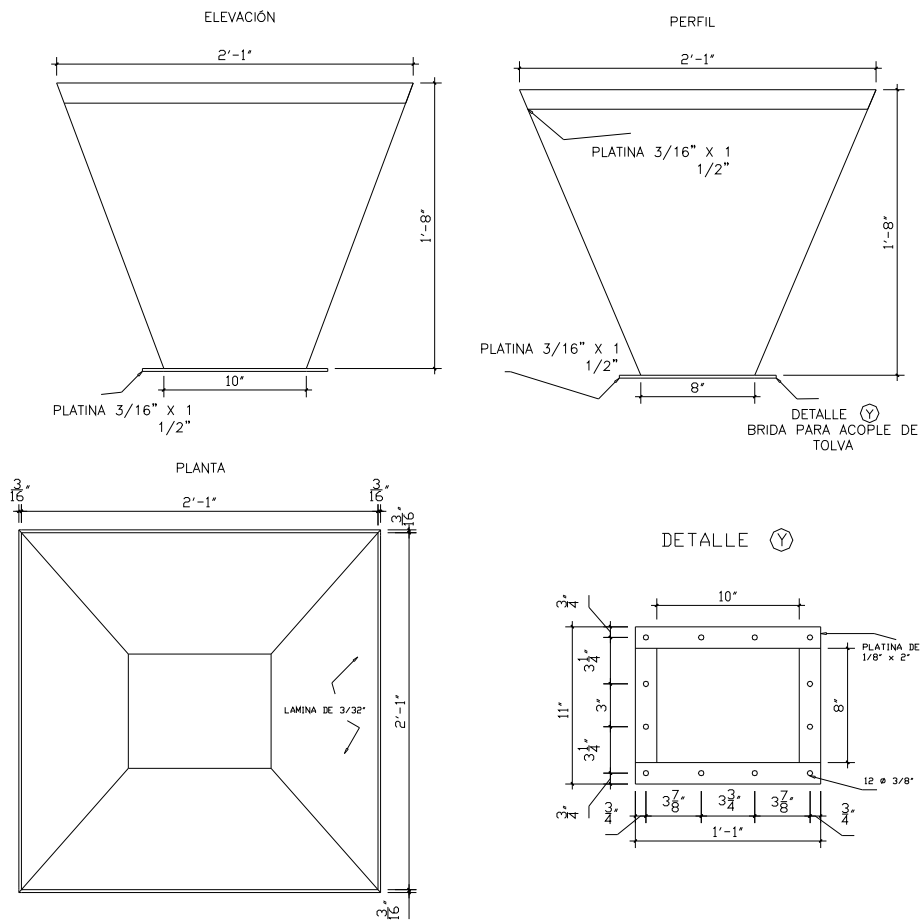
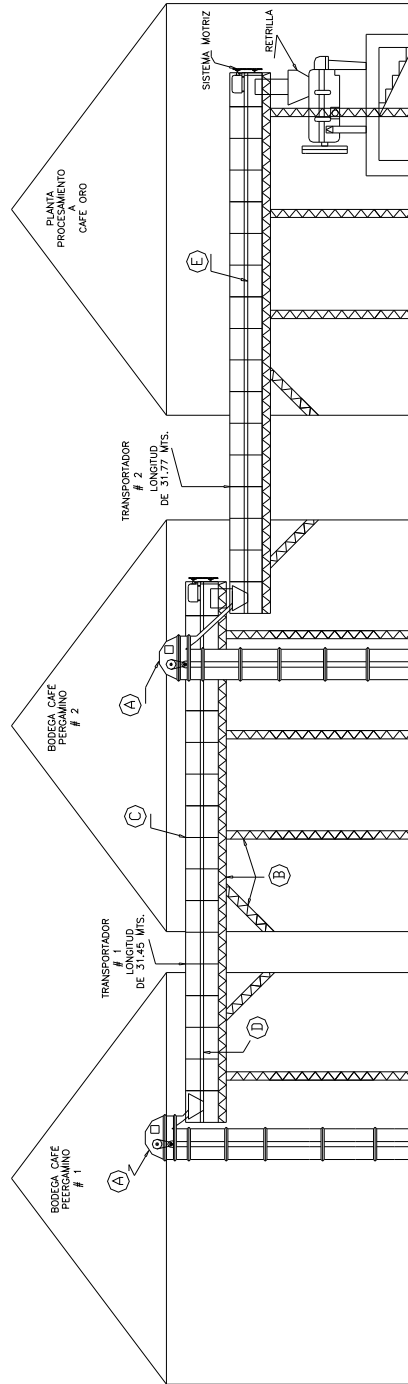


