



PONTIFICIA **UNIVERSIDAD CATÓLICA** DEL PERÚ

Esta obra ha sido publicada bajo la licencia Creative Commons
Reconocimiento-No comercial-Compartir bajo la misma licencia 2.5 Perú.

Para ver una copia de dicha licencia, visite
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESMOTADORA DE ALGODÓN PARA LA
VARIEDAD TANGÜIS**

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Oscar Eduardo Narvéez Alvarado

ASESOR: Ing. Benjamín Barriga Gamarra

Lima, Marzo de 2009

Resumen

La presente tesis comprende el diseño de una máquina desmotadora de algodón, cuya función principal es separar al algodón cosechado proveniente del campo en fibra y semilla para su posterior uso industrial. La máquina desmotadora fue diseñada para procesar al algodón tipo Tangüis, mismo que es sembrado en la costa central y sur del Perú.

La máquina desmotadora ocupa un espacio aproximado de 1.90m de largo por 1.30m de ancho y una altura de 1.60m, provista de guardas de seguridad para las zonas donde existen poleas o engranajes de transmisión de potencia. La energía suministrada es por medio de un motor eléctrico de 30HP. La máquina tiene una capacidad de desmotado de 350Kg de fibra desmotada por cada hora de trabajo.

El algodón ingresa a la máquina a través de una tolva que alimenta al sistema de desmotado. El desmotado del algodón es realizado mediante un mecanismo conocido como sistema de sierras y costillas. Finalmente la recolección de los productos de salida es realizada en dos depósitos, uno para fibra y otro para semilla.

En la primera parte de la presente tesis se describe las características del algodón, el proceso de obtención de la fibra de algodón y las cualidades requeridas para su posterior uso. Finalmente se presenta el análisis de la actividad algodонера en el país para comprender la necesidad del diseño propuesto en la presente tesis.

El trabajo propio de diseño, se realizó aplicando la metodología utilizada en los cursos de "Diseño Mecánico 1 y 2" de la especialidad de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica Del Perú y considerando la información presentada en el primer capítulo. La memoria de diseño es acompañada de los planos de ensamble y fabricación.

Finalmente, se realizó el análisis económico de la fabricación y montaje de la máquina en base a cotizaciones realizadas por empresas metal mecánicas de nuestro medio, llegando a un costo total menor que el costo de una máquina similar ofrecida en el mercado, lo que completa y hace que la presente tesis sea una propuesta válida para la solución de la necesidad a cubrir.

Se adjunta al trabajo observaciones, conclusiones y anexos utilizados.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESMOTADORA DE ALGODÓN PARA LA VARIEDAD TANGÜIS
ÁREA	: DISEÑO
PROPUESTO POR	: Ing. Benjamín Barriga Gamarra
ASESOR	: Ing. Benjamín Barriga Gamarra
ALUMNO	: Narváez Alvarado, Oscar Eduardo
CÓDIGO	: 1995.0339.1.12
FECHA	: 18 de febrero de 2009

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En los valles costeros peruanos, comprendidos desde el valle del Santa (Huaraz) hasta el valle de Camaná (Arequipa), la siembra y comercialización del algodón de la variedad Tangüis constituye una de las principales actividades económicas de la población. Para lograr su comercialización, es necesario separar la fibra de algodón cosechado de su semilla mediante métodos y formas que puedan satisfacer las necesidades locales en forma efectiva y económica.

El presente trabajo propone el diseño de una máquina desmotadora de algodón para la variedad Tangüis, de modo que dicha máquina pueda usarse para implementar pequeños centros de acopio que brinden el servicio de desmotado de algodón para así satisfacer las necesidades de la población dedicada a tal actividad.

Adicionalmente la máquina deberá poder ser fabricada enteramente en talleres del país utilizando preferentemente materiales que se hallen disponibles en el mercado nacional y cuyo costo de fabricación sea menor que el de una máquina de similares características ofertadas en la actualidad.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESMOTADORA DE ALGODÓN PARA LA
VARIEDAD TANGÜIS

INTRODUCCIÓN

1. CARACTERÍSTICAS DEL ALGODÓN
2. JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO
3. CONCEPCIÓN DE DISEÑO
4. CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES
5. PLANOS
6. COSTOS DE FABRICACIÓN

Observaciones y Recomendaciones

Conclusiones

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

ASESOR: Ing. Benjamín Barriga

AGRADECIMIENTOS

- Sr. Román Herrera, Gerente General del Centro desmotador INSERSA – Chincha, por permitir conocer las instalaciones de ésta planta y brindar valiosa información referida a rendimientos de operación.
- Sr. Jorge Saldarriaga, ex empleado de Martinto S.A. por brindar información de equipos para la industria algodonera.
- Ingeniero Alejandro Pacheco, Jefe del Proyecto Algodón de la Universidad Agraria de La Molina por permitir acceder a las instalaciones del Proyecto algodón y tomar fotografías.
- Ing. Benjamín Barriga G. Profesor a tiempo completo de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Por la asesoría brindada y el apoyo incondicional hacia los alumnos de la PUCP para el logro de sus objetivos.

DEDICATORIA

A Norma, mi madre, que con su fuente infinita de amor, fuerza y coraje me ha enseñado a superarme día a día.

A Flavio, mi padre, por su apoyo, cariño y comprensión en todo momento de mi vida.

A Giselly y Mónica, mis hermanas por su ayuda brindada en todo momento.

ÍNDICE	PAG.
CAPÍTULO UNO: CARACTERÍSTICAS DEL ALGODÓN	
1.1 Clases de Algodón	1
1.2 Morfología	1
1.3 Siembra y Cosecha	1
1.4 Propiedades y características de la fibra de algodón	1
1.5 Proceso de obtención de la fibra de algodón	3
1.6 Uso de semilla, línter y semilla de algodón	7
CAPÍTULO DOS: JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO	
2.1 Aspectos Generales	9
2.2 Justificación del diseño	10
CAPÍTULO TRES: CONCEPCIÓN DEL DISEÑO	
3.1 Estado de la tecnología	13
3.2 Lista de Exigencias	17
3.3 Estructura de Funciones	
3.3.1 Abstracción	21
3.3.2 Secuencia y principios tecnológicos	22
3.3.3 Fijación de procesos técnicos	22
3.3.4 Aplicación de sistemas técnicos y limitaciones	23
3.3.5 Representación de la Estructura de funciones	24
3.3.6 Agrupación de la estructura de funciones	25
3.4 Matriz morfológica	29
3.5 Prototipos	31
3.6 Selección de alternativa óptima	
3.6.1 Valoración Técnica	34
3.6.2 Valoración Económica	34
CAPÍTULO CUATRO: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	
4.1 Fijación de la Capacidad de Desmotado	36
4.2 Cálculo de Potencia Necesaria de Desmotado	37
4.3 Cálculo de Potencia de Eje de Limpieza	40
4.4 Cálculo de engranajes entre eje desmotador y eje de limpieza	42
4.5 Cálculo de Fajas Trapezoidales entre el eje de desmotado y el eje del motor	46
4.6 Cálculo del eje de desmotado	49
4.6.1 Cálculo por resistencia del eje de desmotado	50
4.6.2 Cálculo por deformación del eje de desmotado	61
4.7 Cálculo del eje de limpieza	63
4.7.1 Cálculo por resistencia del eje de limpieza	64
4.7.2 Cálculo por deformación del eje de limpieza	72
4.8 Selección de rodamientos	72
4.8.1 Definición de la vida de rodamientos	73
4.8.2 Selección de rodamientos para el eje de desmotado	73
4.8.3 Selección de rodamientos para el eje de limpieza	74
4.9 Selección del motor	75

4.10	Cálculo de chavetas de ajuste	78
4.11	Cálculo de tornillos entre tambor de madera y acople transmisor de potencia	81
4.12	Cálculo de Tornillos Sujetadores de Cepillos	88

CAPÍTULO CINCO: PLANOS

5.1	Descripción de planos	93
-----	-----------------------	----

CAPÍTULO SEIS: COSTOS DE FABRICACIÓN

6.1	Consideraciones generales	94
6.2	Costos de Ingeniería	94
6.3	Costos de adquisición y fabricación de elementos	95
6.4	Costos de montaje	97
6.5	Costo total de fabricación	97

	Observaciones y Recomendaciones	98
	Conclusiones	99

BIBLIOGRAFÍA**ANEXOS**

	Anexo A: Información Técnica de desmotado
	Anexo B: Información Tecnológica (Brodchure)
	Anexo C: Información Bibliográfica (Tablas de Cálculos, etc)
	Anexo D: Planos

CAPÍTULO UNO

CARACTERÍSTICAS DEL ALGODÓN

1.1 CLASES DE ALGODÓN

El algodón pertenece a la familia Malvaceae y al género Gossypium. La mayoría de variedades a nivel mundial pertenece a las especies Gossypium Barbadense de fibra larga, Gossypium Hirsutum de fibra mediana y Gossypium Herbaceum de fibra corta.

1.2 MORFOLOGÍA

La fibra de algodón crece en cápsulas esféricas u ovoides con pocas o muchas glándulas de aceite. Al madurar la cápsula emerge la borra blanca de algodón.

En la cápsula hay un promedio de nueve semillas de seis a doce milímetros de longitud y color marrón oscuro.

La fibra está compuesta por fibras largas gruesas, blancas o cremas y fibras más cortas adheridas a la semilla llamada vello o línter.

En la figura N° 1.1 se muestra la morfología del algodonoero y su fruto.

1.3 SIEMBRA Y COSECHA

Generalmente se necesitan de 110 a 220 cápsulas para producir un kilogramo de algodón con semilla. En la siembra se debe tener cuidado básicamente en el control de plagas, bacterias y hongos.

La cosecha se realiza en forma manual o mecánica. La fibra cosechada manualmente contiene menor número de impurezas, y se puede realizar de 2 a 3 pases según la madurez de bellotas, por su parte la cosecha mecánica no distingue la madurez de la bellota y recoge todas las bellotas de una sola pasada. La cosecha manual es más costosa que la cosecha mecánica.

1.4 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE ALGODÓN

La comercialización y fijación de precio de la fibra de algodón depende de las propiedades y características de ésta.

Así, la fibra de algodón queda definida por su finura, longitud, resistencia de fibra y grado de motas o NEPS. Para determinar estas características se utiliza un aparato llamado Instrumento de Alto Volumen (HVI) desarrollado en USA.

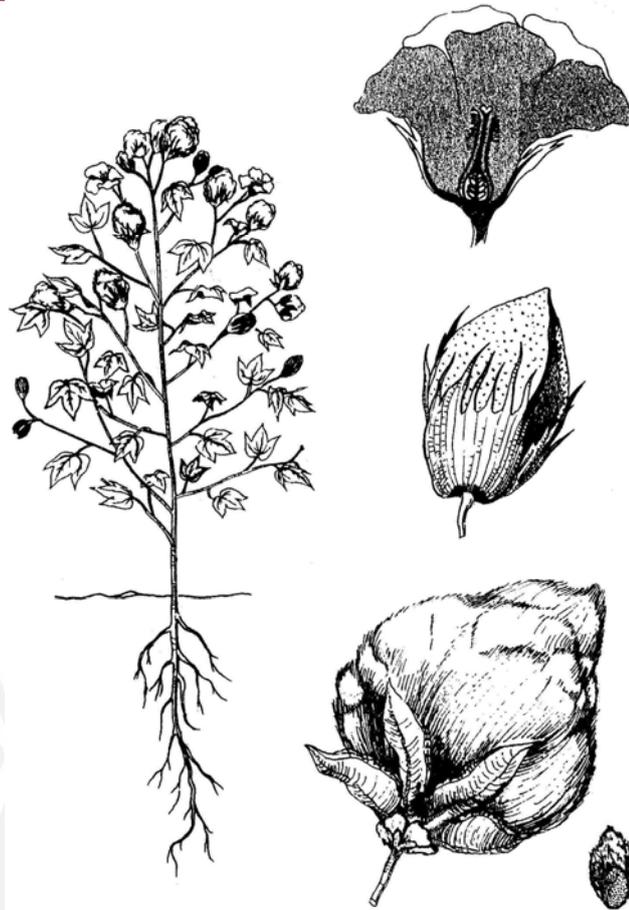


Figura N°1.1 Morfología del algodón

Fuente: DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN TECNOLÓGICA AGROPECUARIA. "Cultivos Oleaginosos". México, Trillas 1982

1.4.1 Finura: Propiedad medida con la unidad denominada Micronaire. El Micronaire es la medida del flujo de aire que logra atravesar una muestra de 2.34gramos de fibra de algodón comprimida a un volumen específico dentro de una cámara porosa.

La tabla 1.1 muestra la clasificación de la fibra de acuerdo a la finura.

ÍNDICE DE FINURA (Micronaire)	CLASIFICACIÓN
Menos de 3.0	Muy fina
3.0 a 3.9	Fina
4.0 a 4.9	Intermedia
5.0 a 5.9	Gruesa
6.0 en adelante	Muy Gruesa

Tabla1.1 Clasificación por Índice de Finura de fibra de algodón
Fuente: SARH Delegación del Estado de Chihuahua

El desmotado no influye en la finura de la fibra. En la industria se prefiere utilizar fibras cuyo índice de finura se encuentren de 3.5 a 4.9 Micronaire.

1.4.2 Longitud de Fibra: La longitud de la fibra permite determinar la uniformidad de longitud de fibra. La longitud de fibra puede ser afectada por el proceso de desmotado. La tabla 1.2 muestra la clasificación del algodón según el tamaño de su fibra.

LONGITUD PROMEDIO DE FIBRA DE ALGODÓN (mm)	
Menor que 25.1	Fibra corta
25.1 - 27.9	Fibra mediana
27.9 - 32	Fibra larga
Mayor de 32	Fibra Muy larga

Tabla1.2 Clasificación por la longitud de fibra de algodón
Fuente: SARH Delegación del Estado de Chihuahua

1.4.3 Resistencia de la Fibra: La resistencia de la fibra es medida por el HVI utilizando una separación de 1/8" de pulgada entre mordazas y es expresada en gramos/tex.

La unidad tex es equivalente al peso en 100metros de fibra. Existe una relación directa entre la resistencia de la fibra del algodón y calidad de telas obtenidas. La tabla 1.3 resume la clasificación de la fibra de acuerdo a su resistencia.

RESISTENCIA DE FIBRA (gr-f/tex)	
20 ó Inferior	Muy débil
21 - 24	Débil
24 - 26	Base
27-29	Fuerte
29 ó Superior	Muy fuerte

Tabla1.3 Clasificación por la resistencia de la fibra de algodón
Fuente: SARH Delegación del Estado de Chihuahua

1.4.4 Cantidad de Neps o Motas: Las motas o Neps son nudos de fibras causados por la rotura de ésta al momento de ser desmotada, o por la poca madurez de la fibra.

Las fibras con mayor cantidad de Neps dificultan el hilado ocasionando una mala apariencia en las telas terminadas.

1.5 PROCESO DE OBTENCIÓN DE LA FIBRA DE ALGODÓN

El algodón cosechado llamado **algodón en bruto o en rama**, es transportado hacia los centros desmotadores, donde es pesado y almacenado en los recintos conocidos como **Colcas**.

Las Colcas son almacenes al aire libre con pisos de madera para poder ventilar al algodón en rama depositado en éstas y de ese modo evitar que el algodón absorba humedad del medio ambiente. La fotografía N°1.1 muestra una colca típica.

Por medio de un sistema de vacío, el algodón es transportado por una tubería desde las colcas hacia la limpieza de partículas metálicas por medio de trampas magnéticas instaladas en línea. Luego continúa la limpieza de hojas secas y ramas por medio de una criba o tamiz rotatorio.

Concluida la primera etapa de limpieza se pasa a la etapa de secado del algodón que se logra mediante la inyección de aire forzado calentado a la parte inferior de una torre de secado y mediante contraflujo el aire elimina la humedad del algodón que desciende de la parte superior de la torre secadora. El porcentaje de humedad de algodón debe estar entre 11 – 14% de humedad⁽¹⁾.



Fotografía. N°1.1 Colca y tubo telescópico
Fuente: Proyecto Algodón, Universidad Agraria La Molina

La fibra luego es transportada y limpiada nuevamente mediante uno o varios **Limpiadores Inclinados.**

⁽¹⁾ ICAC, Report of an expert Panel on Ginning Methods, September 2001, pp 3, 4.

La limpieza continúa en el Despalillador y finaliza en un limpiador de impacto donde las impurezas más finas son eliminadas.

Finalizado el proceso de limpieza, la fibra es transportada mediante aire forzado a los cuerpos desmotadores.

Los cuerpos desmotadores o comúnmente conocidos como **desmotadoras** son alimentados por una máquina llamada alimentadora de algodón la cual dosifica el ingreso de algodón hacia éstos.

La desmotadora de algodón es la máquina principal de todo el proceso. La función de ésta es separar el algodón en rama en sus dos componentes: la “Fibra” y la “Semilla”.

Una vez la fibra desmotada es enviada hacia una prensa para formar los **Fardos** o **Pacas** de algodón, las cuales son pesadas y codificadas para su posterior comercialización.

Por otro lado la semilla contiene fibra pequeña adherida fuertemente que no es posible extraer por el proceso de desmotado llamada **Línter**. Para extraer el línter la semilla pasa por un proceso conocido como deslinterado, el cual consiste en extraer el línter de la semilla. El línter se empaqueta y la semilla es separada y recolectada para su posterior comercialización.



Fotografía. N°1.2 Ventilador Centrifugo con quemador a gas
Fuente: Centro Desmotador INSERSA – Chincha



Fotografía. N°1.3 Limpiadores y cuerpos desmotadores
Fuente: Centro Desmotador INSERSA – Chincha



Fotografía. N°1.4 Máquina empacadora o Tramper
Fuente: Centro Desmotador INSERSA – Chincha



Fotografía. N°1.5 Pacas de algodón pesadas para ser almacenadas
Fuente: Centro Desmotador INSERSA – Chincha

1.6 USO DE FIBRA, LÍNTER Y SEMILLA DE ALGODÓN

- 1.6.1 Fibra:** Antes de ser utilizada, la fibra se debe de blanquear con productos químicos y luego coloreada. Una vez coloreada la fibra se utiliza para crear hilos y telas. Algunas veces se mezclan con material sintético para obtener telas que puedan usarse en diversos tipos de confecciones como camisas, jeans, pantalones, entre otros.
- 1.6.2 Línter:** El línter es utilizado para fabricar artículos absorbentes tales como algodón medicinal, esponjas y pañales.
- 1.6.3 Semilla:** Es utilizada como semilla para la continuidad del ciclo vegetativo, para obtener aceites, biodiesel y una pasta utilizada para la preparación de alimento balanceado.

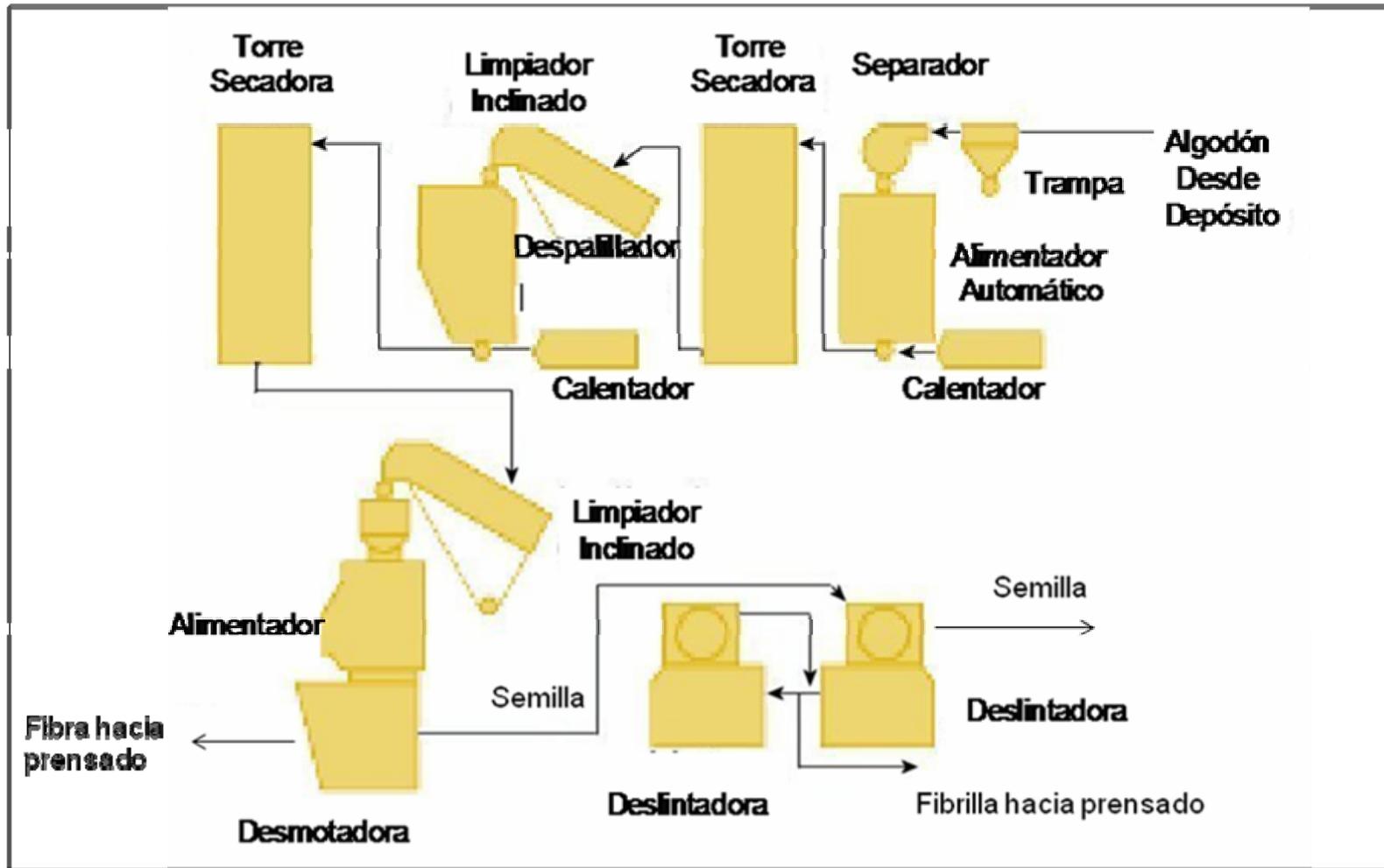


Figura N° 1.2 Diagrama de una planta típica de desmotado
Fuente: Propia

CAPÍTULO DOS

JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO

2.1 ASPECTOS GENERALES

El algodón es uno de los cultivos más importantes en el desarrollo económico del país, debido a que demanda una considerable cantidad de mano de obra y es el principal insumo para la industria textil, aceitera y agropecuaria.