FIGURA # 8

VISTA GENERAL DE UBICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES
CON LOS ELEVADORES DE CARGA DEL PRODUCTO Y SU
ESTRUCTURA DE SOPORTE.



DETALLE:

- A = ELEVADORES DE CANGILONES
- B = ESTRUCTURA DE SOPORTE TIPO "JOYS"
- C = TRANSPORTADOR CON TUBO SENCILLO DE 1"
- D = TRANSPORTADOR HELICOIDAL
- E = TRANSPORTADOR HELICOIDAL

LA ALTURA AL TRANSPORTADOR # 2 ES DE 4 METROS
LA ALTURA AL TRANSPORTADOR # 1 ES DE 5 METROS

NOTA:

ENTRE ESTRUCTURAS DE SOPORTE COMO VIGAS TIPO JOYS
HAY UNA SEPARACION ENTRE SI DE 6 METROS
LOS JOYS SON DE ANGULAR DE 1/8" x 2" CON ALMA DE HIERRO CORRUGADO DE 3/8"

APENDICE 2

DIAGRAMA

CARGAS SOBRE EL CONTRAEJE

fuerza del sprocket sobre el contraeje fuerza de la polea sobre el contra eje

$F_s = 223.06 \text{ Kg}$ $F_p = 123.56 \text{ Kg}$
 Peso Sprocket = 2.5 Kg Peso de Polea = 3 Kg

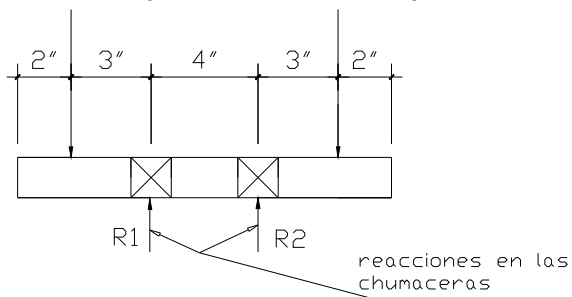


diagrama de corte

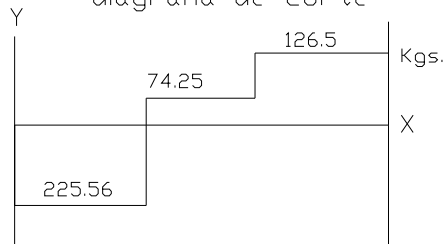
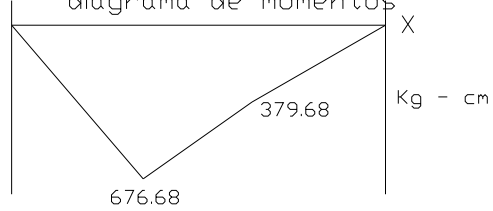


diagrama de momentos



ANEXO 1

TABLAS

TABLA 1 Capacidad de las roscas de transporte horizontales (Krupp-Grusonwerk)

Diámetro de la rosca en mm.	150	200	250	300	350	400	500
Número de revoluciones por minuto	120	110	100	80	70	60	50
Potencia, en HP, por cada 10 m de longitud	0.5	0.8	1	1.5	2.2	3	5
Capacidad del transportador (Aprox.) en m ³ /h.	2.4	6	10.5	16.5	25	37	60

Tomado de **Manual del Ingeniero**, Academia Hütte de Berlín, vol. II, página 1191

TABLA 2 CONSTANTES DE PROYECTO PARA CORREAS TRAPEZOIDALES

Sección	10 ⁸ - 10 ⁹ Máximos de fuerza		10 ⁸ - 10 ⁹ Máximos de fuerza		Diámetro Mínimo de la Polea
	Q	x	Q	x	
A	306	11.089			7.62
B	541	10.924			12.7
C	924	11.173			21.59
D	1909	11.105			33.02
E	2749	11.1			54.86
3V	330	12.464	482	10.153	6.73
5V	750	12.593	1086	10.283	18.03
8V	1650	12.629	2383	10.319	31.75

Tomado de Spotts, **Proyecto de elementos de máquinas**, pag. 268.

TABLA 3
COEFICIENTES DE SERVICIO
QUE SE SUGIEREN

Horas de servicio diario	3 a 5	8 a 10	16 a 24	3 a 5	8 a 10	16 a 24
Agitadores de líquidos, ventiladores y extractores Bombas centrífugas, compresores y ventiladores hasta 10 hp Aparatos transportadores de poca potencia Cintas transportadoras para arena, grano, etc. amasadoras Ventiladores hasta 10 hp, generadores, ejes de transmisión Maquinaria para lavanderías, herramientas mecánicas, prensas Perforadoras, cizallas, maquinaria para imprentas Bombas rotatorias volumétricas, tanques vibratorios y giratorias Maquinaria para hacer ladrillos, montacargas de cubeta, Inductores, compresores de pistón, aparatos transportadores (cinta, paletas, artesas, tornillo), maquinaria textil trituradoras de martillos, molinos para pasta de papel bombas de pistón, compresores volumétricos, pulverizadores aserradoras y maquinaria para trabajar la madera Trituradoras (rotatorias, de mandibulas, de rodillos) molinos (de bolas, de rodillos, de tubos), grúas calandrias para el caucho, extrusores, molinos.	Motores de corriente alterna: Par normal, en jaula de ardilla, síncronos monofásicos con devanado auxiliar de arranque Motores de corriente continua: En derivación, motores: multicilíndricos de combustión interna	Motores corriente alterna: de gran par de arranque, de par de resbalamiento elevado, de inducción de repulsión, monofásico devanados en serie, de anillo colector. Motores de corriente continua: De excitación mixta, en serie Monocilíndricos de combustión interna. Ejes de transmisión: embragues				
	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Engineering Standard-Specifications for Drives Using Classical Multiple V-Belts, New York: Rubber Manufactures Assn., 1968. Tomado de Spotts, **Proyecto de elementos de máquinas, Pag. 269.**

TABLA 4 Aumentos de longitud para bandas V comunes de servicio pesado-serie en pulgadas

Sección transversal	Intervalos de tamaño pulgadas	Aumentos de longitud pulgadas
A	26 a 128	1.3
B	35 a 240	1.8
B	240 o mayor	2.1
C	51 a 210	2.9
C	210 o mayor	3.8
D	120 a 210	3.3
D	210 o mayor	4.1
E	180 a 240	4.5
E	240 o mayor	5.5

*Los aumentos de longitud que se indican están en pulgadas y han de ser sumados al perímetro interior para obtener la longitud de paso de una banda de transmisión. Fuente: recopilado de ANSI/RMA -IP-20-1977

*W. Erickson "Cutting Drive Size and Cost with Narrow V Belts" MachineDesign, vol 25, 01/79, pp. 116-119.

Tomado de Shigley, Mitchell, **Diseño en Ingeniería Mecánica**, pag. 807.

ABLA 5 Longitudes normales L_s y factores de corrección de longitud K_2 para bandas V inglesas*, de tipo común para servicio pesado.