En lo que a especies sembradas concierne, se han desarrollado dos variedades que constituyen el 92% de la producción nacional: La variedad Pima y la variedad Tangüis.

La variedad Pima tiene longitud de fibra larga y aceptable índice de finura.

De otro lado, la variedad Tangüis, desarrollada en el Perú, tiene una fibra larga, de gran facilidad para el teñido y una alta resistencia de fibra.

CALIDAD DE FIBRA	TANGÜIS	PIMA
FIBRA	Larga	Extra larga
LONGITUD (mm)	29.36 a 32.54	38.10 a 41.27
RESISTENCIA (gr/tex)	32	35
FINURA (micronaire)	4.6 a 5.8	3.3 a 4.0
COLOR	Blanco	Blanco Cremoso

Tabla N° 2.1 Características de las variedades Pima y Tangüis
Fuente: Página web Ministerio de Agricultura⁽¹⁾

La tabla 2.1 resume las características de estas dos variedades. De igual forma, la tabla 2.2 muestra el número de hectáreas sembradas a nivel nacional de las dos variedades.

HECTÁREAS SEMBRADAS A NIVEL NACIONAL		
PIMA	45,000	ha
TANGÜIS	85,000	ha
TOTAL	130,000	ha

Tabla N° 2.2 Hectáreas sembradas de variedad Pima y Tangüis a nivel nacional
Fuente: Página web Ministerio de Agricultura⁽²⁾

La tabla 2.3 muestra a los principales valles donde se cultiva el algodónero.

⁽¹⁾ [www://http.minag.gob.pe/agricola/algodon_generalidades.shtml](http://www.minag.gob.pe/agricola/algodon_generalidades.shtml)

⁽²⁾ [www://http.minag.gob.pe/agricola/algodon_produccion.shtml](http://www.minag.gob.pe/agricola/algodon_produccion.shtml)

PIMA PIURA	VARIEDAD DEPARTAMENTOS	TANGÜIS			
		ANCASH	LIMA	ICA	AREQUIPA
V. Alto Piura	VALLES	V. del Santa	V. Pativilca	V. Chincha	V. Acarí
V. Medio Piura		V. Casma	V. Sayán	V. Pisco	
V. Bajo Piura		V. de Huarmey	V. Chancay	V. Palpa	
V. San Lorenzo			V. Lurín	V. Nazca	
V. El Chira			V. Mala		
			V. Cañete		

Tabla N° 2.3 Valles donde se siembra el algodón Pima y Tangüis a nivel nacional
Fuente: Página Web Ministerio de Agricultura⁽³⁾

2.2 JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para la justificación del diseño es necesario conocer la cadena productiva del algodón en el Perú constituida por:

- Agricultor: Persona dedicada a la siembra y cosecha del algodón
- Acopiador: Persona que compra el algodón a los agricultores, almacena y vende el algodón a las desmotadoras.
- Desmotadoras: Empresas que se dedican a la separación del algodón en fibra y semilla para su posterior venta a las textiles.
- Textiles: Empresas dedicadas a la fabricación y venta de telas a partir de fibras de algodón u otro tipo de fibras.
- Confeccionistas: Empresas dedicadas a la confección de prendas de vestir para el consumo nacional y extranjero.
- Empresas agropecuarias: Empresas dedicadas a la comercialización y producción de semillas, cultivos, alimento balanceado y otros productos agroindustriales.

A pesar que en los últimos años las exportaciones de prendas a base de algodón se han incrementado, la siembra del algodón disminuyó, producto de la baja rentabilidad obtenida por los agricultores y acopiadores como consecuencia de las siguientes condiciones:

⁽³⁾ Ibid

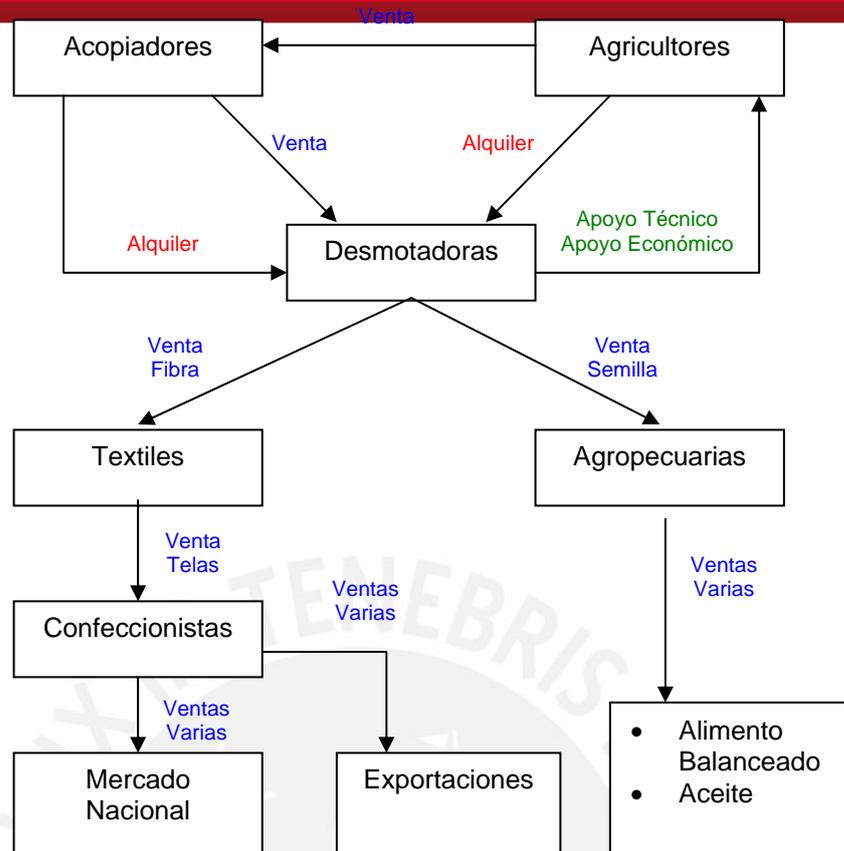


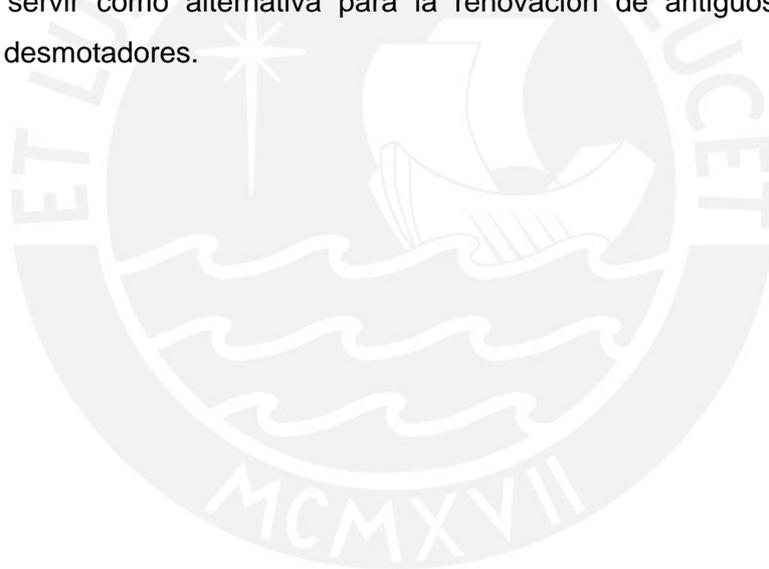
Figura Nº 2.1 Cadena Productiva de algodón en el País
 Fuente: Propia

- Ingreso de fibras de algodón subsidiadas de USA, las cuales fijan el precio del algodón nacional por la competencia de mercado reduciendo el precio ofrecido de las desmotadoras a los agricultores y acopiadores.
- Predominio de pequeñas unidades agrícolas mayormente desorganizadas que no tienen como negociar un mejor precio por el algodón en rama ofertado, puesto que las desmotadoras proporcionan a los agricultores semilla y apoyo económico, comprometiéndolos a que el total de producción sea vendida a éstas.
- Rezago en el avance tecnológico, que reduce el uso de semillas mejoradas y tecnología apropiada para la realidad nacional.
- Elevados costos de producción de las desmotadoras producto de sus altos costos de mantenimiento y prolongados tiempos muertos (Entre 3 a 4 meses al año)
- Existe un poder de mercado por parte de las desmotadoras para fijar el precio de compra del algodón, ya que solo ellas cuentan con la capacidad tecnológica para realizar la acción de desmotado y las empresas que

quieren ingresar al mercado son frenadas por el alto costo de inversión y el bajo retorno de ésta.

- Los acopiadores o agricultores que desean comercializar directamente la fibra o semilla de algodón alquilan el servicio a los centros desmotadores. Éstos últimos se quedan con la semilla como parte de pago, reduciendo de éste modo la ganancia que los agricultores y acopiadores podrían obtener al negociar la semilla de manera directa.

Bajo el escenario descrito, se plantea el diseño de una máquina desmotadora, para utilizarla como alternativa en la implementación de centros de acopio, donde agrupaciones de pequeños o medianos agricultores, puedan realizar el desmotado de sus cosechas. Su fabricación podrá realizarse enteramente en talleres del medio local haciendo uso de materiales disponibles en el mercado de nuestro país y con un costo de fabricación atractivo y accesible para los interesados. Así mismo, deberá servir como alternativa para la renovación de antiguos equipos en los centros desmotadores.



CAPÍTULO TRES

CONCEPCIÓN DEL DISEÑO

El presente capítulo tiene como finalidad sentar las bases de diseño, mediante la descripción del estado de la tecnología, listado de exigencias, la abstracción de las funciones y la definición de las mismas, las diversas opciones para el diagrama de funciones óptimo, el desarrollo de la matriz morfológica a partir de la cual se definirá las soluciones de diseño y dentro de las cuales se elegirá aquella que represente la mejor opción.

3.1 ESTADO DE LA TECNOLOGÍA:

Las máquinas desmotadoras existen desde el siglo XIX. Las primeras máquinas usaban un cilindro giratorio provisto de dientes de sierra. Estos mismos arrastraban la fibra de algodón y pasaban a través de un peine fijo cercano al cilindro (Figura N° 3.1).



Enciclopedia Encarta, THE BETTMANN ARCHIVE
Figura 3.1 Primera máquina desmotadora
Fuente: Enciclopedia Encarta 2002

Hoy en día se utilizan dos métodos para realizar la acción de desmotado: El sistema de Sierra y Costillas, y el sistema de Tambor rotatorio y cuchillas.

3.1.1 Sistema de Sierras y Costillas

Consiste en montar sobre un eje varias sierras circulares equidistantes. Entre sierra y sierra se colocan piezas curvas fijas conocidas como Costillas que forman una especie de rejilla entre las sierras. Al girar las sierras, la fibra del algodón es arrastrada por los dientes de las sierras a través de las costillas, sin embargo las semillas por ser demasiado grandes para poder atravesar las rejillas, quedan

separadas mediante esta acción. Luego la fibra es separada de la sierra mediante aire forzado, escobillas de madera u otro mecanismo. (Figura 3.2)

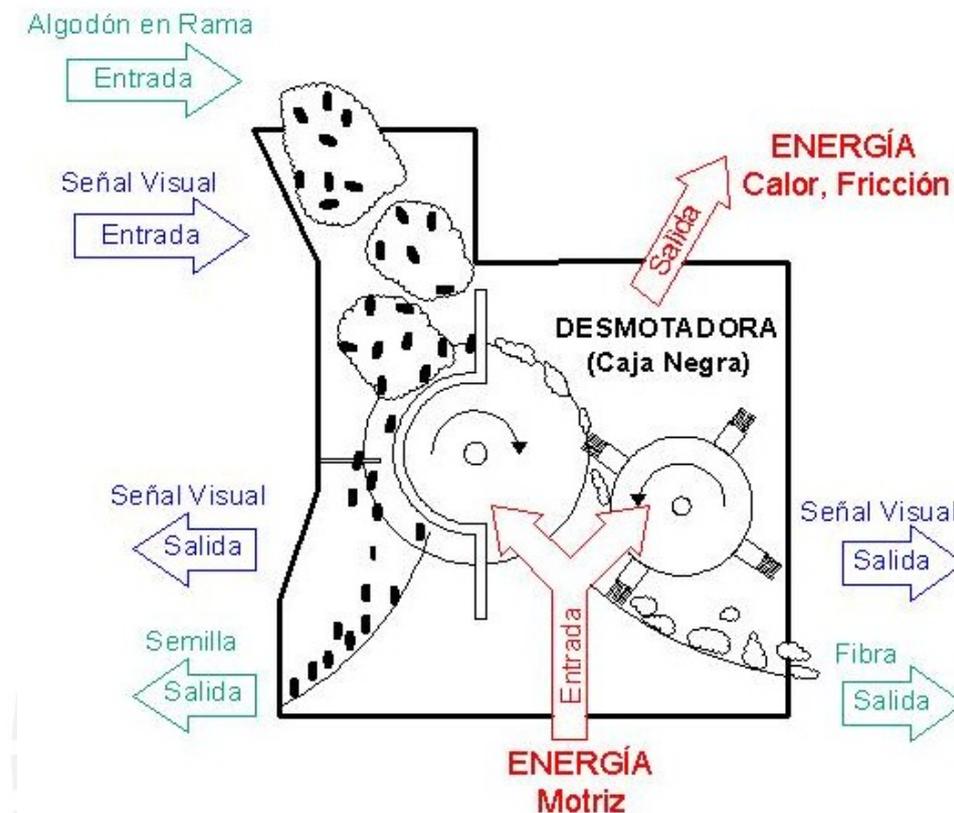


Figura N° 3.2 Sistema de Sierra y costillas
Fuente: Propia

3.1.2 Sistema de Tambor Giratorio y Cuchilla Fija

Consiste en un tambor de madera giratorio cuya superficie arrastra al algodón en rama hacia una luz creada entre una cuchilla fija y otra cuchilla móvil, que se regula de acuerdo al tamaño de la semilla. Las semillas al no pasar por la apertura quedan separadas de la fibra que es removida con un rodillo provisto de paletas (Figura N° 3.3).

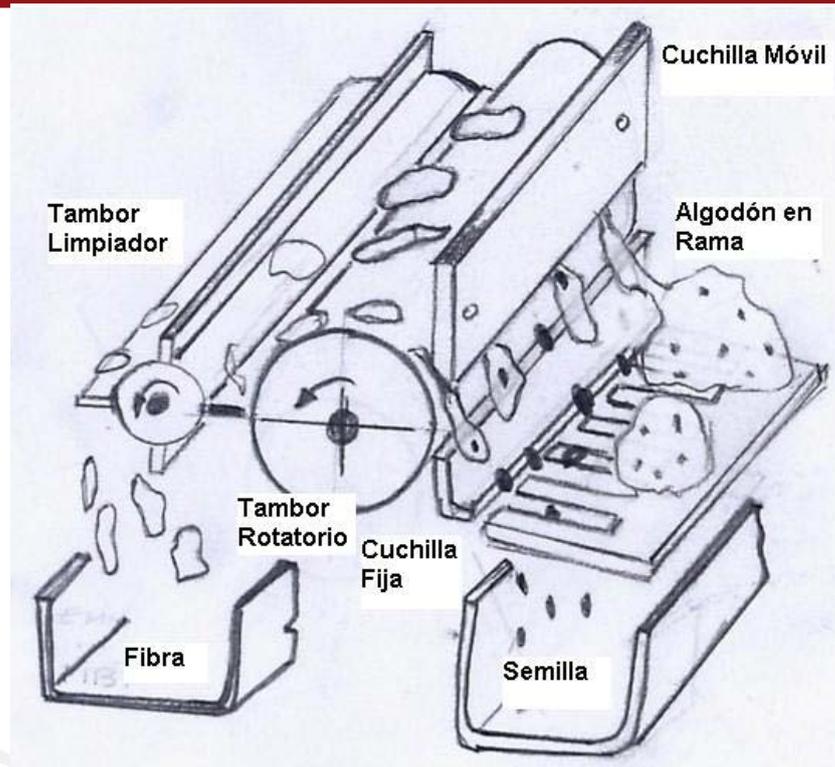


Figura N° 3.3 Sistema Tambor Rotatorio y Cuchilla Fija
 Fuente: Propia

3.1.3 Comparación entre tecnologías

Las máquinas de sierras y costillas poseen entre 60 y 120 sierras de acuerdo a la necesidad de desmotado. Para evitar la rotura de fibra por la acción de arrastre de las sierras se necesita que la velocidad de giro de las sierras sea controlada. Según Mangialardy y Anthony⁽¹⁾ la velocidad de rotación de las sierras se encuentra en un rango de 500 a 800r.p.m.

Esta velocidad dependerá de la variedad de la fibra a desmotar. Para el algodón Tangüis, la empresa nacional INSERSA fija la velocidad de rotación de sus desmotadoras en 700r.p.m.

En las máquinas de tambor rotatorio y cuchillas la rotura de fibra es muy baja, sin embargo su velocidad de trabajo es también más baja que la velocidad de una máquina de sierra y costillas. Así pues, para dos máquinas desmotadoras que consumen igual cantidad de energía, la desmotadora de sierras y costillas separa aproximadamente tres veces más cantidad de algodón por unidad de tiempo que la desmotadora de tambor rotatorio.

La mayoría de los centros desmotadores del país dedicados al desmotado del algodón tipo Tangüis, usan la tecnología de sierras y costillas, puesto que tal

⁽¹⁾ MANGALIARDI GINO, STANLEY ANTHONY, 1994. Cotton Gin Saw Development, The National Cotton Ginners Association Memphis, TN.pp 30-41.

sistema tiene la ventaja de tener un menor costo de operación y la reducción de la longitud de la fibra debida al desmotado se mantiene dentro de los márgenes aceptados comercialmente.

Las fotografías N° 3.4 y N° 3.5 muestran los dos tipos de máquinas descritas anteriormente.

Dentro de las marcas más importantes se encuentran a Lummus, Murray y Continental Eagle. Existen además de estas marcas muchas otras de fabricación hindú, paquistaníes y chinas.



Fotografía N°3.4 Sistema Sierra y costillas
Fuente: Centro Desmotador INSERSA – Chincha



Fotografía N°3.5 Sistema Tambor y cuchillas
Fuente: Proyecto Algodón, Universidad Agraria La Molina

3.2 LISTA DE EXIGENCIAS:

LISTA DE EXIGENCIAS		PUCP	Pag :	1/4
PROYECTO Desmotadora de Algodón		Fac. Ciencias e Ingeniería	Fecha:	16-ene-09
		Ingeniería Mecánica	Autor:	Oscar Narváez A.
		Área de Diseño		
Características	Deseos ó Exigencias	Condiciones	Responsable	
Función	E	Diseñar una máquina desmotadora de algodón con una capacidad de 350Kg/h de algodón desmotado.	O. Narváez	
Función	E	La máquina deberá poder usarse para el desmotado del algodón tipo Tangüis.	O. Narváez	
Función	E	La máquina deberá permitir obtener una calidad de fibra desmotada adecuada para su comercialización	O. Narváez	
Función	D	Se buscará en todo momento que el sistema sea lo más simple, funcional y económico posible.	O. Narváez	
Geometría	E	Las dimensiones de la máquina deberán de ser lo más compactas posibles.	O. Narváez	
Cinemática	E	La velocidad de trabajo de la máquina deberá permitir un desmotado en el menor tiempo posible.	O. Narváez	
Cinemática	E	La velocidad de trabajo de la máquina debe guardar similitud con las máquinas ofertadas en el mercado.	O. Narváez	

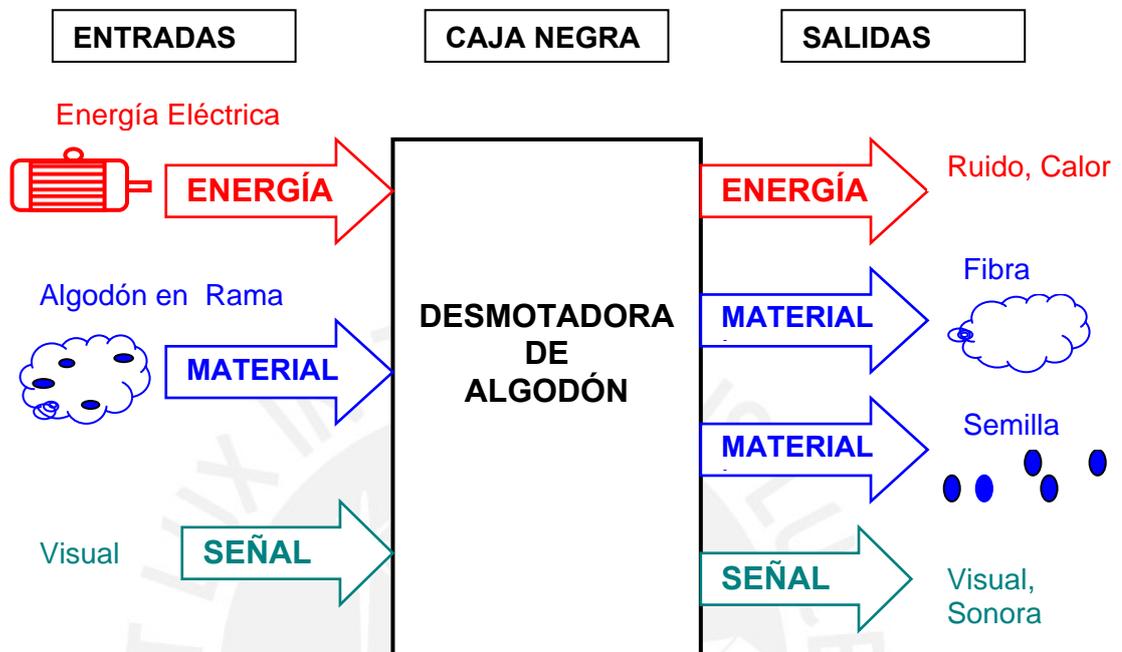
LISTA DE EXIGENCIAS		PUCP	Pag :	2/4
PROYECTO Desmotadora de Algodón		Fac. Ciencias e Ingeniería	Fecha:	16-ene-09
		Ingeniería Mecánica	Autor:	Oscar Narváez A.
		Área de Diseño		
Características	Deseos ó Exigencias	Condiciones	Responsable	
Cinemática	E	El movimiento de los componentes de la máquina de desmotado no deberá afectar la calidad del producto final.	O. Narváez	
Cinética	E	La máquina deberá poder soportar las cargas de trabajo de modo que no sufra deformaciones que impidan el correcto funcionamiento de ésta.	O. Narváez	
Fuerza	E	La máquina deberá mostrar rigidez así como estabilidad.	O. Narváez	
Fuerza	E	La frecuencia de trabajo de la máquina deberá ser diferente a la frecuencia de resonancia de la máquina en conjunto.	O. Narváez	
Energía	E	La máquina deberá ser accionada por energía eléctrica.	O. Narváez	
Energía	E	La potencia utilizada por la máquina no deberá afectar a la estabilidad y rigidez de la máquina.	O. Narváez	

LISTA DE EXIGENCIAS		PUCP	Pag :	3/4
PROYECTO Desmotadora de Algodón		Fac. Ciencias e Ingeniería	Fecha:	16-ene-09
		Ingeniería Mecánica	Autor:	Oscar Narváez A.
		Área de Diseño		
Características	Deseos ó Exigencias	Condiciones	Responsable	
Energía	D	La fuente de energía deberá considerar aspectos ambientales	O. Narváez	
Materia	E	Las propiedades físicas del algodón (fibra y semilla) no deben ser afectadas entre la entrada y salida de la máquina.	O. Narváez	
Señales	E	Los dispositivos de la máquina contarán con señales fáciles de entender por el operador.	O. Narváez	
Seguridad	E	La máquina debe contar con elementos de seguridad.	O. Narváez	
Seguridad	D	La recolección de la fibra deberá ser práctica y segura para el operador.	O. Narváez	
Ergonomía	E	El diseño del sistema deberá permitir al operador maniobrar con facilidad y comodidad la máquina.	O. Narváez	
Ergonomía	D	Evitar en lo posible ruidos cuya intensidad afecten a la salud del operador.	O. Narváez	
Fabricación	E	La máquina deberá contar con formas constructivas sencillas que permitan su fabricación en el menor tiempo posible	O. Narváez	

LISTA DE EXIGENCIAS		PUCP	Pag :	4/4
PROYECTO Desmotadora de Algodón		Fac. Ciencias e Ingeniería	Fecha:	16-ene-09
		Ingeniería Mecánica	Autor:	Oscar Narváez A.
		Área de Diseño		
Características	Deseos ó Exigencias	Condiciones	Responsable	
Fabricación	E	La mayoría de materiales debe poder encontrarse en el mercado nacional.	O. Narváez	
Fabricación	E	La mayoría de elementos que conformen la máquina deberán ser normalizados.	O. Narváez	
Fabricación	E	La máquina deberá poder ser fabricada en talleres del medio local.	O. Narváez	
Montaje	E	La máquina deberá ser de fácil montaje y desmontaje.	O. Narváez	
Montaje	D	La máquina deberá permitir un fácil acceso a sus componentes para el mantenimiento de los mismos.	O. Narváez	
Transporte	E	La máquina deberá poder ser de fácil transporte al lugar de trabajo.	O. Narváez	
Mantenimiento	E	Las piezas deberán ser de fácil recambio (stock en el mercado nacional)	O. Narváez	
Mantenimiento	E	El mantenimiento deberá ser sencillo, económico y de poca frecuencia.	O. Narváez	
Costo	E	Los costos de Fabricación deberán ser los mínimos posibles.	O. Narváez	

3.3 ESTRUCTURA DE FUNCIONES

3.3.1 ABSTRACCIÓN:



1° ENTRADAS:

SEÑALES:

- Señal visual de abastecimiento de algodón en rama a la desmotadora.
- Señal visual y sonora que la máquina esta energizada y funcionando correctamente.
- Señal visual que la máquina fue alimentada totalmente.

ENERGÍA:

- Energía Humana para colocar algodón dentro de la desmotadora.
- Energía humana para encender la máquina
- Energía mecánica para accionar los sistemas de trabajo de la desmotadora, que será proporcionada mediante energía eléctrica.

MATERIA:

- Entrada del algodón en rama a la máquina.
- Lubricantes adecuados para el mantenimiento de la desmotadora.

2° SALIDAS:**SEÑALES:**

- Señal visual de la fibra separada al salir de la desmotadora.
- Señal visual de la semilla separada al salir de la desmotadora.
- Sonora o visual de que la máquina termino su trabajo.
- Señal sonora o visual de que la máquina se ha apagado.

ENERGÍA:

- Energía como ruido, calor, fricción y desgaste.

MATERIA:

- Fibra de algodón separado de la semilla.
- Semilla de algodón separada de la fibra.

3.3.2 SECUENCIA Y PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS:

1. Encendido de la máquina desmotadora.
2. Suministro de la energía necesaria a la máquina para su funcionamiento.
3. Transmisión de energía hacia los elementos de la máquina desmotadora.
4. Alimentación de algodón en rama.
5. Traslado de algodón en rama para su separación.
6. Separación de algodón en rama en dos componentes: fibra y semilla (Desmotado de algodón).
7. Traslado de la fibra de algodón para su recolección.
8. Almacenamiento de la fibra de algodón.
9. Traslado de la semilla de algodón para su recolección.
10. Almacenamiento de la semilla de algodón.
11. Repetir del paso 4 al paso 10.
12. Apagado de la máquina una vez concluido el trabajo.

3.3.3 FIJACIÓN DE PROCESOS TÉCNICOS:**1. PREPARACIÓN:**

- Revisar que los mecanismos de la máquina no dañen físicamente al algodón (tanto fibra como semilla).
- Revisión de adecuada lubricación de la máquina.
- Revisión del buen estado en los mecanismos de transmisión de potencia.
- Revisión de buen estado del mecanismo de desmotado.

- Revisión que las guardas de seguridad estén colocadas en su posición.

2. EJECUCIÓN:

- Encendido de la máquina.
- Conexión de la transmisión de potencia y alimentación de algodón a la máquina.
- Transmisión de la fuerza motora al mecanismo de desmotado.
- Separación de algodón y semilla.
- Recolección de fibra y semilla de algodón
- Apagado de la máquina.

3. CONTROL

- Verificar que el algodón no atasque a la máquina por sobre alimentación.
- Controlar de que la velocidad sea la adecuada para el desmotado.
- Controlar que no se produzcan chispas en la cámara de desmotado.
- Controlar que semillas y fibras de algodón no sean dañadas al ser separadas.

4. FASE FINAL

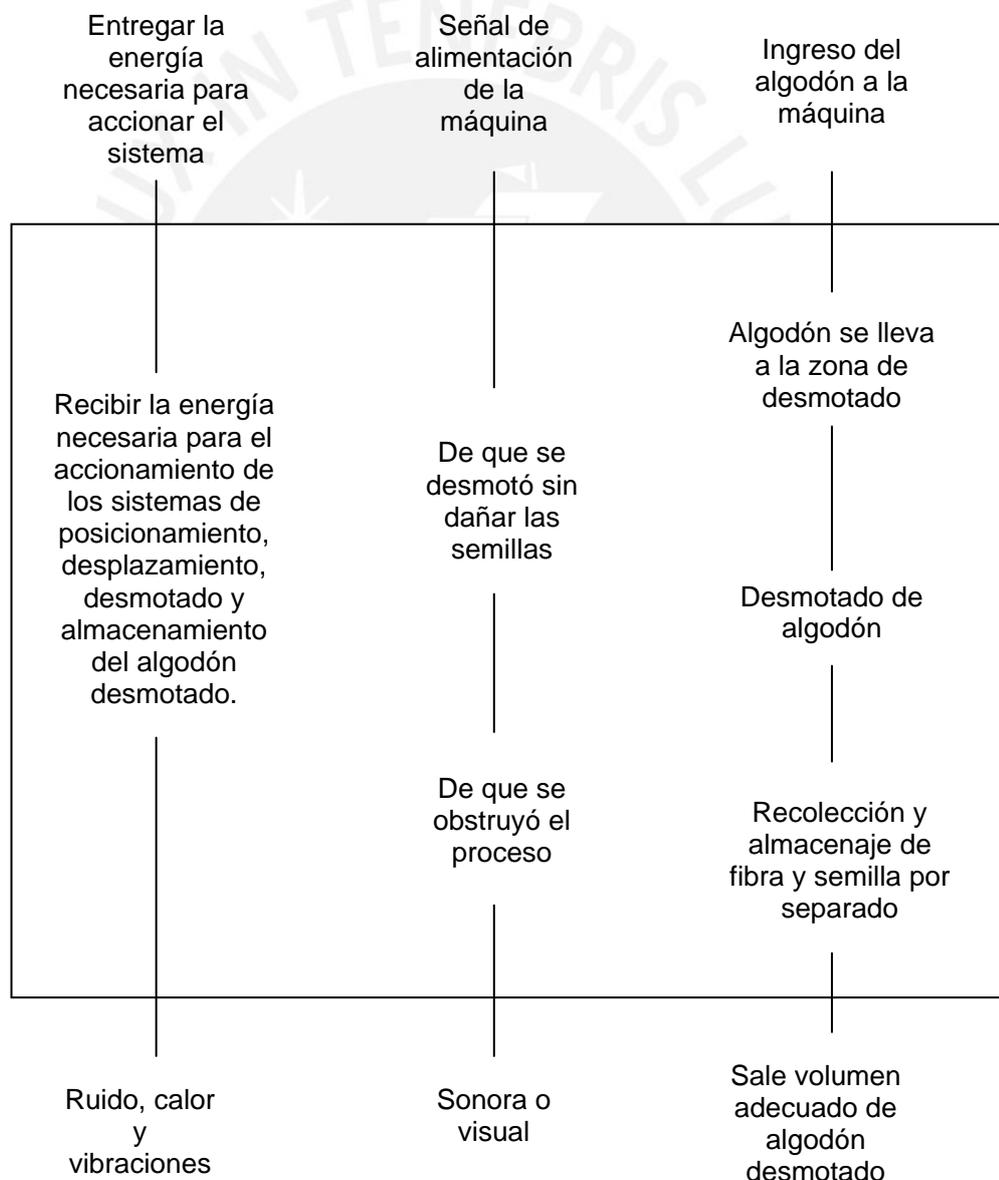
- Salida del algodón separado en fibra y semilla.
- Recolección de la fibra y semilla de algodón por separado.
- Apagado de la máquina.
- Limpieza de la máquina.

3.3.4 APLICACIÓN DE SISTEMAS TÉCNICOS Y LIMITACIONES:

- La alimentación del algodón a la máquina desmotadora será de forma manual, dejando al cliente la opción de realizar la alimentación de maneras distintas.
- El desmotado de la fibra se podrá realizar de dos maneras: El sistema de Sierra y Costillas o El de tambor rotatorio. El sistema a usar se definirá de acuerdo a la evaluación técnica y económica de los conceptos de solución y al cumplimiento de la lista de exigencias.
- Tanto la semilla como la fibra de algodón deben ser fáciles de transportar hacia otro equipo o proceso sin modificar el diseño inicial de la desmotadora.
- La forma de energía utilizada deberá ser eficiente, considerando aspectos ambientales y de seguridad, por tanto, se utilizará un motor eléctrico.

- La transmisión de potencia a los diversos componentes de la máquina se realizarán por medio de elementos de máquinas convencionales, como engranajes, poleas u otros. Se evitará utilizar elementos cuya fabricación sea más costosa de lo necesario.
- La máquina deberá anclarse de modo que brinde estabilidad y seguridad a la máquina en su conjunto.

3.3.5 REPRESENTACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE FUNCIONES:



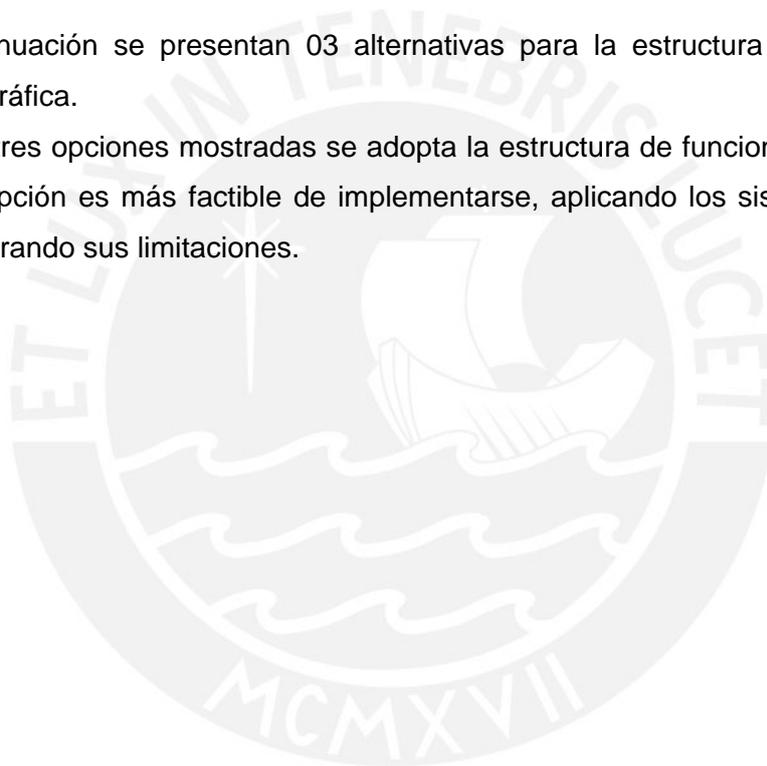
3.3.6 ESTRUCTURA DE FUNCIONES:

Las funciones son ordenadas de la siguiente manera:

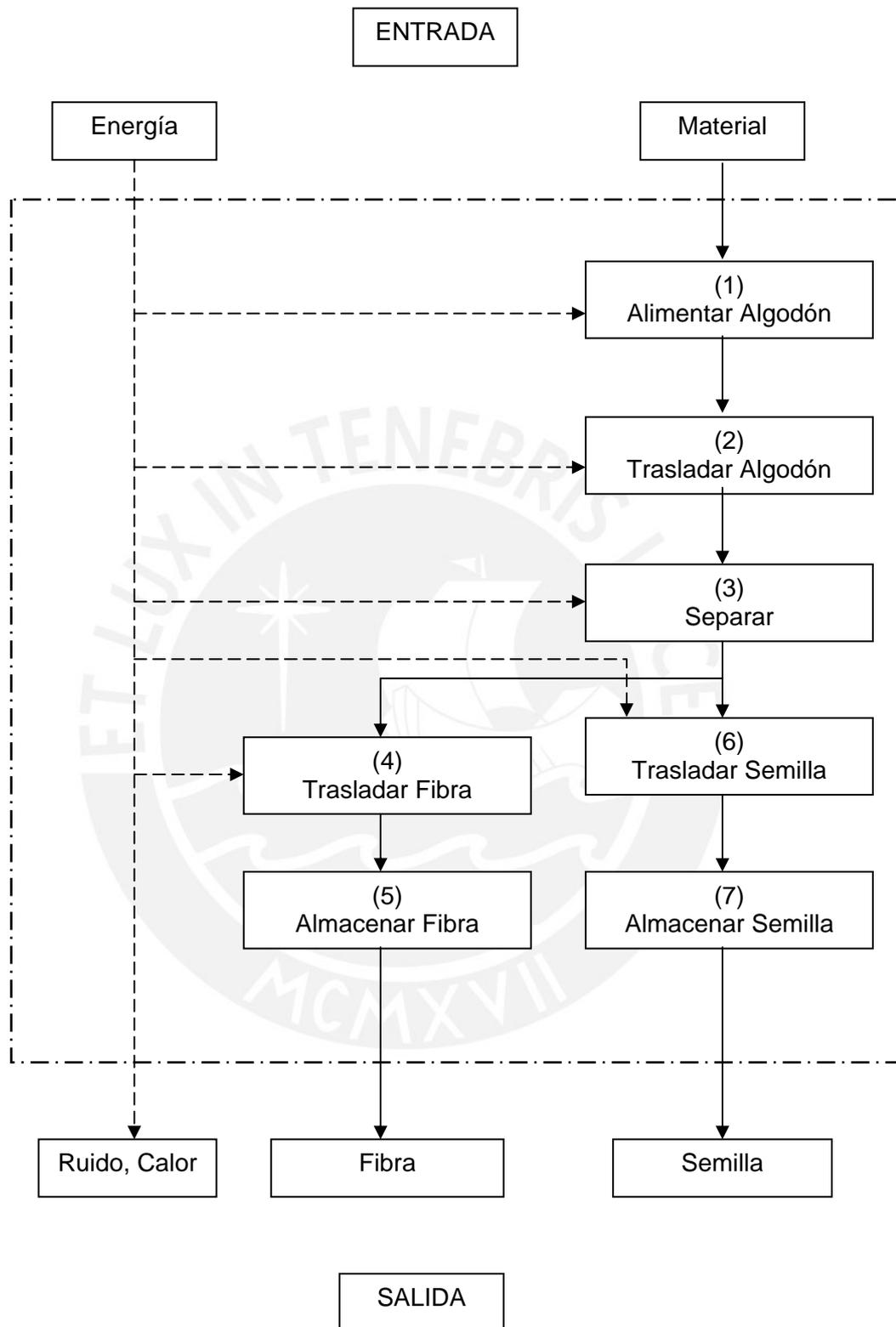
1. Alimentar a la máquina de algodón en rama.
2. Trasladar el algodón en rama hacia el sistema de desmotado.
3. Separar el algodón en rama en fibra y semilla (Desmotado de algodón).
4. Trasladar la fibra de algodón separada hacia su almacenamiento.
5. Almacenar la fibra de algodón separado.
6. Trasladar la semilla de algodón separada hacia su almacenamiento.
7. Almacenar las semillas de algodón.

A continuación se presentan 03 alternativas para la estructura de funciones de forma gráfica.