L_s	A	B	C	D	L_s	B	C	D	E
26	0.78				144	1.10	1.00	0.91	
31	0.82				158	1.12	1.02	0.93	
35	0.85	0.80			173	1.14	1.04	0.94	
38	0.87	0.82			180	1.15	1.05	0.95	0.92
42	0.89	0.84			195	1.17	1.06	0.96	0.93
46	0.91	0.86			210	1.18	1.07	0.98	0.95
51	0.93	0.88	0.80		240	1.22	1.10	1.00	0.97
55	0.95	0.89			270	1.24	1.13	1.02	0.99
60	0.97	0.91	0.83		300	1.27	1.15	1.04	1.01
68	1.00	0.94	0.85		330		1.17	1.06	1.03
75	1.02	0.96	0.87		360		1.18	1.07	1.04
80	1.04				390		1.20	1.09	1.06
81		0.98	0.89		420		1.21	1.10	1.07
85	1.05	0.99	0.90		480			1.13	1.09
90	1.07	1.00	0.91		540			1.15	1.11
96	1.08		0.92		600			1.17	1.13
97		1.02			660			1.18	1.15
105	1.10	1.03	0.94						
112	1.12	1.05	0.95						
120	1.13	1.06	0.96	0.88					
128	1.15	1.08	0.98	0.89					

* Las designaciones de longitud corresponden a los perímetros interiores

Fuente: de ANSI/RMA -IP-20-1977 estandar.

Tomado de Shigley, Mitchell, **Diseño en Ingeniería Mecánica**. Pag. 811.

TABLA 6 Constantes para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda.

Sección transversal	C_1	C_2	C_3	C_4
A	0.8542	1.342	$2.436(10)^{-4}$	0.1703
B	1.506	3.52	$4.193(10)^{-4}$	0.2931
C	2.786	9.788	$7.460(10)^{-4}$	0.5214
D	5.922	34.72	$1.522(10)^{-3}$	1.064
E	8.642	66.32	$2.192(10)^{-3}$	1.532
13C	$3.316(10)^{-2}$	1.088	$1.161(10)^{-8}$	$5.238(10)^{-3}$
16C	$5.185(10)^{-2}$	2.273	$1.759(10)^{-8}$	$7.934(10)^{-3}$
22C	$1.002(10)^{-1}$	7.04	$3.326(10)^{-8}$	$1.500(10)^{-2}$
32C	$2.205(10)^{-1}$	26.62	$7.037(10)^{-8}$	$3.174(10)^{-2}$

Tomado de Shigley, Mitchell, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pag. 809.

TABLA 7 Factores de relación de velocidad, para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de bandas.

Intervalo D/d	K_A
1.00 a 1.01	1.0000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.39	1.0840
1.40 a 1.64	1.0972
mayor que 1.64	1.1106

Tomado de Shigley, Mitchell, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pag. 810.

TABLA 8 Razón T_1/T_2 para correas trapezoidales para diversos valores del ángulo de contacto.

Angulo de contacto 2ψ	T_1/T_2	Angulo de contacto 2ψ	T_1/T_2	Angulo de contacto 2ψ	T_1/T_2	Angulo de contacto 2ψ	T_1/T_2
180°	5	155°	4	130°	3.2	105°	2.56
175°	4.78	150°	3.82	125°	3.06	100°	2.44
170°	4.57	145°	3.66	120°	2.92	95°	2.34
165°	4.37	140°	3.5	115°	2.8	90°	2.24
160°	4.18	135°	3.34	110°	2.67		

Tomado de Spotts, *Proyecto de elementos de máquinas*. Pag. 272.

TABLA 9 Constantes de Proyecto para correas trapezoidales

Sección	K _b	K _c	Fuerza máxima F		
			Para 10 ⁸	Para 10 ⁹	Para 10 ¹⁰
A	253	0.987	58	47	
B	664	1.698	100	81	
C	1843	3.02	178	145	
D	6544	6.156	363	295	
E	12501	8.872	523	425	
3V	265	0.748	75	63	50
5V	1265	2.142	174	145	102
8V	5565	5.787	384	320	256

Gates Rubber Co. Denver , Colorado

Tomado de Spotts, **Proyecto de elementos de máquinas**. Pag. 267.

TABLA 10 FACTORES DE SERVICIO PARA CARGAS K_s

Maquinaria impulsada	Máquina impulsora		
	Motores de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Sin choques	1.00	1.00	1.20
Choques moderados	1.20	1.30	1.40
Choques fuertes	1.40	1.50	1.70

Tomado de Shigley, Mitchell, **Diseño en Ingeniería Mecánica**. Pag. 822.

Tabla 11 CAPACIDAD O POTENCIA NOMINAL (EN HP) DE CADENAS DE RODILLOS DE PASO SIMPLE Y UN SOLO CORDÓN CON RUEDA DENTADA DE 17 DIENTES

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Tipo A

Tipo B

Tipo C

Tabla 11 (CONCLUYE)

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena							
	80	100	120	140	160	180	200	240
50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115.
150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103.	166.
200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101.	134.	215.
300	14.5	27.7	46.8	72.4	105.	145.	193.	310.
400	18.7	35.9	60.6	93.8	136.	188.	249.	359.
500	22.9	43.9	74.1	115.	166.	204.	222.	0
600	27.0	51.7	87.3	127.	141.	155.	169.	
700	31.0	59.4	89.0	101.	112.	123.	0	
800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101.		
900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
1600	18.6	22.3	25.8	0				
1800	15.6	18.7	21.6					
2000	13.3	15.9	0					
2500	9.56	0.40						
3000	7.25	0						

Tipo C

Tipo C'

* Valor estimado de las tablas del ANSI por interpolación lineal.

Nota: Tipo A—Lubricación manual o por goteo

Tipo B—Lubricación por baño o de disco.

Tipo C—Lubricación por flujo de aceite.

Tipo C'—Tipo C, pero ésta es una región de posible conflicto; preséntese el diseño al fabricante para su evaluación

Fuente: compilado de la sección de información de la ANSI B29.1-1975, y de B29.9-1958.

TABLA 12 FACTORES DE CORRECCION PARA LOS DIENTES

Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección K_1 para los dientes	Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección K_1 para los dientes
11	0,53	22	1,29
12	0,62	23	1,35
13	0,70	24	1,41
14	0,78	25	1,46
15	0,85	30	1,73
16	0,92	35	1,95
17	1,00	40	2,15
18	1,05	45	2,37
19	1,11	50	2,51
20	1,18	55	2,66
21	1,26	60	2,80

Tomado de Shigley, Mitchell, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pag. 821.

TABLA 13 FACTORES PARA CADENAS DE CORDONES
MULTIPLES K_2

Número de cordones	K_2
1	1,00
2	1,70
3	2,50
4	3,30

Tomado de Shigley, Mitchell, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pag. 822.

ANEXO 2

FIGURAS

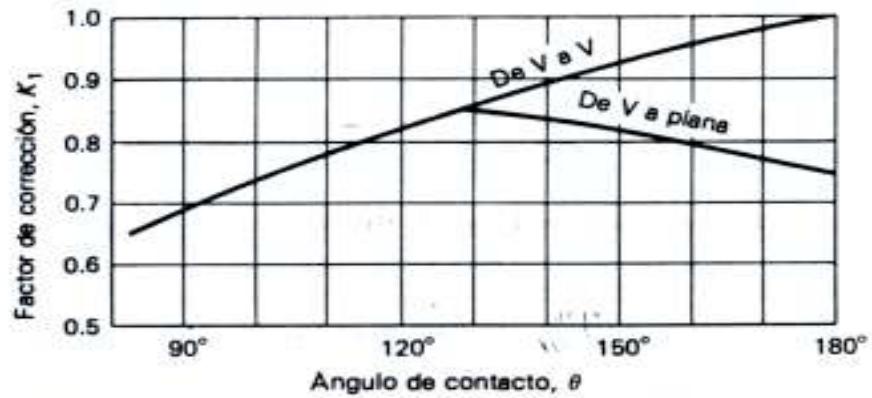


FIGURA 1 Factores de corrección K_1 para ángulos de contacto hasta de 180° . La designación V a plana indica la transmisión V a plana con banda V, de polea ranurada a polea plana. (Recopilado de ANSI/RMA-IP-20-1977 y estándar.)

Tomado de Shigley, Mitchell, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pag. 810.