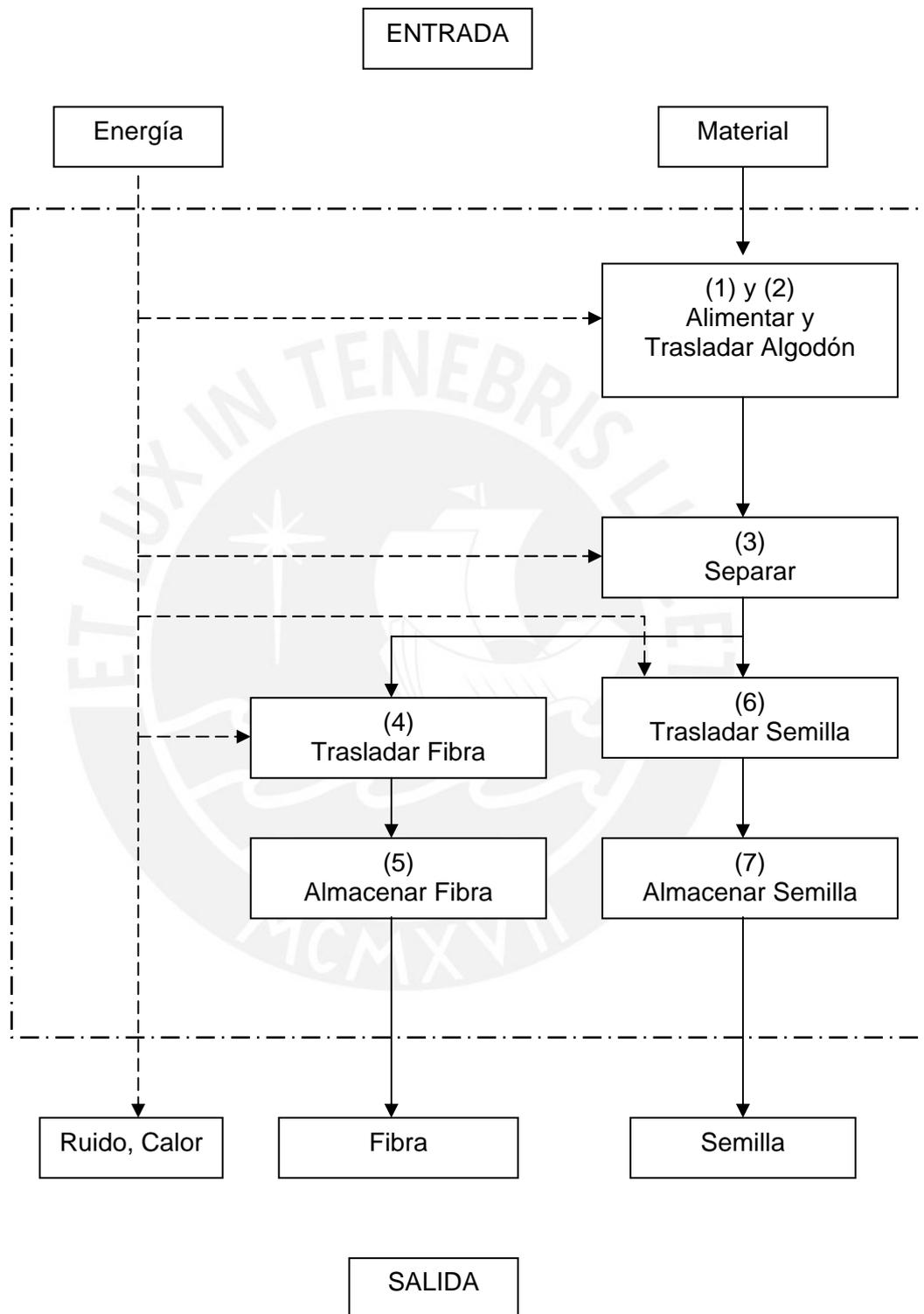
De las tres opciones mostradas se adopta la estructura de funciones N° 01, ya que dicha opción es más factible de implementarse, aplicando los sistemas técnicos y considerando sus limitaciones.



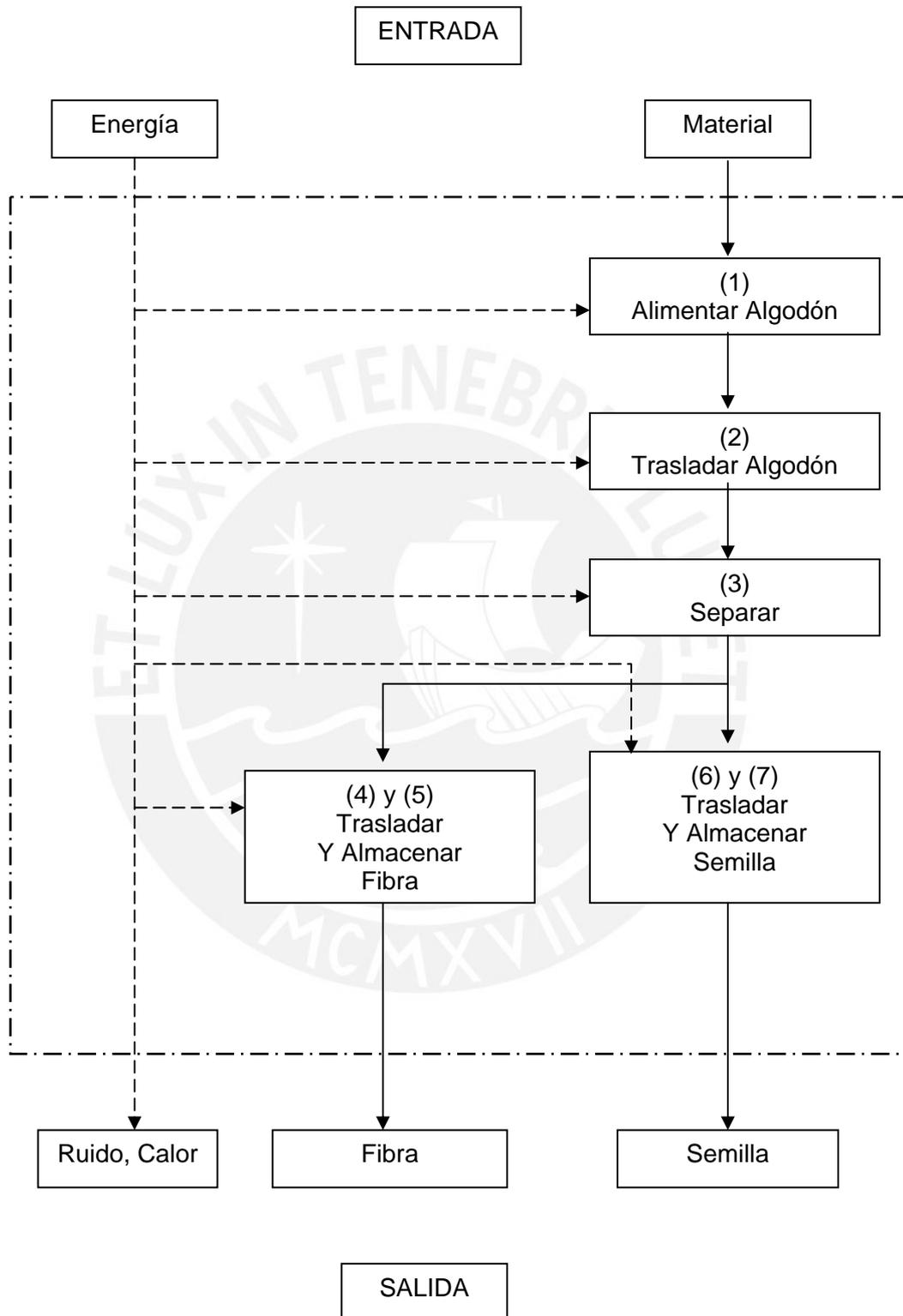
OPCIÓN NÚMERO 01



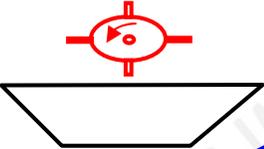
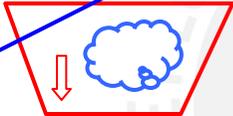
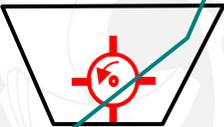
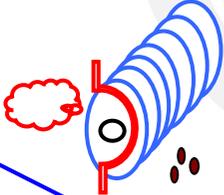
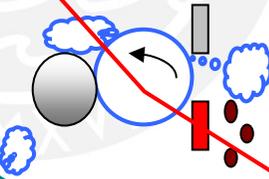
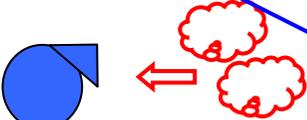
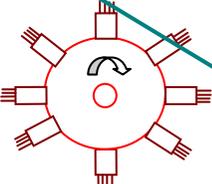
OPCIÓN NÚMERO 02

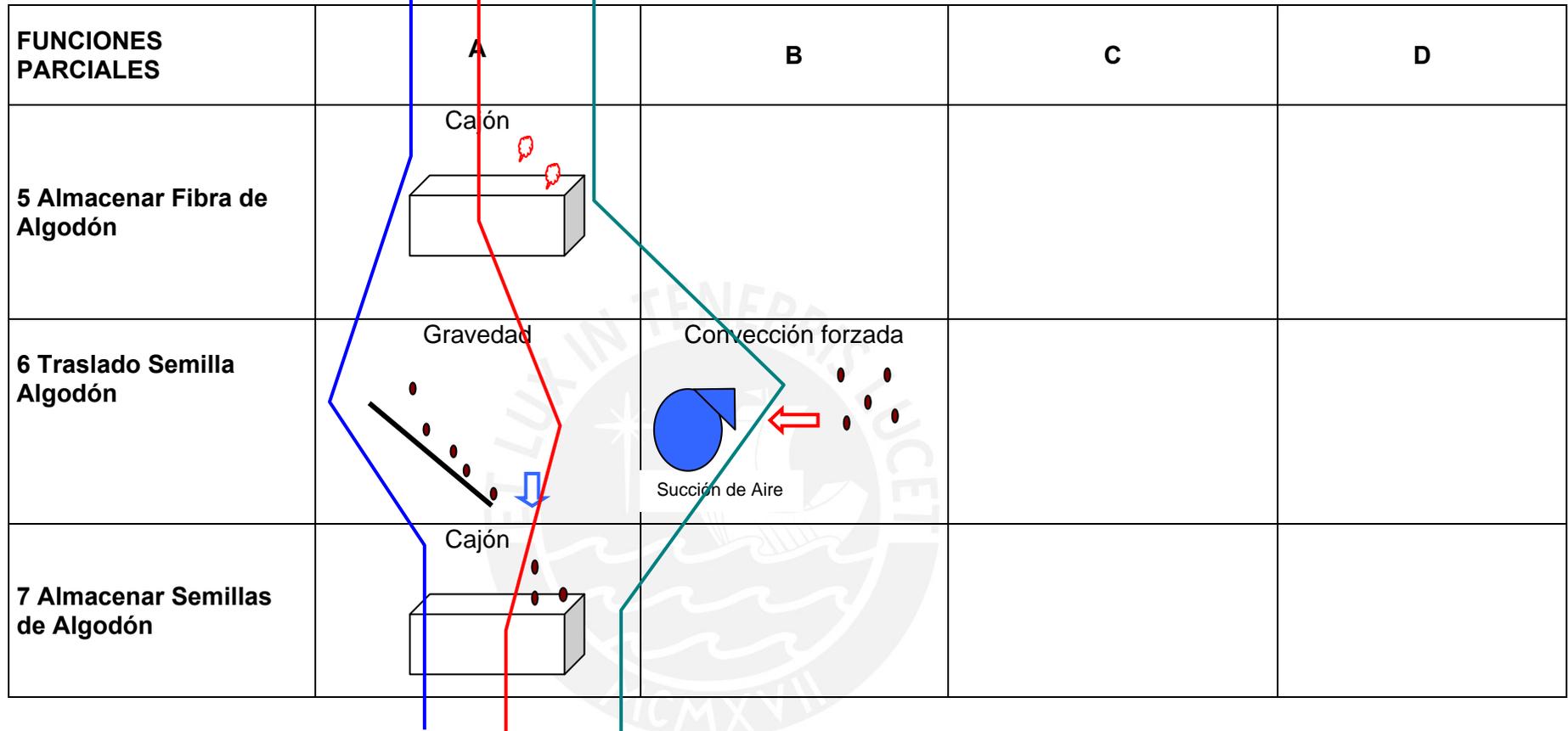


OPCIÓN NÚMERO 03



3.4 MATRIZ MORFOLÓGICA:

FUNCIONES PARCIALES	A	B	C	D
1 Alimentar algodón a la máquina	<p>Paletas</p> 	<p>Manualmente</p> 		
2 Trasladar Algodón	<p>Gravedad</p> 	<p>Paletas</p> 		
3 Desmotar Algodón	<p>Sierra-Costillas</p> 	<p>Tambor y cuchilla</p> 		
4 Traslado de Fibra de Algodón	<p>Aire forzado</p>  <p>Succión de Aire</p>	<p>Cepillos Limpiadores</p> 	<p>Rodillo</p> 	



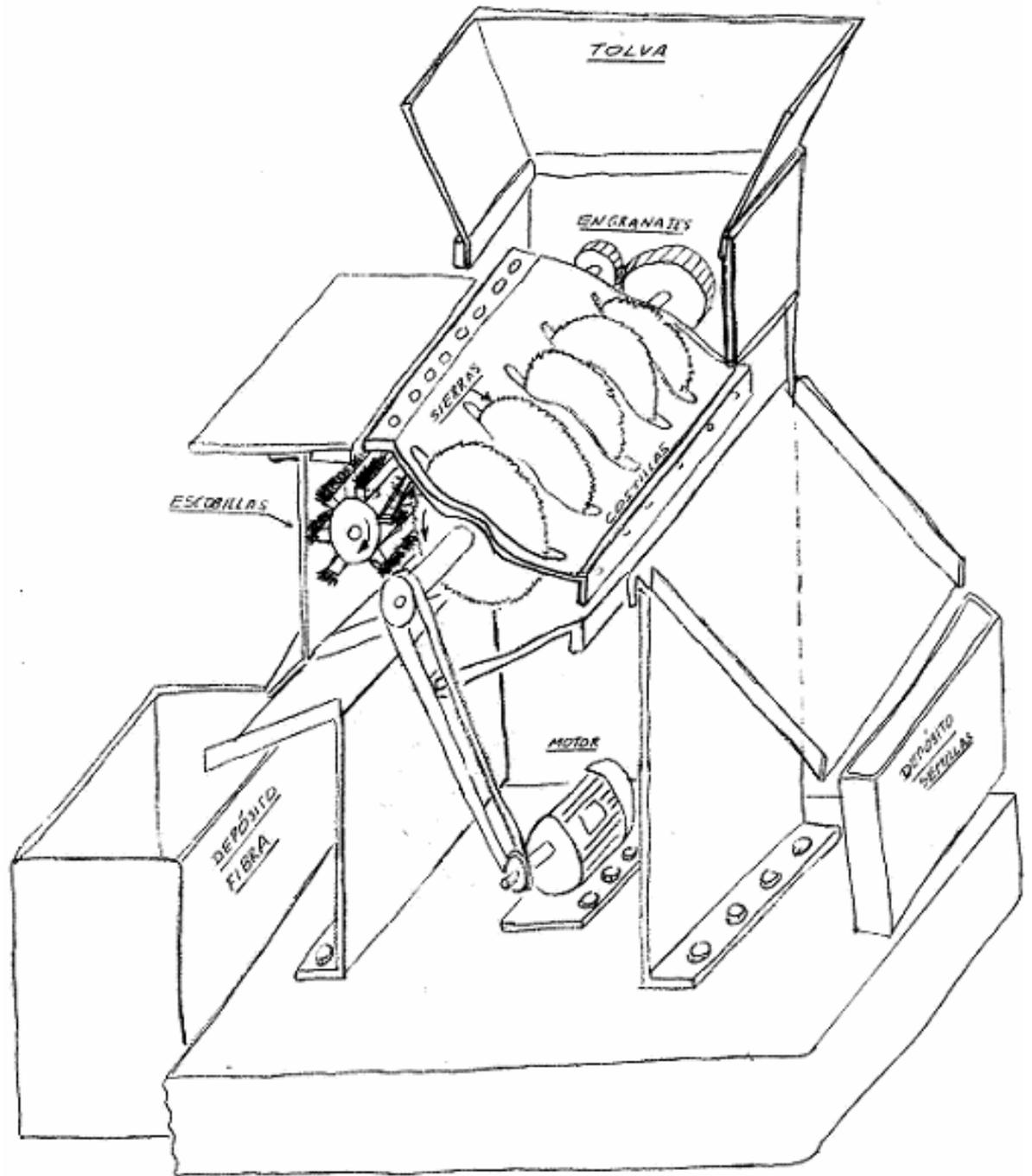
S1 → (Solución 1)

S2 → (Solución 2)

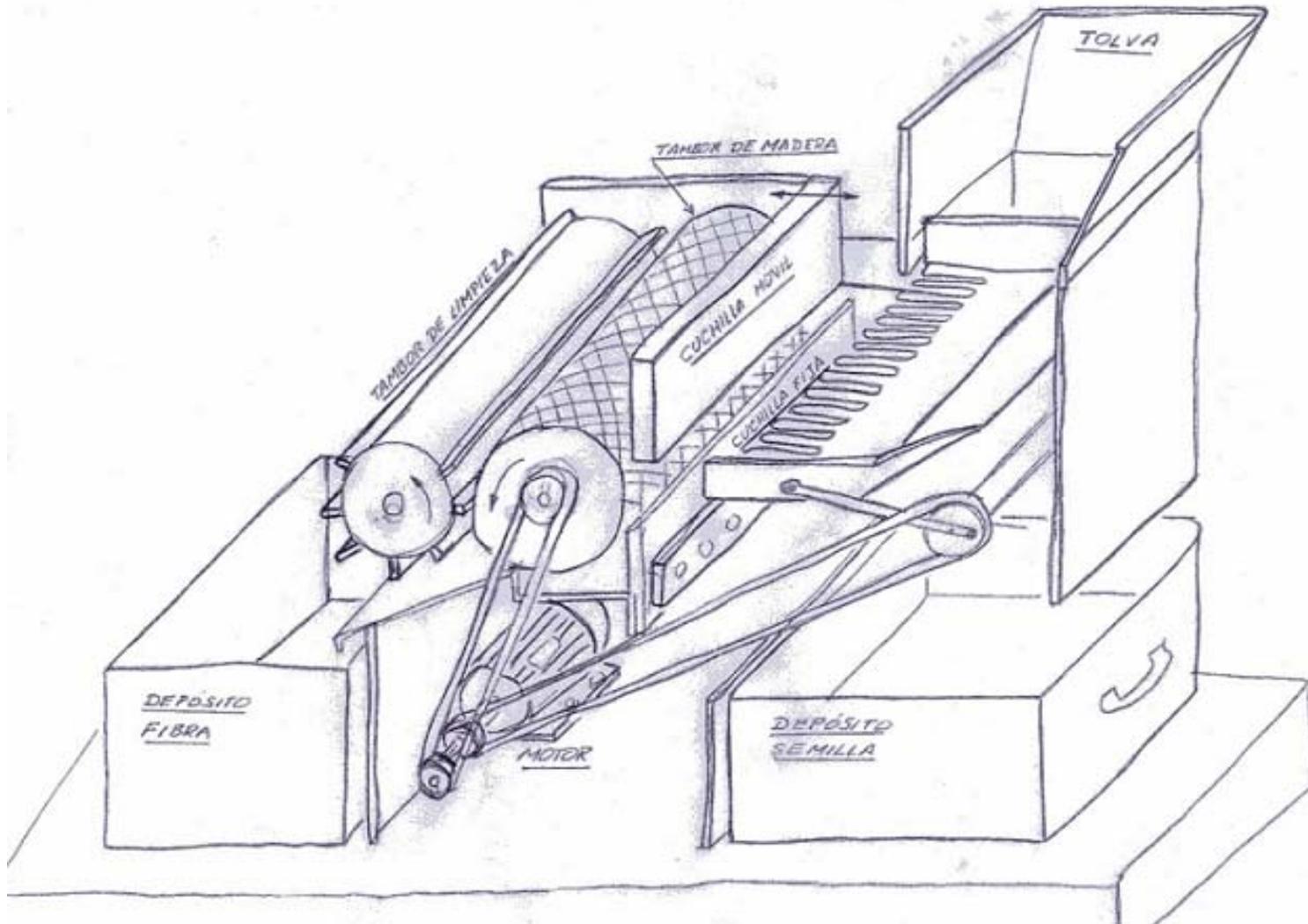
S3 → (Solución 3)

3.5 PROTOTIPOS

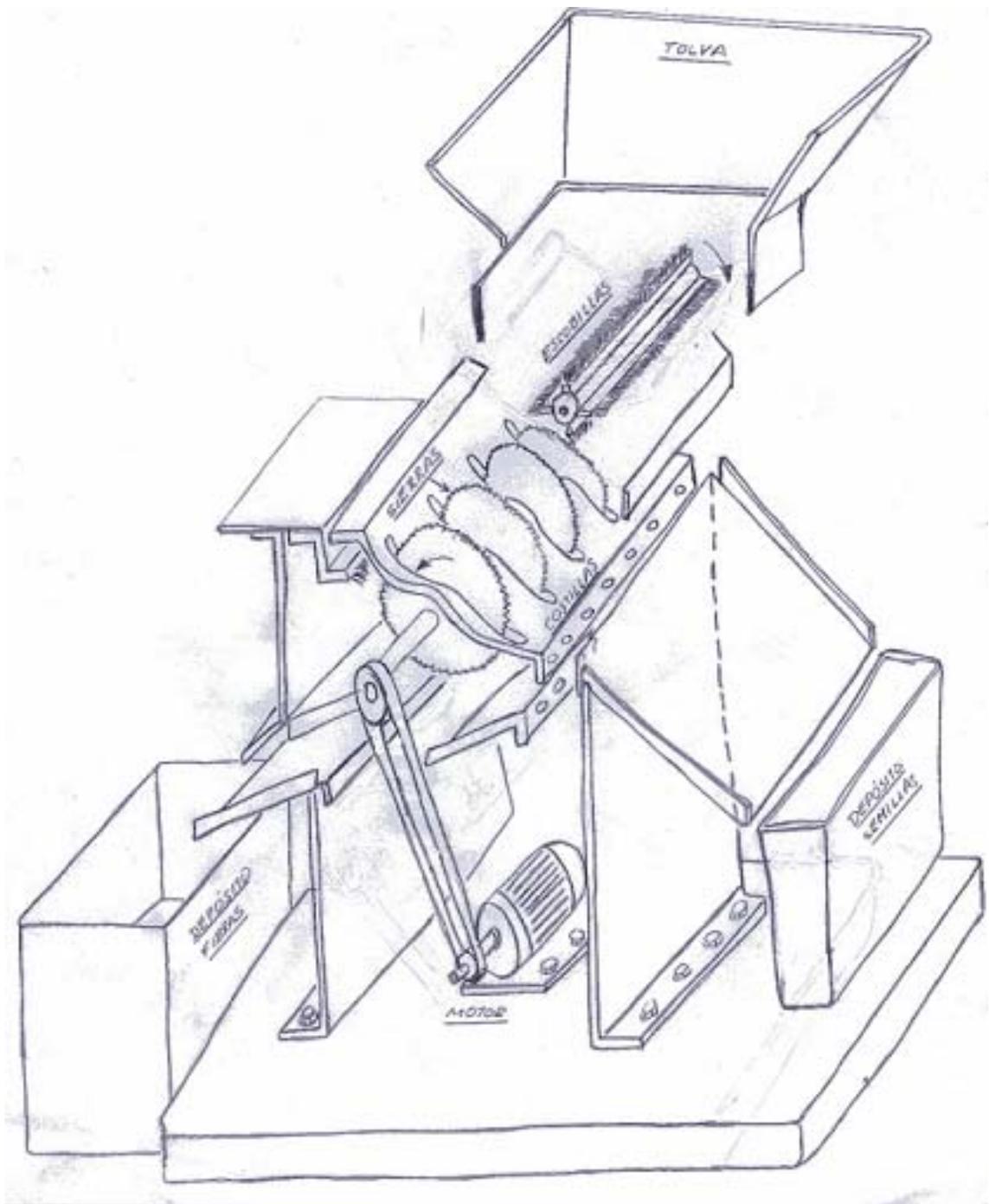
PROTOTIPO N° 01



PROTOTIPO N° 02



PROTOTIPO N° 03



3.6 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA ÓPTIMA

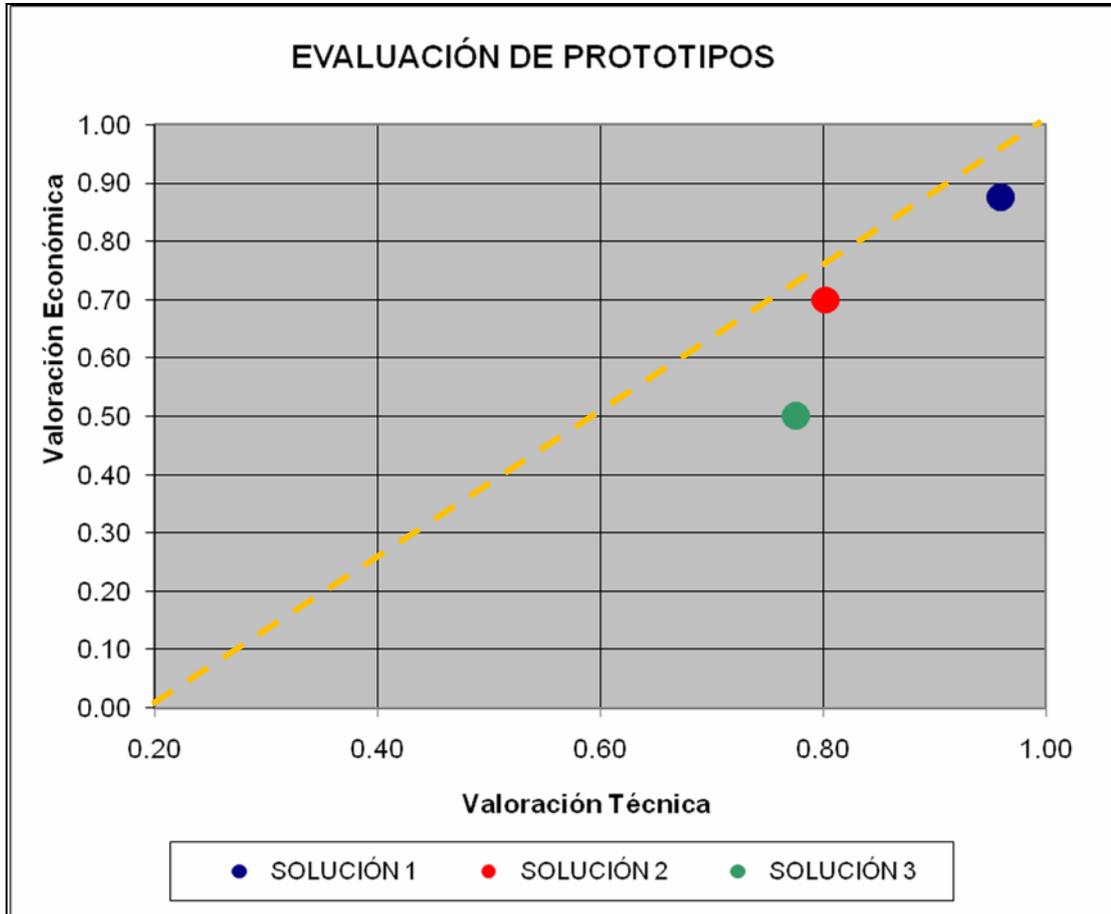
3.6.1 VALORACIÓN TÉCNICA:

ESCALA DE VALORES SEGÚN VDI 2225 CON PUNTAJE "p" DE 0 a 3					
0= No Satisface, 1= Aceptable a las justas, 2= Suficiente, 3= Bien					
Variantes del Concepto		Importancia "i"	S1	S2	S3
Nº	Criterios de Evaluación	%	p	p	p
1	Función	12	3	2	2
2	Geometría	5	2	2	2
3	Cinemática	7	3	2	2
4	Cinética	8	3	3	3
5	Fuerza	7	2	2	2
6	Energía	7	3	3	3
7	Materia	7	3	2	3
8	Señales	5	3	3	2
9	Seguridad	5	3	2	2
10	Ergonomía	7	3	2	3
11	Fabricación	11	3	3	2
12	Montaje	7	3	2	2
13	Transporte	4	3	3	3
14	Mantenimiento	8	3	3	2
Puntaje Total $PT = \sum p_i x(\%)i/100$		100	2.88	2.43	2.33
Puntaje Unitario $PU = PT/3$			0.96	0.81	0.78

3.6.1 VALORACIÓN ECONÓMICA:

0= Costoso, 1= Medio, 2= Barato					
Nº	FACTOR ECONÓMICO	Importancia "i"	S1	S2	S3
		%	p	p	p
1	Costo de Material	40	2	2	1
2	Costo de Fabricación	35	2	1	1
3	Costo de Montaje	25	1	1	1
Puntaje Total $PT = \sum p_i x(\%)i/100$		100	1.75	1.40	1.00
Puntaje Unitario $PU = PT/2$			0.88	0.70	0.50

De acuerdo a la valoración correspondiente, el prototipo que se ajusta de mejor forma a las necesidades y exigencias de diseño es el prototipo N° 01.



CAPÍTULO CUATRO

CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1 FIJACIÓN DE LA CAPACIDAD DE DESMOTADO:

La desmotadora será dimensionada considerando la cantidad de producción de algodón que un mediano agricultor puede obtener. De acuerdo a datos recogidos por el Gerente General del centro desmotador INSERSA, Sr. Román Herrera, el promedio de hectáreas cultivadas por un mediano agricultor en la costa es de 5 hectáreas, produciendo cada una 2700kg de algodón en rama. Por lo tanto la cantidad de algodón promedio "Q" producida por un mediano agricultor en 5ha de terreno es:

$$Q_f = (2\,700\text{Kg/ha}) \times (5\text{ha}) = 13\,500\text{Kg}$$

Por otro lado, el 60% del peso total del algodón en rama es semilla y 40% restante fibra, por tanto:

$$(13\,500\text{Kg}) \times (0.6) = 8\,100\text{Kg de semilla}$$

$$(13\,500\text{Kg}) \times (0.4) = 5\,400\text{Kg de fibra}$$

La capacidad de separación de las desmotadoras de sierras y costillas depende básicamente de dos factores: Del tamaño de sierras y de la velocidad de giro de las mismas. Según datos recogidos por INSERSA de sus desmotadoras marca Lummus Murray de sierras y costillas con diámetros exteriores de 12" y con una velocidad de giro de las sierras de 700r.p.m., cada sierra es capaz de desmotar 5.0Kg de fibra/hora.

De acuerdo a estos datos, se define para la desmotadora a diseñar el número de sierras igual a 70 unidades, el diámetro exterior de sierras igual a 12" y la velocidad de giro de éstas igual a 700r.p.m. Luego la capacidad de desmotado de fibra "Cf" será:

$$C_f = (70\text{Sierras}) \times (5\text{kg/Sierra-hora}) = 350\text{Kg de fibra/hora}$$

Dividiendo la cantidad de fibra a desmotar entre la capacidad se obtiene:

$$5\,400\text{Kg de Fibra} / 350\text{Kg de Fibra/hora} = 15.4\text{horas}$$

Por tanto la máquina a diseñar deberá de trabajar dos turnos diarios de 8 horas para lograr desmotar la cosecha de 5has de algodón sembrado.

En resumen la máquina tendrá las siguientes características principales:

Datos generales de Desmotadora	
Número de sierras	70
Diámetro de Sierras	12"
Velocidad de trabajo	700r.p.m.
Capacidad	350Kg/hora

4.2 CÁLCULO DE POTENCIA NECESARIA PARA DESMOTADO:

Nomenclatura y datos a utilizar:

- Diámetro de sierras circulares $D_s = 12$ pulgadas (304.8 mm)
- Velocidad de trabajo de las sierras $w = 700$ r.p.m. (o $n = 73.30$ rad/s)
- Número de sierras para desmotado N.S.=70
- Número de dientes por sierra $Z = 264$ dientes
- Número efectivo de dientes $Z_{ef} = 66$ dientes

El valor de $Z=264$ dientes es tomado del catálogo de sierras del Anexo C.01. Por otro lado, solamente la cuarta parte del total de dientes realizan la acción de desmotado puesto que la zona de desmotado está limitada por las costillas y el elemento conocido como lambriquín o peine (Figura N° 4.2.1), por tal motivo se define el número efectivo de dientes Z_{ef} como la cantidad de dientes que realizan simultáneamente la acción de desmotado.

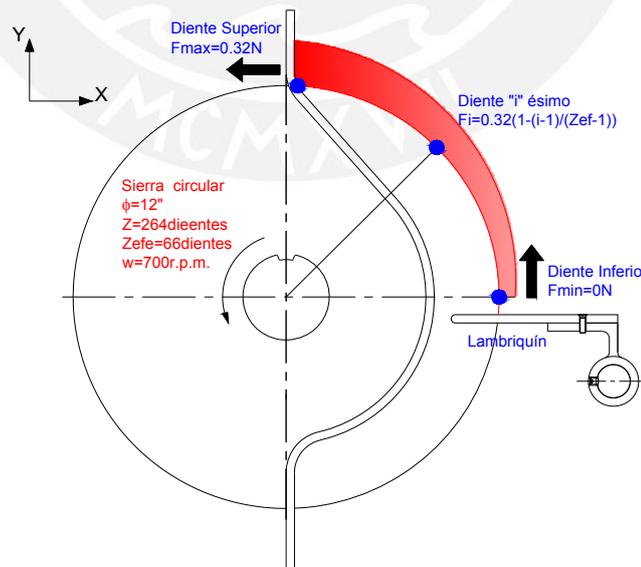


Figura N° 4.2.1 Disposición de Sierras y Costillas

La acción de desmotado se da de la siguiente manera:

- La sierra están girando según la Figura 4.2.1 en sentido antihorario.
- El diente efectivo que se encuentra más cercano al lambriquín realiza una fuerza mínima ya que en este punto la sierra engancha a la fibra de algodón para dirigirlo hacia la parte superior.
- El diente efectivo que se encuentra en la parte superior de la zona de trabajo trata de arrastrar la fibra a través de las costillas para separarla de la semilla, es decir, realiza la máxima fuerza para lograr la separación de éstas.
- Los dientes intermedios entre el diente inferior y el superior deberán realizar la acción de traslado de la fibra hacia la zona superior. Mientras más avance un diente hacia la zona superior encontrará mayor resistencia.

En consecuencia se genera un campo de fuerzas que va desde un valor mínimo en el diente inferior hasta un valor máximo en el diente superior. Este valor de fuerza se define en base a la resistencia de la fibra del algodón tipo Tangüis, que es igual a 32gr-f (0.32N), (Sección 1.4.3).

Entonces el valor de la fuerza se definirá mediante la siguiente ecuación:

$$F_i = 0.32 - 0.32x \frac{(i-1)}{(Z_{ef} - 1)}$$

$$F_i = 0.32 \left(1 - \frac{(i-1)}{Z_{ef} - 1} \right) \quad (4.2.1)$$

Donde $i=1\dots66$ representa el número de dientes que realizan la acción de desmotado. Por tanto para $F_1=0.32\text{N}$ (Diente Superior), mientras que $F_{66}=0.0\text{N}$.

El valor del torque “ T_i ” para el “ i ” ésimo diente se calcula multiplicando la fuerza “ F_i ” por el radio de las sierras $R=D_s/2$, luego el Torque “ T_i ” se expresa:

$$T_i = F_i x R \quad (4.2.2)$$

$$T_i = 0.32 \left(1 - \frac{(i-1)}{Z_{ef} - 1} \right) x R \quad (4.2.3)$$

La potencia “Pi” necesaria para accionar al i-ésimo diente se hallará multiplicando el valor de “Ti” por la velocidad de rotación desmotado “ ω ” expresada en rad/s. Luego la potencia Pi será:

$$P_i = 0.32x \left(1 - \frac{(i-1)}{Z_{ef} - 1} \right) x R x \omega \quad (4.2.4)$$

La potencia total por sierra “Ps” será igual a la suma de las potencias “Pi” desde i=1 hasta i=66.

$$P_s = \sum_{i=1}^{i=66} P_i \quad (4.2.5)$$

Luego, la potencia total del eje de desmotado se hallará multiplicando la potencia “Ps” por el número de sierras “N.S”

$$P_d = (N.S.)x(P_s) \quad (4.2.6)$$

Desarrollando las ecuaciones y reemplazando valores se obtuvo los siguientes resultados:

$$P_s = 120.43 \text{ Watts/Sierra}$$

$$P_d = \frac{(120.43 \text{ Watt / Sierra})x(70 \text{ Sierra})}{1000} = 8.43 \text{ KW (11.30HP)}$$

Los cálculos intermedios de “Pi” se adjuntan completos en el Anexo C.09.

En el mismo anexo se halla un método alternativo de cálculo donde se realiza una integración de línea de un campo de fuerzas definido en base a la resistencia de la fibra del algodón tipo Tangüis y a trayectoria definida por las sierras. Los resultados obtenidos son similares para ambos casos, con lo cual se comprueba su validez.

4.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL EJE DE LIMPIEZA (P_{el})

El eje de limpieza, tiene por función limpiar la fibra arrastrada por las sierras. Para esto, el eje de limpieza está provisto de 12 escobillas de madera, montadas sobre un tambor de acero, que giran conjuntamente con el eje, mediante dos acoples a cada extremo del mismo. El eje de limpieza es accionado por un juego de engranajes, acoplados al eje de desmotado y al eje de limpieza respectivamente. Para calcular P_{el} , primero se calculará el torque T_{el} necesario para acelerar a todo el conjunto descrito a la velocidad establecida, mediante la ecuación 4.3.1

$$T_{el} = G_T \times \alpha \quad (4.3.1)$$

Donde:

G_T : Momento de masa total del conjunto montado sobre el eje de limpieza

α : aceleración angular del eje de limpieza desde el instante cero hasta alcanzar la velocidad ω .

El momento de masa G_T , es la suma de los momentos de masa del eje de limpieza, de las escobillas de madera, de los acoples y del engranaje montado sobre el eje de limpieza. Los momentos para cada elemento se calculo según manual de motoreductores Sumitomo⁽¹⁾. Estos son:

Momentos de Masa	Cant.	Símbolo	Momento de Masa	Unidad
Eje de Limpieza	01	Gel	0.00718	Kg-m ²
Acoples	02	Gac	0.0484	Kg-m ²
Tambor de Acero	01	Gta	0.9673	Kg-m ²
Escobillas	12	Ges	0.29274	Kg-m ²
Engranaje	01	Geng	0.0387	Kg-m ²
Momento de Masa Total		GT	1.3544	Kg-m ²

Por otro lado " α " se calcula mediante

$$\alpha = \frac{\omega}{t_{pm}} \quad (4.3.2)$$

Donde:

ω : Velocidad a la que debe girar el eje de limpieza

t_{pm} : Tiempo que demora el eje en alcanzar la velocidad ω

⁽¹⁾ SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES. 2004, Cyclo Drive 6000 Series, Japan E20p.

El valor de ω se establece considerando la relación de velocidades que existe entre el eje de desmotado y eje de limpieza de la máquina 161SAW GIN de Continental (Anexo B.02). Para esta máquina la relación de transmisión es de 2.52. Por tanto el valor de ω será:

$$\omega = (73.30 \text{ rad/s}) \times (2.52) = 184.73 \text{ rad/s}$$

El tiempo t_{pm} será considerado igual a 10 segundos, asumiendo que la potencia total es igual a la potencia de desmotado $P_{\text{desmotado}} = (8.43 \text{ KW})$ calculada en la sección (4.2). Vargas Machuca⁽²⁾ indica que para ésta potencia de motor le corresponde un tiempo de puesta en marcha de $t_{pm} = 10$ segundos. Luego, la aceleración angular " α " será:

$$\alpha = \frac{184.73 \text{ rad/s}}{10 \text{ s}} = 18.47 \text{ rad/s}^2$$

Utilizando la ecuación (4.3.1) se halla T_{el} :

$$T_{el} = (1.3544 \text{ Kg} - m^2)(18.47 \text{ rad/s}^2)(10 \text{ m/s}^2) = 25.02 \text{ N} - m$$

Debido a que existirá alguna resistencia para la limpieza de la fibra de las sierras se considerará un torque adicional " T_{ls} " para dicha función igual al 10% del valor de T_{el} . Luego el torque total necesario será:

$$T_t = T_{el} + T_{ls} = 1.1T_{el} = (1.1) \times (25.02) = 27.52 \text{ N} - m$$

La potencia requerida se calculará mediante la expresión:

$$P_{el} = T_t \times \omega \quad (4.3.3)$$

$$P_{el} = (27.52 \text{ N} - m)(184.73 \text{ rad/s}) = 5.08 \text{ KW} (6.81 \text{ HP})$$

⁽²⁾ VARGAS MACHUCA FEDERICO. 1990. Máquinas eléctricas Rotativas. Megaprint Impresiones Perú, 252p

4.4 CÁLCULO DE ENGRANAJES ENTRE EJE DESMOTADOR Y EJE DE LIMPIEZA:

Nomenclatura y datos a utilizar:

- Relación de transmisión inicial: $\mu_o=2.52$.
- Velocidad de rotación del eje de desmotado $\omega_1= 700r.p.m.$
- Distancia entre centros de ejes inicial $a_o=315mm$
- Potencia a transmitir al eje de limpieza $P=5.08KW$

El eje de limpieza será accionado mediante el movimiento del eje de desmotado por medio de un juego de engranajes rectos.

La figura (4.4.1) muestra la disposición de los engranajes. El valor de “a_o” es fijado por conveniencia de espacio y disposición de los elementos internos (Sierras y escobillas).

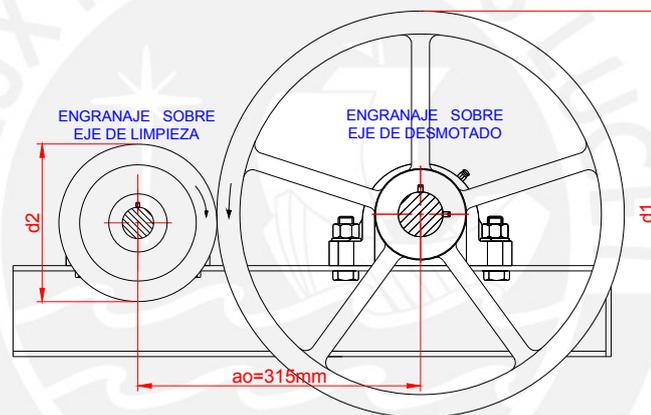


Figura N°4.4.1 Esquema del juego de engranajes

Siendo “d₁” y “d₂” los diámetros nominales de los engranajes, la distancia “a_o” se expresa así:

$$a_o = \frac{d_1 + d_2}{2} = 315mm$$

Luego: $d_1 + d_2 = 630mm$ (4.4.1).

Utilizando la relación de transmisión inicial $\mu_o=d_1/d_2=2.52$, se tiene:

$$d_1 = 2.52 * d_2$$
 (4.4.2)

Resolviendo las ecuaciones (4.4.1) y (4.4.2) se obtendrá el valor de los diámetros:

$$3.52d_2=630mm \rightarrow d_2 = 179mm; d_1 = 451mm.$$

Fijando un ángulo de presión “ $\alpha = 20^\circ$ ”, se deberá usar un número mínimo de dientes $Z_{min}=17$ dientes para cada engranaje.