Tensiones de trabajo

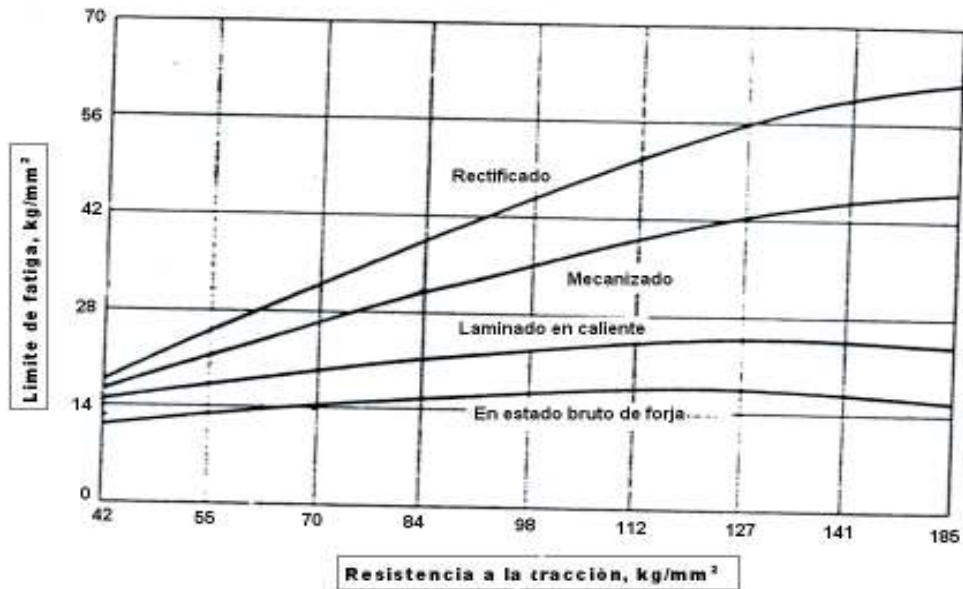


Fig. 2. Relación entre límite de fatiga y la resistencia a la tracción para probetas sin muescas en flexión alternativa. Tomado de Spotts, *Proyecto de elementos de máquinas*. Pag. 267.

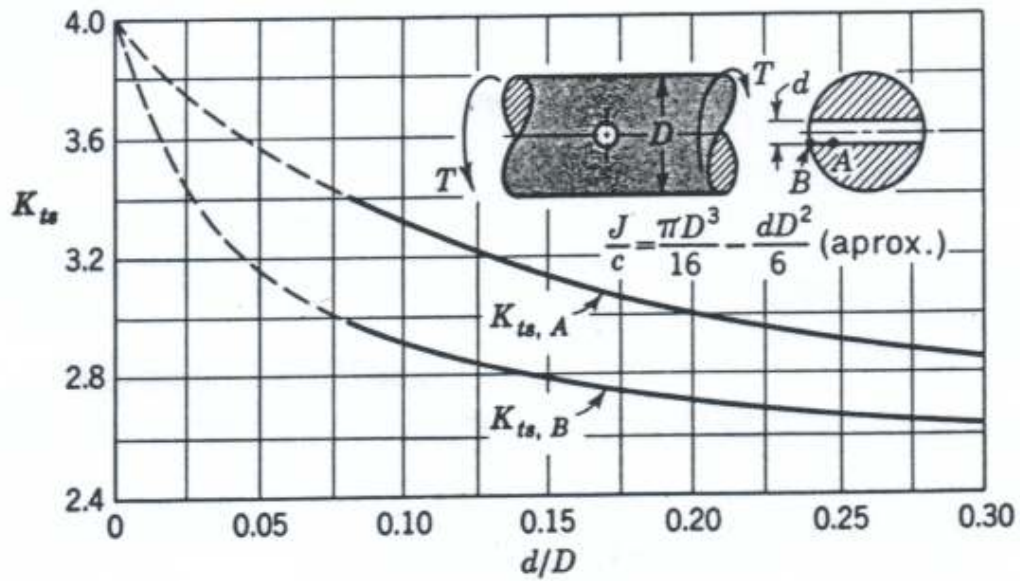


Figura 3. Barra de sección circular en torsión, con un agujero transversal.
 Tomado de Shigley, Mitchell, **Diseño en Ingeniería Mecánica**.
 Pag. 886.