Eligiendo un módulo $m=4$ para la fabricación de los engranajes, considerando la relación de transmisión inicial (μ_0) y que el número de dientes por engranaje debe ser un número entero; se establece el valor final de los diámetros:

$$d_1=448\text{mm} \quad ; \quad d_2=176\text{mm}$$

La nueva relación de transmisión será $\mu_c = d_1/d_2=2.55$ y la distancia $a_c = 312\text{mm}$

El número de dientes “z” y el módulo “m” se relacionan mediante la ecuación:

$$d = m * z \tag{4.4.3}$$

Despejando “z” en la ecuación 4.4.3 y se halla el número de dientes para cada engranaje:

$$d_1 = mZ_1 \Rightarrow 448 = (4.0) \times Z_1 \rightarrow Z_1 = 112 \text{ dientes}$$

$$d_2 = mZ_2 \Rightarrow 176 = (4.0) \times Z_2 \rightarrow Z_2 = 44 \text{ dientes}$$

Resumen de las características geométricas del los dos engranajes:

Descripción	Engranaje 1 (Eje de desmotado)	Engranaje 2 (Eje de Limpieza)
Diámetro Nominal	$d_1 = 448\text{mm}$	$d_2 = 176\text{mm}$
Nº de Dientes	$Z_1 = 112$ dientes	$Z_2 = 44$ dientes
Módulo	$m = 4.0$	$m = 4.0$
Diámetro exterior	$d_{a1} = 456\text{mm}$	$d_{a2} = 184\text{mm}$
Diámetro de fondo	$d_{f1} = 438\text{mm}$	$d_{f2} = 166\text{mm}$
Factor λ	15	15
Ancho de Engranaje	$b = 60\text{mm}$	$b = 60\text{mm}$

En donde:

$$d_a = \text{diámetro exterior } d_a = d + 2 * m.$$

$$d_f = \text{diámetro de fondo } d_f = d - 2.5 * m.$$

$b =$ Ancho de los engranajes

El ancho de los engranajes se calcula mediante la ecuación:

$$b = \lambda . m \tag{4.4.4}$$

Queda verificar los engranajes por fatiga a la flexión. Para esto se determinará el esfuerzo σ_F que actúa sobre los dientes de los engranajes mediante la ecuación:

$$\sigma_F = \frac{2 * Mt * Y_F * Y_E * C_S}{m^3 * z * \lambda} \quad (4.4.5)$$

Y deberá cumplirse que: $\sigma_F \leq \sigma_{FAdm}$

Donde:

σ_{Fadm} : Valor del esfuerzo admisible sobre el diente del engranaje obtenido de Tochtermann⁽³⁾.

Y_F, Y_E, C_S : Factores de las tablas, anexadas al presente trabajo⁽⁴⁾.

Mt: Momento torsor, aplicado al engranaje.

La potencia transmitida “P” se relaciona con el torque (Mt) y la velocidad angular (ω) mediante la expresión:

$$P = \omega * Mt \quad (4.4.6)$$

Cálculo por Fatiga a la Flexión del Engranaje 1:

$$\omega_1 = 700 \text{ r.p.m.} = 73.30 \text{ rad/s} \quad P_1 = 5.08 \text{ KW (5080 N-m/s)}$$

→ Usando (4.4.6) se obtiene:

$$Mt = (5080 \text{ N-m}) \cdot (1000) / (73.30 \text{ rad/s}) = 69352 \text{ N-mm (6935.2 Kgf-mm)}$$

De las tablas anexadas:

M_t	Y_E	Y_F	C_s	m	Z_1	λ	σ_{Fadm}
6935.2Kgf-mm	1	2.2	1.5	4.0	112	15	5.5kg/mm ² (GG-25)

Reemplazando valores en (4.4.5) se tiene:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot (6935.2 \text{ Kg} - \text{mm}) \cdot (2.2) \cdot (1) \cdot (1.5)}{(4.0^3) \cdot (112) \cdot (15)} = 0.426 \text{ Kg} / \text{mm}^2 < 5.5 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \quad \text{OK}$$

Cálculo por Fatiga a la Flexión del Engranaje 2:

$$\omega_2 = 1785 \text{ r.p.m.} = 186.92 \text{ rad/s} \quad P_2 = 5.08 \text{ KW (5080 N-m/s)}$$

⁽³⁾ TOCHTERMANN- BODESTEIN. “Konstruktionselemente des Maschinebaues Vol.2”

⁽⁴⁾ Ibid.

$$M_t = (5084\text{N}\cdot\text{m}) (1000) / (186.92\text{rad/s}) = 27245.53\text{N}\cdot\text{mm} \quad (2724.55\text{Kgf}\cdot\text{mm})$$

M_t	Y_E	Y_F	C_s	m	Z_2	\square	σ_{Fadm}
2724.55Kgf-mm	1	2.42	1.5	4.0	44	15	11kg/mm ² (St-50)

Reemplazando valores en (4.4.5) se tiene:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot (2724.55\text{Kg} - \text{mm}) \cdot (2.42) \cdot (1) \cdot (1.5)}{(4.0^3) \cdot (44) \cdot (15)} = 0.47\text{Kg} / \text{mm}^2 < 11\text{Kg} / \text{mm}^2 \quad \text{OK}$$

Se debe calcular el esfuerzo de Hertz σ_H para asegurar que el elemento no falle por fatiga superficial mediante la expresión:

$$\sigma_H^2 = \frac{0.7 \cdot C_s \cdot M_t \cdot E \cdot (\mu_c + 1) \cdot Y_H^2 \cdot Y_E^2}{Z^2 \cdot m^3 \cdot \lambda \cdot \mu_c} \quad (4.4.7)$$

Donde “ Y_H ” y “ E ” se hallan de las tablas del Anexo C.03

Para el engranaje 1 se tiene:

C_s	M_t	E	\square	Y_H
1.5	6935.2Kgf-mm	1.59×10^4	2.55	1.76 ($Z_1 + Z_2$)=156
Y_E	Z	m	\square	σ_{HADM}
1	112	4.0	15	27Kg/mm ² (GG-25)

Reemplazando datos en la ecuación (4.4.7) se tendrá:

$$\sigma_H^2 = \frac{0.7 \cdot (1.5) \cdot (6935.2) \cdot (1.59 \times 10^4) \cdot (2.55 + 1) \cdot (1.76^2) \cdot (1^2)}{(112)^2 \cdot 4.0^3 \cdot 15 \cdot 2.55}$$

$$\sigma_H^2 = 41.48 \rightarrow \sigma_H = 6.44\text{Kg/mm}^2 < 27\text{Kg/mm}^2 \quad (\text{OK})$$

Para el engranaje 2 se tiene:

C_s	M_t	E	\square	Y_H
1.5	2724.55Kgf-mm	1.59×10^4	2.55	1.76 ($Z_1 + Z_2$)=156

Y_E	Z	m	\square	σ_{HADM}
1	44	4.0	15	34Kg/mm ² (St 50)

Reemplazando datos en la ecuación (4.4.7) se tendrá:

$$\sigma_H^2 = \frac{0.7 * (1.5) * (2724.55) * (1.59 \times 10^4) * (2.55 + 1) * (1.76^2) * (1)}{(44^2) * 4.0^3 * 15 * 2.55}$$

$$\sigma_H^2 = 105.6 \rightarrow \sigma_H = 10.28 \text{Kg/mm}^2 < 34 \text{Kg/mm}^2 \quad (\text{OK})$$

4.5 CÁLCULO DE FAJAS TRAPEZOIDALES ENTRE EL EJE DE DESMOTADO Y EL EJE DEL MOTOR:

Nomenclatura y datos a utilizar:

- Velocidad del eje principal: $n_2 = 700 \text{r.p.m.}$
- Velocidad del árbol de potencia (motor): $n_1 = 1750 \text{r.p.m.}$
- Coeficiente de servicio: C_s
- Potencia nominal: P_{nom}
- Potencia de diseño: P_{dis}
- Distancia inicial aproximada entre ejes: $C_{\text{inicial}} = 625 \text{mm}$ (24.60plg)
- Distancia final entre ejes: C_{final}
- Relación de transmisión inicial: μ_{inicial}
- Relación de transmisión final: μ_{final}
- Longitud de faja inicial: L_{inicial}
- Longitud de faja final: L_{Final}
- Diámetro de polea en eje de desmotado: d_2
- Diámetro de polea en eje de motor: d_1

La transmisión de potencia desde el motor principal al eje de desmotado se hará mediante un juego de fajas según muestra la figura N° 4.5.1. La selección de fajas fue hecha utilizando el catálogo de fajas marca Dunlop (Anexo C.04). La metodología de cálculo es la propuesta por Alva Dávila⁽⁵⁾.

⁽⁵⁾ ALVA DÁVILA, Fortunato. 1990. Elementos de Máquinas 1. UNI pp 32-49

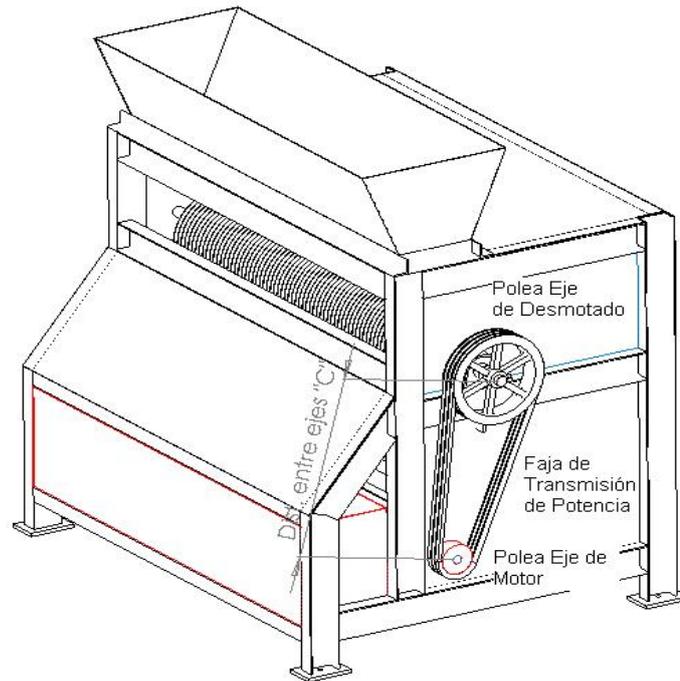


Figura N° 4.5.1 Esquema juego de Poleas

El valor del coeficiente de servicio C_s según catálogo es $C_s = 1.3$

La potencia nominal será la suma de la potencia de desmotado y la potencia del eje de limpieza

$$P_{nom} = (11.30 + 6.81) = 18.12 \text{ hp}$$

Por tanto la potencia de diseño será:

$$P_{dis} = C_s \times P_{nom} = (1.3) \times (18.12 \text{ hp}) = 23.56 \text{ hp}$$

Con P_{dis} y la velocidad del eje del motor ($n_1 = 1750 \text{ r.p.m.}$), se usa la tabla de la Figura N° 01 del Anexo C.04, de donde se determina usar fajas tipo B.

La relación de transmisión inicial se obtiene de la relación de velocidades de los ejes del motor y de desmotado:

$$\mu_{inicial} = n_1/n_2 = 1750 \text{ r.p.m.} / 700 \text{ r.p.m.} = 2.50$$

La tabla N°04 del catálogo de fajas muestra diámetros estándares utilizados para cada tipo de faja. Por tanto se elegirá la combinación de diámetros de poleas para las fajas tipo B que cumplan con la relación de transmisión. Se obtiene la mejor combinación con los siguientes diámetros d_1 y d_2 :

$$\mu_{final} = d_1/d_2 = 15.4 \text{ plg} (391.16 \text{ mm}) / 6.2 \text{ plg} (157.48 \text{ mm}) = 2.48$$

Luego, la velocidad de giro del eje de desmotado será:

$$n_2 = 1750 \text{ r.p.m.} / 2.48 = 704 \text{ r.p.m.} \approx 700 \text{ r.p.m.} \quad \text{OK}$$

Con la distancia inicial entre centros como dato, se aproxima un cálculo para la selección de la longitud de faja con la siguiente ecuación:

$$L_{\text{inicial}} = 2 * C_{\text{inicial}} + 1.65 * (d_1 + d_2) \quad (4.5.1)$$

Reemplazando los valores correspondientes se obtiene que:

$$L_{\text{inicial}} = 84.85 \text{ plg. (2155.26 mm)}$$

De la tabla N° 07 del Anexo C.04 se selecciona una longitud de faja cercana a la longitud de faja calculada inicialmente:

$$L_{\text{final}} = 84.80 \text{ plg (2153.92 mm)}$$

Dicha longitud corresponde al modelo "B83". Luego, la distancia final entre centros se obtiene de la ecuación:

$$L_{\text{final}} = 2 * C_{\text{final}} + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * C_{\text{final}}} \quad (4.5.2)$$

Despejando C_{final} , y reemplazando los datos correspondientes se obtiene la distancia final entre centros:

$$C_{\text{final}} = 25.02 \text{ plg. (635.51 mm)}$$

Para calcular el número de fajas a usar se deben calcular los factores K_L , K_θ y K_{ad} .

K_L se obtiene de la tabla N° 07 del Anexo C.04. Para la faja B83, $K_L = 0.98$.

K_θ se obtiene de la tabla N° 05. Para entrar a esta tabla se calcula el valor:

$$\frac{d_2 - d_1}{C_{\text{final}}} = \frac{15.4(391.16 \text{ mm}) - 6.2(157.48 \text{ mm})}{25.02(635.50 \text{ mm})} = 0.367 \quad (4.5.3)$$

De acuerdo a esto, $K_\theta = 0.95$.

K_{ad} se obtiene de la tabla N° 06. Para $\square_c = 2.48$, $K_{ad} = 0.04246$

El valor final de la potencia adicional " P_{ad} ", se obtiene multiplicando el valor de " K_{ad} " por la velocidad del eje más rápido y dividiendo entre cien.

$$P_{ad} = \frac{0.04246 * 1750 r.p.m.}{100} = 0.743 hp \quad (4.5.4)$$

Tomando $P_{faja} = 6.37 hp$ (Tabla N°09 para faja B83)

Luego se halla la potencia total que es capaz de transmitir una faja de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$P_{Totalxfaja} = (P_{ad} + P_{faja}) * K_{\theta} * K_L \quad (4.5.5)$$

$$P_{Totalxfaja} = (0.743 + 6.37) * 0.95 * 0.98 = 6.62 hp.$$

$$N^{\circ} \text{ fajas} = P_{dis} / P_{Totalxfaja} = 3.56 \text{ und} = 4 \text{ fajas tipo B.}$$

4.6 CÁLCULO DEL EJE DE DESMOTADO:

La figura N° 4.6.1 muestra las fuerzas que actúan sobre el eje de desmotado. Estas son:

F1: Fuerza producida por la tensión de las fajas más el peso de la polea.

Mt1: Momento torsor transmitido por las fajas al eje de desmotado.

W1: Peso repartido sobre el eje desmotador debido al peso del eje y las piezas montadas sobre éste: 70 sierras y 69 separadores.

F2: Fuerza sobre el eje desmotador debido al contacto entre engranajes y el peso del mismo.

Mt2: Momento torsor transmitido entre engranajes.

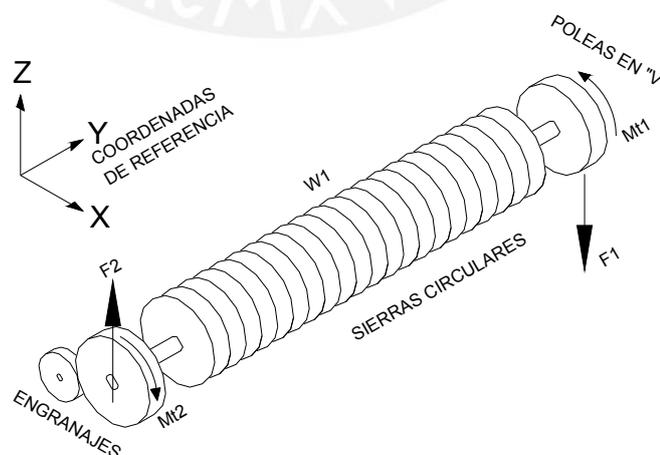


Figura N° 4.6.1 Fuerzas actuantes sobre eje desmotador

El diámetro de la parte central del eje está ya definido debido al tamaño estándar de las sierras, por lo tanto, se completará las dimensiones faltantes y se comprobará que la resistencia y deformación, deben ser menores a los valores admisibles.

4.6.1 Cálculo por Resistencia del Eje de Desmotado

Cálculo de F1:

Peso de Polea $F_{Polea} = 226N$

Según Faires⁽⁶⁾ en una polea tipo “V” se pueden establecer las siguientes relaciones entre las fuerzas del lado conductor (F_a) y la fuerza del lado conducido (F_b):

$$F_a + F_b = 2*(F_a - F_b) \quad (4.6.1)$$

$$F_a - F_b = F_t \quad (4.6.2)$$

Donde:

$$F_{faja} = F_a + F_b$$

Fuerza de flexión sobre el eje

$$F_t = F_a - F_b$$

Fuerza neta tangencial sobre el eje

La potencia transmitida puede expresarse así:

$$P = F_t * R * \omega \quad (4.6.3)$$

Donde:

ω : Velocidad angular del eje (704rpm = 73.78rad/s).

R: Radio de la polea (0.196m)

P: Potencia transmitida (18.12hp = 13517Watts)

Despejando “ F_t ” y reemplazando valores en la ecuación (4.6.3) se tiene:

$$F_t = (13517Watts) / (0.196m * 73.78rad/s) = 936.73N$$

Resolviendo las ecuaciones (4.6.1) y (4.6.2) se obtiene:

$$F_a + F_b = 2*(936.7N)$$

$$F_a - F_b = 936.7N$$

⁽⁶⁾ Faires Virgil Moring, 1985. Diseño de elementos de máquinas. Montaner y Simona S.A. Barcelona. pp 38-39.

Resolviendo este sistema de ecuaciones se obtienen los valores:

$$F_a = 1405.1N \quad ; \quad F_b = 468.37N$$

El ángulo formado entre los centros las poleas es 86° (Ver Figura N°4.6.2), por tanto se asumirá que la fuerza F_{Fajas} actúa en el plano Y-Z

$$F_{Faja} = (F_a + F_b) \cdot \cos(4^\circ) = 0.997 \cdot (F_a + F_b) \approx (F_a + F_b)$$

$$F_{Faja} = (F_a + F_b) = 1873.46N$$

Luego el valor de la Fuerza F1 será

$$F_1 = F_{Faja} + F_{Polea} = 1873.46N + 226N = 2099.49N$$

Cálculo de M_{t1} :

El valor del tursor M_{t1} es calculado aplicando (4.3.3)

$$M_{t1} = (13517Watts) / (73.72rad/s) = 183206.04N\cdot mm$$

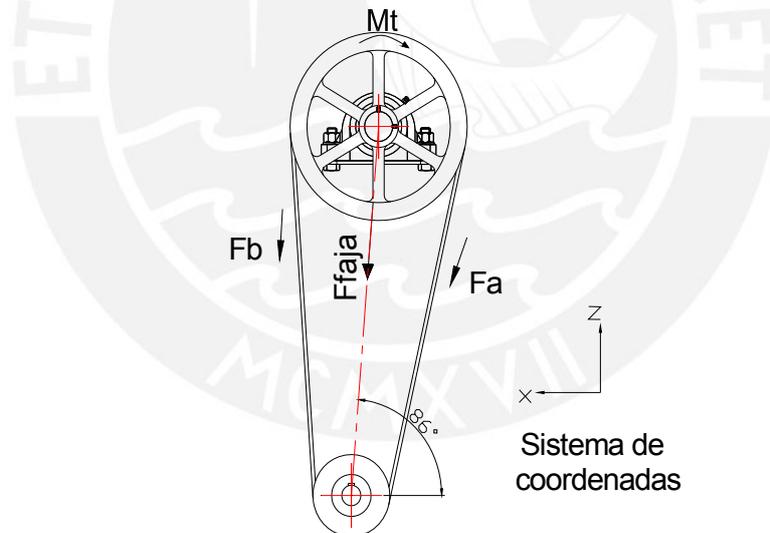


Figura N°4.6.2 Esquema de Fuerza actuantes sobre la polea acanalada

Cálculo de W_1 :

Descripción	Peso (N)	Nº Componentes	Peso Parcial
Sierra	5.31	70	$(5.31N \times 70) = 371.7N$
Separador	7.92	69	$(7.92N \times 69) = 546.48N$
Eje	426.8	01	$(426.8N) \times (1) = 426.8N$
Total			1344.98N

La longitud considerada es la longitud central entre los rodamientos: $L = 1564mm$

$$W_1 = \frac{1344.98N}{1564} = 0.86N / mm$$

Cálculo de F_2 y M_{te} :

F_e : Fuerza de contacto entre engranajes de componentes " F_{ex} " y " F_{ez} "

M_{te} : Momento Torsor creado por la fuerza " F_{ez} "

R: Radio nominal del engranaje montado sobre el eje desmotador

F_2 : Fuerza actuante sobre el eje de desmotado debido a la fuerza " F_e " y al peso del engranaje " W_e ". Tendrá componentes " F_{2x} " y " F_{2z} "

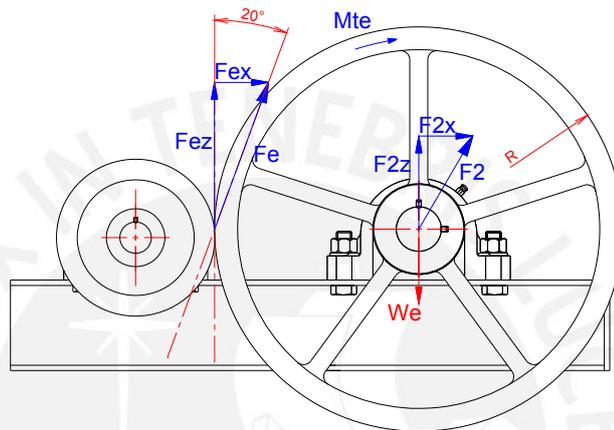


Figura N°4.6.3 Fuerza actuantes sobre juego de engranajes

$P=5.08KW$ (6.81HP)

$\omega= 73.78rad/s$

$$M_{te} = (5080W) \times (1000) / (73.78rad/s) = 68853.33N \cdot mm$$

El valor de F_{ez} será:

$$F_{ez} = M_{te} / R = (68853.33N \cdot mm) / (224mm) = 307.38N$$

$$F_{ex} = F_{ez} \times \text{Tg}(20^\circ) = 111.88N$$

Peso de Engranaje: $W_e=326.8N$

$$F_{2z} = W_e - F_{ez} = 326.8N - 307.38N = 19.42N$$

$$F_{2x} = 111.88N$$

A continuación en la figura 4.6.4 se presenta el diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje. El cálculo se realizará en el plano "Y-Z"

Diagrama de Cuerpo Libre

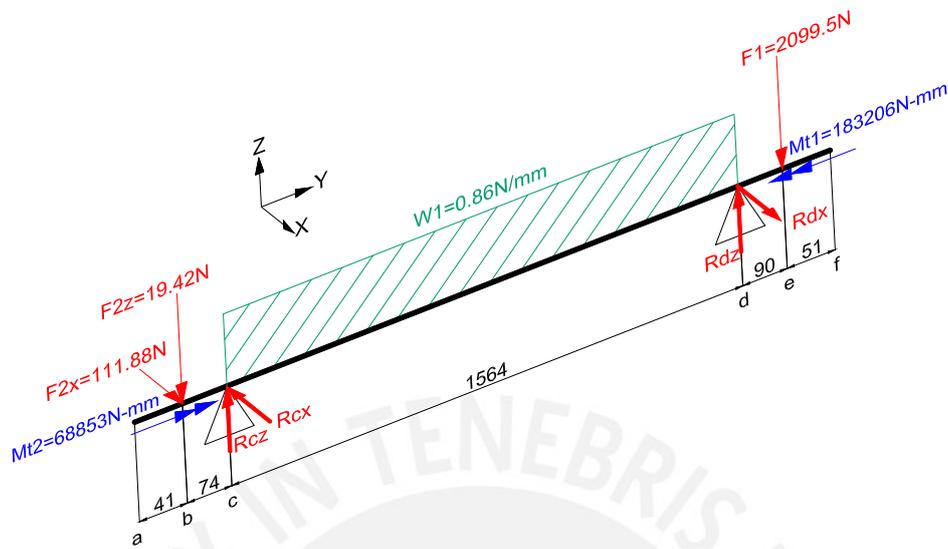


Figura N°4.6.4 DCL Eje Desmotador

Análisis en el Plano X-Y

$$\sum F_{xy} = 0, \Rightarrow R_{cx} - R_{dx} = 111.88N$$

$$\sum M_{xyd} = 0, \Rightarrow F_{2x} \cdot (74 + 1564) = R_{cx} \cdot (1564)$$

$$R_{cx} = 117.17N, \quad R_{dx} = 5.29N$$

FUERZAS CORTANTES “V_{xy}”:

- TRAMO a-b: y = 0mm... 41mm $V_{xy} = 0.0N$
- TRAMO b-c: y = 41mm... 115mm $V_{xy} = -111.88N$
- TRAMO c-d: y = 115mm... 1679mm $V_{xy} = 5.29N$
- TRAMO d-e: y = 1679mm... 1769mm $V_{xy} = 0.0N$
- TRAMO e-f: y = 1769mm... 1820mm $V_{xy} = 0.0N$

MOMENTOS FLECTORES “M_{fx}”:

- TRAMO a-b: y = 0mm... 41mm $M_{f_{xy}} = 0.0N\text{-mm}$

- **TRAMO b-c:** $y = 41\text{mm} \dots 115\text{mm}$ $M_{f_{xy}} = -F_{2x}(Y-41)$
- **TRAMO c-d:** $y = 115\text{mm} \dots 1679\text{mm}$ $M_{f_{xy}} = -F_{2x}(Y-41) + R_{cx} \cdot (Y-115)$
- **TRAMO d-e:** $y = 1679\text{mm} \dots 1769\text{mm}$ $M_{f_{xy}} = 0.0\text{N}\cdot\text{mm}$
- **TRAMO e-f:** $y = 1769\text{mm} \dots 1820\text{mm}$ $M_{f_{xy}} = 0.0\text{N}\cdot\text{mm}$

Análisis en el Plano Y-Z

$$\sum F_{yz} = 0, \Rightarrow R_{cz} + R_{dz} = (0.86\text{N/mm}) \cdot (1564\text{mm}) + (2099.45\text{N}) + 19.42\text{N}$$

$$R_{cz} + R_{dz} = 3463.91\text{N} \quad (4.6.4)$$

$$\sum M_{yzc} = 0, \Rightarrow$$

$$(2099\text{N} \cdot 1654\text{mm}) + (0.86\text{N/mm} \cdot 1564^2)/2 - 19.4 \cdot 74\text{mm} = R_{dz} \cdot 1564 \quad (4.6.5)$$

Combinando las ecuaciones (4.6.4) y (4.6.5) se obtienen las reacciones:

$$R_{cz} = 572.04\text{N}, \quad R_{dz} = 2891.86\text{N}$$

FUERZAS CORTANTES "V_{yz}":

- **TRAMO a-b:** $y = 0\text{mm} \dots 41\text{mm}$ $V_{yz} = 0.0\text{N}$
- **TRAMO b-c:** $y = 41\text{mm} \dots 115\text{mm}$ $V_{yz} = -19.42\text{N}$
- **TRAMO c-d:** $y = 115\text{mm} \dots 1679\text{mm}$ $V_{yz} = R_{cz} - F_{2z} - W_1(Y-115)$
- **TRAMO d-e:** $y = 1679\text{mm} \dots 1769\text{mm}$ $V_{yz} = R_{cz} + R_{dz} - F_{2z} - W_1(1564) = 2099.45\text{N}$
- **TRAMO e-f:** $y = 1769\text{mm} \dots 1820\text{mm}$ $V_{yz} = R_{cz} + R_{dz} - F_{2z} - W_1(1564) + F_1 = 0.0\text{N}$

MOMENTOS FLECTORES “M_{fyz}”:

- **TRAMO a-b:** y = 0mm... 41mm $M_{fyz} = 0.0N\text{-mm}$
- **TRAMO b-c:** y = 41mm... 115mm $M_{fyz} = -F_{2z}(Y-41)$
- **TRAMO c-d:** y = 115mm... 1679mm
 $M_{fyz} = R_{cz}(Y-115)-F_{2z}(Y-41)-0.5W_1(Y-115)^2$
- **TRAMO d-e:** y = 1679mm... 1769mm
 $M_{fyz} = R_{cz}(Y-115) + R_{dz}(Y-1679) - F_{2z}(Y-41) - W_1 \cdot 1564(Y-897)$
- **TRAMO e-f:** y = 1769mm... 1820mm $M_{fyz} = 0.0N\text{-mm}$

MOMENTOS TORSORES “T”:

- **TRAMO a-b:** y = 0mm... 41mm $T = 0.0N\text{-mm}$
- **TRAMO b-c:** y = 41mm... 115mm $T = 68853.33N\text{-mm}$
- **TRAMO c-d:** y = 115mm... 1679mm $T = 68855.33 + 73.11(Y-115)$
- **TRAMO d-e:** y = 1679mm... 1769mm $T = 183206N\text{-mm}$
- **TRAMO e-f:** y = 1769mm... 1820mm $T = 0.0N\text{-mm}$

Tabla de Resultados					
Valor Y (mm)	V _{xv} (N)	V _{vz} (N)	M _{fxv} (N-mm)	M _{fyz} (N-mm)	T (N-mm)
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
41	-111.88	-19.42	0.00	0.00	68853.33
115	5.29	552.62	-8279.12	-1437.08	68853.33
757.5	5.29	0.00	-4880.30	176208.18	115860.00
1679	5.29	-792.42	0.00	-188954.48	183206.00
1769	0.00	2099.45	0.00	0.00	183206.00
1820	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

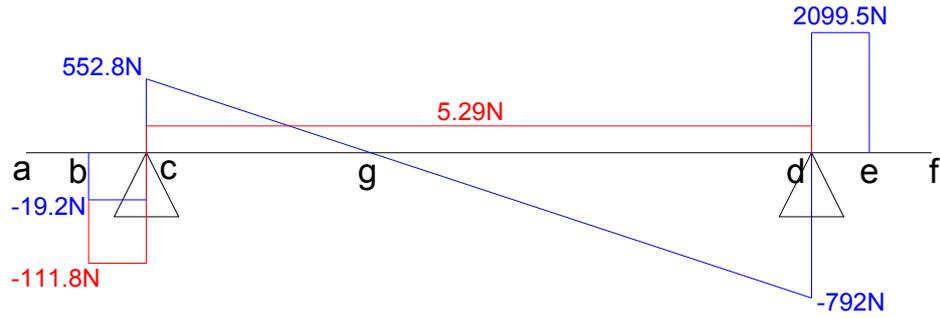


Figura N° 4.6.5 Diagrama de Fuerzas Cortantes
 Leyenda: Plano X-Y ----- ; Plano Y-Z -----

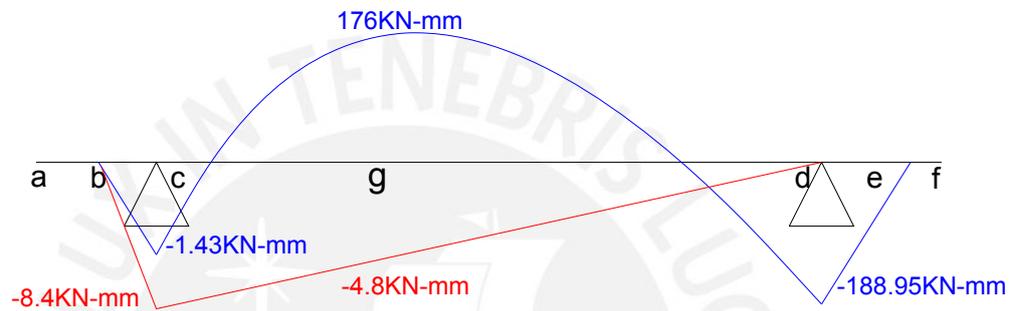


Figura N° 4.6.6 Diagrama de Momentos Flectores
 Leyenda: Plano X-Y ----- ; Plano Y-Z -----



Figura N° 4.6.7 Diagrama de Momento Torsor en eje "Y"

Los puntos más esforzados son los puntos "c", "d" y "g". En la figura 4.6.8 se muestra la geometría del eje y los diámetros de las secciones "c", "d", "g".

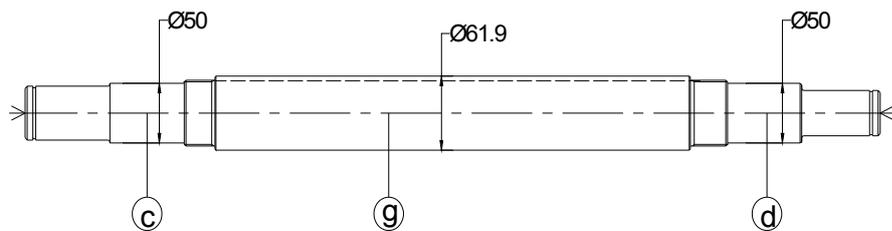


Figura N° 4.6.8 Puntos a analizar sobre eje de desmotado

ANÁLISIS DEL PUNTO “C” (Y=115mm):

Resumiendo se tienen las siguientes solicitaciones:

$M_{fxy}=-8279.12N\text{-mm}$	$M_{fyz}=-1437.08N\text{-mm}$	$T=68853.33N\text{-mm}$
-------------------------------	-------------------------------	-------------------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(8279.12)^2 + (1437.08)^2} = 8402.92 N - mm$$

Los esfuerzos debidos al momento flector σ_f y momento torsor T_T respectivamente se hallan con las ecuaciones:

$$\sigma_f = \frac{32 * M_f}{\pi * d^3} \tag{4.6.6}$$

$$\tau_T = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \tag{4.6.7}$$

Reemplazando los valores para el punto “c” en (4.6.6) y (4.6.7) se obtiene:

$$\sigma_f = \frac{32 * 8402.92}{\pi * 50^3} = 0.69 N / mm^2; \quad \tau_T = \frac{16 * 68853.33}{\pi * 50^3} = 2.81 N / mm^2$$

El eje es sometido a esfuerzo flector alternante puro y a esfuerzo cortante pulsante puro. Por tanto se cumple:

$$\sigma_f = \sigma_{fa} \quad , \quad \tau_T = \tau_{tpul}$$

Siguiendo con el cálculo, a partir del σ_f y τ_T , se calcularán σ'_f y τ'_{T} , los que se definen como:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_{kf}}{C_s * C_c * C_{c\ arg\ a} * C_t * C_{temp}} \right) * \sigma_{fa} \tag{4.6.8}$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{\beta_{kt}}{C_s * C_c * C_{c\ arg\ a} * C_t * C_{temp}} \right) * \tau_{tpul} \tag{4.6.9}$$

Donde:

Cs: Coeficiente de acabado superficial.

Cc: Coeficiente de confiabilidad.

Ccarga: Coeficiente de carga

Ctemp: Coeficiente de temperatura.

Ct: Coeficiente de tamaño

β_{kf} : Factor geométrico concentrador de esfuerzos con carga de flexión.

β_{kt} : Factor geométrico concentrador de esfuerzos con carga de torsión.

El valor de estos coeficientes se resume en la tabla siguiente:

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	Cs	Ct	Ctemp (Temp <250°C)	Ccarga	Cc (90%)
"C"	1.0	1.0	0.75	0.67	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.6.1 Coeficientes para el punto "C"

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1}{0.75 * 0.897 * 0.67} \right) * 0.69 = 1.54 \text{ N / mm}^2$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{1}{0.75 * 0.897 * 0.67} \right) * 2.81 = 6.24 \text{ N / mm}^2$$

El esfuerzo equivalente se expresa con la siguiente expresión:

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(\sigma'_{fa})^2 + 3 * (\alpha * \tau'_{tpul})^2} \tag{4.6.10}$$

Para α :

$$\alpha = \frac{\sigma'_{FAIt}}{\sqrt{3} * \tau_{TPuls}} \tag{4.6.11}$$

Donde:

σ_{FAIt} : Esfuerzo flector límite alternante.

T_{TPuls} : Esfuerzo torsor límite pulsante.

El material utilizado para el eje es un acero Ck45, cuyas propiedades son:

$$\sigma_B = 650\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{FAIt} = 350\text{N/mm}^2$$

$$T_{TPuls} = 210\text{N/mm}^2$$

=>

$$\alpha = 0.962$$

Luego debe cumplirse la relación del factor de seguridad definida como:

$$F.S. = \frac{\sigma_{FAIt}}{\sigma_{equiv}} \geq F.S._{Adm} \quad (4.6.12)$$

Donde:

$$F.S._{Adm} = 1.2 \dots 1.8$$

Reemplazando valores del punto "C" en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(1.54)^2 + 3 * (0.962 * 6.24)^2} = 10.49 N / mm^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{10.49} = 33.35 \geq F.S._{Adm}$$

ANÁLISIS DEL PUNTO "D" (Y=1679mm):

Resumiendo se tienen las siguientes solicitaciones:

$M_{fxy}=0.0N\text{-mm}$	$M_{fyz}=-188954.48N\text{-mm}$	$T=183206N\text{-mm}$
--------------------------	---------------------------------	-----------------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(0)^2 + (18954.48)^2} = 188954.48 N - mm$$

Se hallan σ_f y T_T de las ecuaciones (4.6.6) y (4.6.7)

$$\sigma_{fa} = \frac{32 * 188954.48}{\pi * 50^3} = 15.39 N / mm^2$$

$$\tau_{tpul} = \frac{16 * 183206}{\pi * 50^3} = 7.47 N / mm^2$$

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	C_s	C_t	C_{temp} (Temp <250°C)	C_{carga}	C_c (90%)
"D"	1.0	1.0	0.75	0.67	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.6.2 Coeficientes para el punto "d"

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1}{0.75 * 0.897 * 0.67} \right) * 15.39 = 34.16 N / mm^2$$

$$\tau'_{ipul} = \left(\frac{1}{0.75 * 0.897 * 0.67} \right) * 7.47 = 16.58 N / mm^2$$

$$\alpha = 0.962$$

Reemplazando valores del punto “d” en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(34.16)^2 + 3 * (0.962 * 16.58)^2} = 43.92 N / mm^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{43.92} = 7.97 \geq F.S. Adm$$

ANÁLISIS DEL PUNTO “G” (Y=757.5mm):

Resumiendo se tienen las siguientes solicitaciones:

$M_{fxy}=-4880.30\text{-mm}$	$M_{fyz}=176208.18\text{N-mm}$	$T=115860\text{N-mm}$
------------------------------	--------------------------------	-----------------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(-4880.30)^2 + (176208.18)^2} = 176275.75 N - mm$$

Se hallan σ_f y T_T de las ecuaciones (4.6.6) y (4.6.7)

$$\sigma_{fa} = \frac{32 * 176275.75}{\pi * 61.9^3} = 7.57 N / mm^2 ; \quad \tau_T = \frac{16 * 115860}{\pi * 61.9^3} = 2.49 N / mm^2$$

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	Cs	Ct	Ctemp (Temp <250°C)	C _{carga}	Cc (90%)
“G”	1.6	1.3	0.78	0.64	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.6.3 Coeficientes para el punto “G”

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1.6}{0.78 * 0.897 * 0.64} \right) * 7.57 = 27.05 \text{ N / mm}^2$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{1.3}{0.78 * 0.897 * 0.64} \right) * 2.49 = 7.22 \text{ N / mm}^2$$

$$\alpha = 0.962$$

Reemplazando valores del punto “d” en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(27.05)^2 + 3 * (0.95 * 7.22)^2} = 29.61 \text{ N / mm}^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{29.61} = 11.82 \geq F.S._{Adm}$$

4.6.2 Cálculo por deformación del Eje de Desmotado

Debido a las variaciones del momento flector y del diámetro a lo largo del eje, se decidió calcular la deformación por medio del método gráfico expuesto por Timoshenko⁽⁷⁾ y por Faïres⁽⁸⁾ utilizando la ecuación:

$$\delta = \int \frac{M}{E.I} . Y . dY \quad (4.6.13)$$

Esta ecuación se resolvió aplicando los siguientes pasos:

- La longitud total del eje se dividió en pequeños diferenciales de longitud de la siguiente manera: $\Delta Y_i = Y_{i+1} - Y_i$.
- Para la curva de momento comprendida entre cada diferencial “ ΔY_i ” se definió un momento promedio $M_i = 0.5 \times (M_i + M_{i+1})$.
- Para la curva de momento comprendida entre cada diferencial “ ΔY_i ” se definió un momento de inercia promedio $I_i = 0.5 \times (I_i + I_{i+1})$.

⁽⁷⁾ TIMOSHENKO, S. 1957. Resistencia de Materiales. Espasa Calpe, Madrid. pp138, 139,140.

⁽⁸⁾ Faïres Virgil Moring, 1985. Diseño de elementos de máquinas. Montaner y Simona S.A. Barcelona. pp 352,353

- Se calculó el área comprendida debajo de la curva para cada tramo definido. $A_i = M_i \times \Delta Y_i$.
- El área calculada A_i fue dividida entre el Módulo de Sección del acero y el momento de inercia I_i
- El último valor se multiplica por la mitad del diferencial " $\Delta Y_i/2$ " obteniéndose de esa manera la deformación " δ_i " comprendida en el diferencial " ΔY_i "
- Para hallar las deformaciones siguientes de " δ_{i+1} " se procede de igual manera sumando la deformación precedente.
- Luego de manera general se obtuvo la ecuación siguiente para hallar la deformación a lo largo del eje.

$$\delta_{i+1} = \delta_0 + \left(\frac{M_i + M_{i+1}}{2} \right) \left(\frac{1}{E \cdot \left(\frac{I_i + I_{i+1}}{2} \right)} \right) (Y_{i+1} - Y_i) \frac{(Y_{i+1} - Y_i)}{2}$$

Ordenando se obtiene:

$$\delta_{i+1} = \delta_0 + \left(\frac{M_{i+1} + M_i}{2 \cdot E \cdot (I_{i+1} + I_i)} \right) \cdot (Y_{i+1} - Y_i)^2 \tag{4.6.14}$$

Se calcularon las deformaciones " δ_x " y " δ_z " sobre el eje de desmotado en las direcciones "X" y "Z" respectivamente. Luego, se halló la deformación resultante " δ_T " realizando una suma vectorial de éstas. Se resume en el cuadro siguiente los resultados obtenidos para algunos puntos. Así mismo, la figura 4.6.9 muestra el comportamiento de la deformación en el eje.

DEFORMACIONES EN EJE DE DESMOTADO										
L (mm)	0	115	250	500	757	1000	1250	1500	1794	1820
δ_x (mm)	0.004	0.000	-0.003	-0.006	-0.008	-0.007	-0.005	-0.002	0.000	0.002
δ_z (mm)	0.066	0.000	-0.030	-0.125	-0.202	-0.184	-0.138	-0.055	0.000	0.007
δ_T (mm)	0.067	0.000	0.030	-0.125	-0.202	-0.184	-0.138	-0.055	0.000	0.008

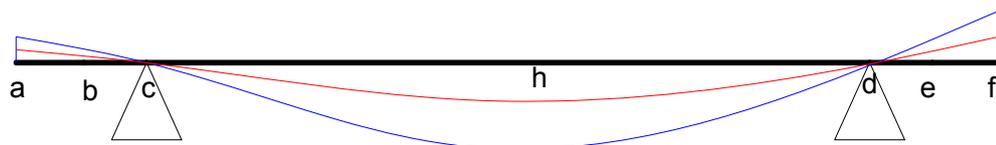


Figura 4.6.9 Deformación en el eje de desmotado
Leyenda: Dirección "X" — ; Dirección "Z" —

De acuerdo al diagrama de deformación obtenido se tiene

$$\square_{\max}(Y = 757\text{mm}) = -0.202\text{mm}$$

Según Faires⁽⁹⁾ la deformación admisible para ejes es $\square'_{\text{adm}} = 0.8\text{mm/m}$

Longitud entre rodamientos $L = 1570\text{mm} = 1.57\text{m}$

$$\text{Luego: } \delta'_{\max} = \frac{0.202 \text{ mm}}{1.564 \text{ m}} = 0.129 \text{ mm / m} < \delta_{\text{adm}} \quad \text{OK}$$

4.7 CÁLCULO DEL EJE DE LIMPIEZA:

Datos Iniciales:

- Peso del Engranaje $W_e = 108.93\text{N}$
- Peso del eje $W_{\text{eje}} = 262.16\text{N}$
- Longitud total del eje $L_{\text{eje}} = 1704\text{mm}$
- Peso de eje repartido $W_{\text{er}} = 0.154\text{N/mm}$
- Peso de tambor, escobillas y acoples $W_{\text{tm}} = 726.44\text{N}$
- Peso en punto "d" ($F_d = 0.5 \times W_{\text{tm}}$) $F_d = 363.22\text{N}$
- Peso en punto "e" ($F_e = 0.5 \times W_{\text{tm}}$) $F_e = 363.22\text{N}$
- Potencia del eje de limpieza $P = 5081\text{Watt (6.81HP)}$
- Velocidad de rotación (704rpm x 2.55) $\omega = 1795.2\text{r.p.m. (188rad/s)}$
- Diámetro nominal del engranaje $D = 176\text{mm}$
- Momento Torsor actuante $M_{\text{ten}} = (P/\omega)$ $M_{\text{ten}} = 27026.60\text{N-mm}$
- Fuerza producida por M_{ten} , $F_{\text{enz}} = M_{\text{ten}}/(0.5 \cdot D)$ $F_{\text{enz}} = 307.12\text{N}$
- Fuerza normal a F_{enz} , $F_{\text{enx}} = F_{\text{enz}} \cdot \text{Tg}(20^\circ)$ $F_{\text{enx}} = 111.90\text{N}$

El eje de limpieza tiene por misión retirar la fibra arrastrada por las sierras. Para tal fin el eje de limpieza está provisto de doce escobillas montadas sobre un tambor, que está sujeto al eje de limpieza mediante dos acoples, uno a cada lado del eje.

Para que el eje de limpieza cumpla su función se le transmite movimiento desde el eje desmotador por medio de un juego de engranajes (figura N°4.7.1).

⁽⁹⁾ Ibid. p351.

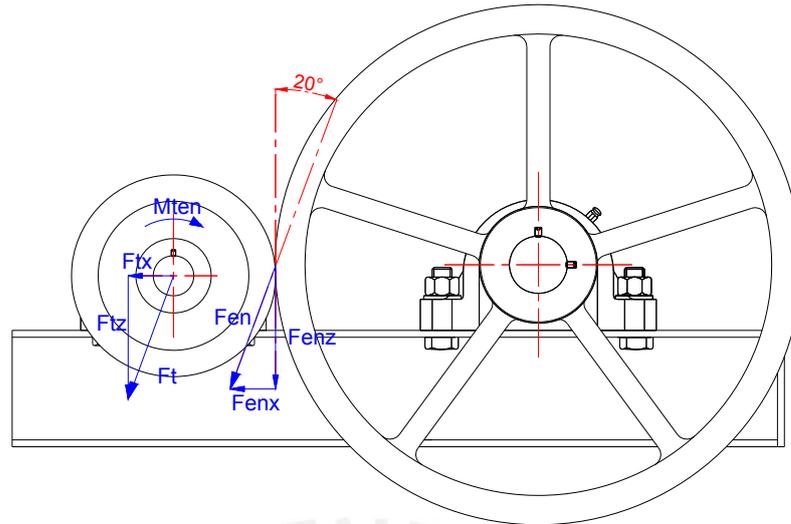


Figura N°4.7.1 Cargas actuantes sobre el eje de limpieza

4.7.1 Cálculo por Resistencia del eje de limpieza:

Los valores de F_{Tx} y F_{Tz} son:

$$F_{Tz} = F_{enz} + W_e = 307.12N + 108.93N = 416.05N$$

$$F_{Tx} = F_{enx} = 111.90N$$

El tambor giratorio transmite su propio peso al eje de limpieza mediante los acoples que están situados en los puntos “d” y “e” del diagrama de cuerpo libre.

Diagrama de Cuerpo libre del eje de limpieza:

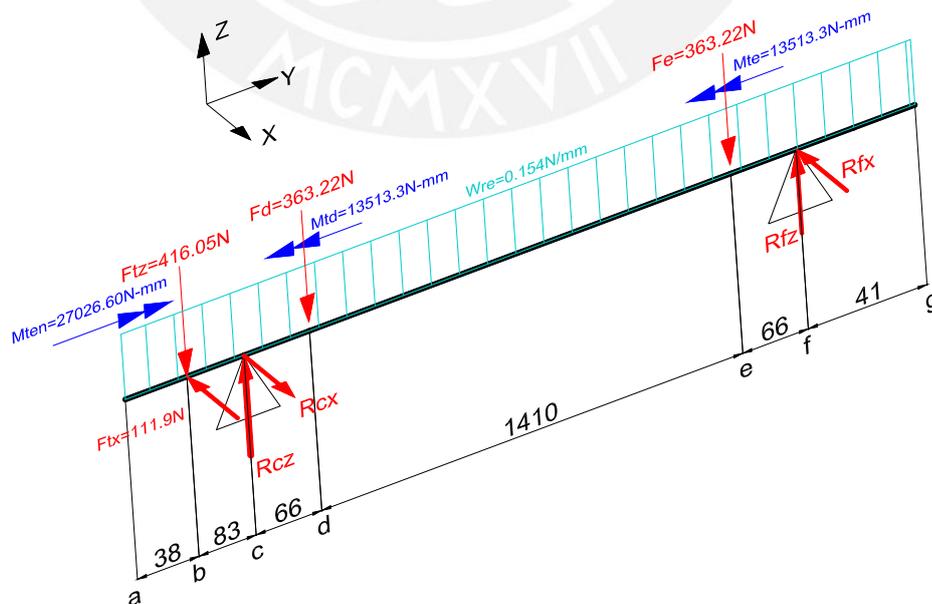


Figura N° 4.7.2 DCL del eje de Limpieza

Análisis en el plano X-Y

$$\sum F_{xy} = 0 \Rightarrow F_{tx} = R_{cx} - R_{fx}$$

$$\sum M_{xyc} = 0 \Rightarrow F_{tx} \cdot (83) = R_{fx} \cdot (1410 + 66 + 66)$$

$$\Rightarrow R_{cx} = 117.92\text{N} \quad R_{fx} = 6.02\text{N}$$

FUERZAS CORTANTES “V_{xy}”:

- **TRAMO a-b:** Y = 0-38mm $V_{xy} = 0.0\text{N}$
- **TRAMO b-c:** Y = 38-121mm $V_{xy} = -F_{tx} = -111.9\text{N}$
- **TRAMO c-d:** Y = 121-187mm $V_{xy} = R_{cx} - F_{tx} = 6.02\text{N}$
- **TRAMO d-e:** Y = 187-1597mm $V_{xy} = R_{cx} - F_{tx} = 6.02\text{N}$
- **TRAMO e-f:** Y = 187-1597mm $V_{xy} = R_{cx} - F_{tx} = 6.02\text{N}$
- **TRAMO f-g:** Y = 1663...1704mm $V_{xy} = 0.0\text{N}$

MOMENTOS FLECTORES “M_{xy}”:

- **TRAMO a-b:** Y = 0-38mm $M_{xy} = 0.0\text{N}$
- **TRAMO b-c:** Y = 38-121mm $M_{xy} = -F_{tx} \cdot (Y - 38)$
- **TRAMO c-d:** Y = 121-187mm $M_{xy} = -F_{tx} \cdot (Y - 38) + R_{cx} \cdot (Y - 121)$
- **TRAMO d-e:** Y = 187-1597mm $M_{xy} = -F_{tx} \cdot (Y - 38) + R_{cx} \cdot (Y - 121)$
- **TRAMO e-f:** Y = 187-1597mm $M_{xy} = -F_{tx} \cdot (Y - 38) + R_{cx} \cdot (Y - 121)$
- **TRAMO f-g:** Y = 1663...1704mm $M_{xy} = 0.0\text{N}$

Análisis en el plano Y-Z

$$\sum F_{yz} = 0 \Rightarrow R_{cz} + R_{fz} = F_{TZ} + F_d + F_e + W_{eje} \quad (4.7.1)$$

$$R_{cz} + R_{fz} = 416.05 + 363.22 + 363.22 + 262.16$$

$$R_{cz} + R_{fz} = 1404.65N \quad (4.7.2)$$

$$\sum M_{yzc} = 0 \Rightarrow$$

$$83.F_{TZ} + 1542R_{fz} + 0.5W_{re}.121^2 = 66.F_d + 1476F_e + 0.5.W_{re}.1583^2 \quad (4.7.3)$$

Resolviendo (4.7.2) y (4.7.3) se obtienen las reacciones:

$$R_{cz} = 939.89N \quad , \quad R_{fz} = 465.09N$$

FUERZAS CORTANTES “V_{yz}”:

- **TRAMO a-b:** x = 0-38mm $V_{yz} = -W_{re}.Y$
- **TRAMO b-c:** x = 38-121mm $V_{yz} = -W_{re}.Y - F_{TZ}$
- **TRAMO c-d:** x = 121-187mm $V_{yz} = R_{cz} - (W_{re}.Y + F_{TZ})$
- **TRAMO d-e:** x = 187-1597mm $V_{yz} = R_{cz} - (W_{re}.Y + F_{TZ} + F_d)$
- **TRAMO e- f:** x = 1597-1663mm $V_{yz} = R_{cz} - (W_{re}.Y + F_{TZ} + F_d + F_e)$
- **TRAMO f- g:** x = 1663-1704mm $V_{yz} = R_{cz} + R_{fz} - (W_{re}.Y + F_{TZ} + F_d + F_e)$

MOMENTOS FLECTORES “M_{fyz}”:

- **TRAMO a-b:** Y = 0-38mm $M_{fyz} = -0.5W_{re}.Y^2$
- **TRAMO b-c:** Y = 38-121mm $M_{fyz} = -(0.5W_{re}.Y^2 + F_{Tz}.(Y-38))$
- **TRAMO c-d:** Y = 121-187mm $M_{fyz} = R_{cz}.(Y-121) - (0.5W_{re}.Y^2 + F_{Tz}.(Y-38))$

- **TRAMO d-e:** $Y = 187-1597\text{mm}$

$$M_{fyz} = R_{cz} \cdot (Y-121) - (0.5W_{re} \cdot Y^2 + F_{Tz} \cdot (Y-38) + F_d \cdot (Y-187))$$

- **TRAMO e-f:** $Y = 1597-1663\text{mm}$

$$M_{fyz} = R_{cz} \cdot (Y-121) - (0.5W_{re} \cdot Y^2 + F_{Tz} \cdot (Y-38) + F_d \cdot (Y-187) + F_e \cdot (Y-1597))$$

- **TRAMO f-g:** $Y = 1663-1704\text{mm}$

$$M_{fyz} = R_{cz} \cdot (Y-121) + R_{fz} \cdot (Y-1663) - (0.5W_{re} \cdot Y^2 + F_{Tz} \cdot (Y-38) + F_d \cdot (Y-187) + F_e \cdot (Y-1597))$$

MOMENTOS TORSORES “T”:

- **TRAMO a-b:** $Y = 0-38\text{mm}$ $T=0.0\text{N-mm}$

- **TRAMO b-c:** $Y = 38-121\text{mm}$ $T=27026.60\text{N-mm}$

- **TRAMO c-d:** $Y = 121-187\text{mm}$ $T= 27026.60\text{N-mm}$

- **TRAMO d-e:** $Y = 187-1597\text{mm}$ $T= 13513.30\text{N-mm}$

- **TRAMO e-f:** $Y = 1597-1663\text{mm}$ $T= 0.0\text{N-mm}$

- **TRAMO f-g:** $Y = 1663-1704\text{mm}$ $T= 0.0\text{N-mm}$

Tabla de Resultados					
Valor Y (mm)	Vxy (N)	Vyz (N)	Mfxy (N-mm)	Mfyz (N-mm)	T (N-mm)
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
38	-111.90	-422.22	0.00	-111.08	27026.60
121	-111.90	504.90	-9287.70	-35685.36	27026.60
187	6.02	494.75	-8890.20	-2697.06	13513.30
1042	6.02	0.00	-3740.40	53521.01	13513.30
1597	6.02	-448.60	-397.53	29815.28	13513.30
1663	6.02	-458.80	0.00	-129.31	0.00
1704	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

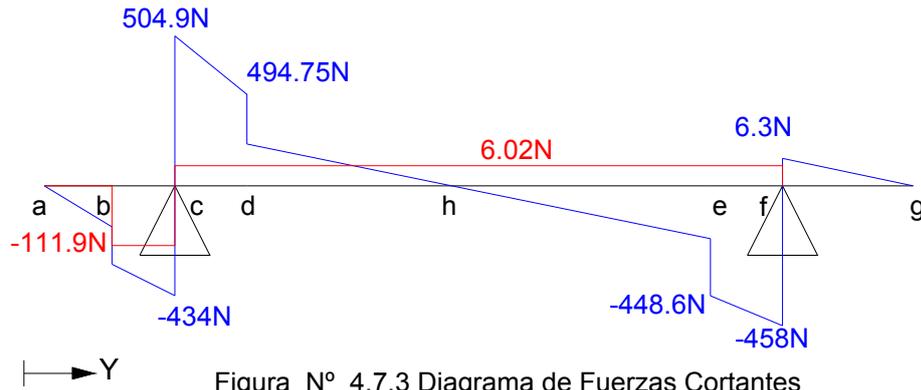


Figura N° 4.7.3 Diagrama de Fuerzas Cortantes
Leyenda: Plano X-Y ----- ; Plano YZ -----

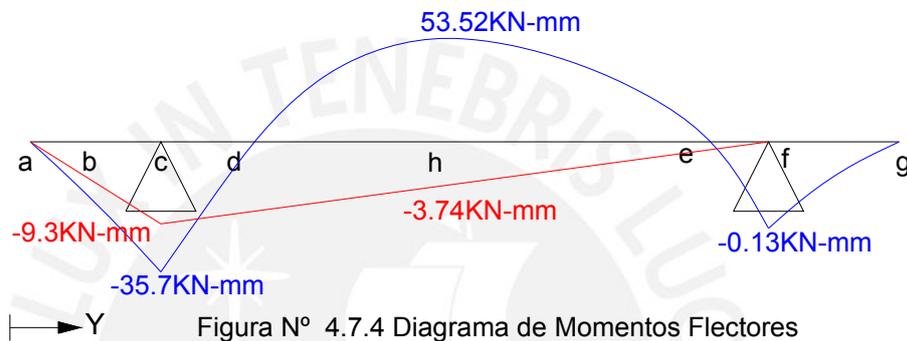


Figura N° 4.7.4 Diagrama de Momentos Flectores
Leyenda: Plano X-Y ----- ; Plano YZ -----



Figura N° 4.7.5 Diagrama de Momento Torsor
Leyenda: Plano X-Y ----- ; Plano YZ -----

Los puntos más esforzados son los puntos "c", "h" y "e"

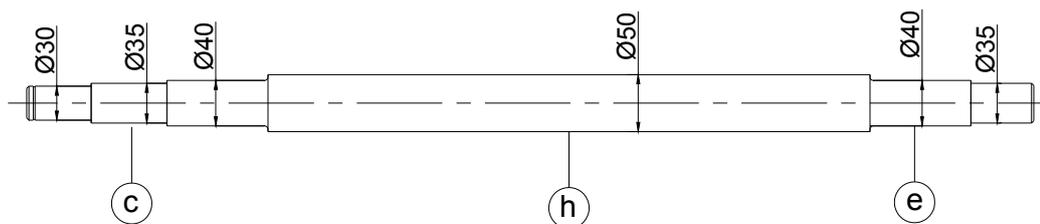


Figura N° 4.7.6 Puntos a analizar sobre el eje de limpieza

ANÁLISIS DEL PUNTO “C” (Y=121mm)

M _{fx} y= -9287.7N-mm	M _{fy} z= -35685.36N-mm	T=27026.60N-mm
--------------------------------	----------------------------------	----------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(-9287.7)^2 + (-35685.36)^2} = 36874.2 N - mm$$

Se hallan σ_f y T_T de las ecuaciones (4.6.6) y (4.6.7)

$$\sigma_{fa} = \frac{32 * 36874.2}{\pi * 35^3} = 8.76 N / mm^2 ; \tau_T = \frac{16 * 27026.6}{\pi * 35^3} = 3.21 N / mm^2$$

El eje es sometido a esfuerzo flector alternante puro y a esfuerzo cortante pulsante puro. Por tanto se cumple:

$$\sigma_f = \sigma_{fa} , \tau_T = \tau_{pul}$$

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	Cs	Ct	Ctemp (Temp <250°C)	C _{carga}	Cc (90%)
“C”	1.0	1.0	0.80	0.72	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.7.1 Coeficientes para el punto “C”

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1.0}{0.72 * 0.897 * 0.80} \right) * 8.76 = 16.96 N / mm^2$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{1.0}{0.78 * 0.897 * 0.64} \right) * 3.21 = 6.21 N / mm^2$$

$\alpha = 0.963$ (Material del eje Ck45)

Reemplazando valores del punto “c” en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(16.96)^2 + 3 * (0.962 * 6.21)^2} = 19.87 N / mm^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{19.87} = 17.6 \geq F.S._{Adm}$$

ANÁLISIS DEL PUNTO “H” (Y=1042mm)

M _{fx} y= -3740.40N-mm	M _{fy} z= 53521.01N-mm	T=13513.30N-mm
---------------------------------	---------------------------------	----------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(-3740.4)^2 + (53521.01)^2} = 53651.55 N - mm$$

Se hallan σ_f y T_T de las ecuaciones (4.6.6) y (4.6.7)

$$\sigma_{fa} = \frac{32 * 53651.55}{\pi * 50^3} = 4.37 N / mm^2 ; \quad \tau_T = \frac{16 * 13513.3}{\pi * 50^3} = 0.55 N / mm^2$$

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	C _s	C _t	C _{temp} (Temp <250°C)	C _{carga}	C _c (90%)
“C”	1.0	1.0	0.80	0.68	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.7.2 Coeficientes para el punto “H”

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1.0}{0.80 * 0.897 * 0.68} \right) * 4.37 = 8.96 N / mm^2$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{1.0}{0.80 * 0.897 * 0.68} \right) * 0.55 = 1.13 N / mm^2$$

$\alpha = 0.963$ (Material del eje Ck45)

Reemplazando valores del punto “c” en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(8.96)^2 + 3 * (0.962 * 1.13)^2} = 9.16 N / mm^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{9.16} = 38.23 \geq F.S._{Adm}$$

ANÁLISIS DEL PUNTO “e” (Y=1597mm)

M _{fyx} = -397.53 N-mm	M _{fyz} = 29815.28N-mm	T=13513.3N-mm
---------------------------------	---------------------------------	---------------

El momento flector total será:

$$M_f = \sqrt{(M_{fxy}^2 + M_{fyz}^2)} = \sqrt{(-397.53)^2 + (29815.28)^2} = 29817.93N - mm$$

Se hallan σ_f y T_T de las ecuaciones (4.6.6) y (4.6.7)

$$\sigma_{fa} = \frac{32 * 29817.93}{\pi * 40^3} = 4.75 N / mm^2 ; \quad \tau_T = \frac{16 * 13513.3}{\pi * 40^3} = 1.08 N / mm^2$$

Puntos de interés	β_{kf}	β_{kt}	C _s	C _t	C _{temp} (Temp <250°C)	C _{carga}	C _c (90%)
“e”	1.6	1.3	0.80	0.68	1.0	1.0	0.897

Tabla 4.7.3 Coeficientes para el punto “e”

Utilizando las ecuaciones 4.6.8 y 4.6.9 se tendrá:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1.6}{0.80 * 0.897 * 0.68} \right) * 4.75 = 15.56 N / mm^2$$

$$\tau'_{tpul} = \left(\frac{1.3}{0.80 * 0.897 * 0.68} \right) * 1.08 = 2.86 N / mm^2$$

$\alpha = 0.962$ (Material del eje Ck45)

Reemplazando valores del punto “e” en la ecuación (4.6.10)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(15.56)^2 + 3 * (0.962 * 2.86)^2} = 16.28 N / mm^2$$

Luego aplicando la ecuación (4.6.12)

$$F.S. = \frac{350}{16.28} = 21.5 \geq F.S. Adm$$

4.7.2 Cálculo por deformación del eje de limpieza:

El cálculo de las deformaciones del eje de limpieza se realizó del mismo modo que el cálculo para deformaciones del eje de desmotado por ser la forma más adecuada de cálculo. A continuación se muestra una tabla con los principales resultados obtenidos de la evaluación de deformaciones y el esquema 4.7.7 muestra la curva de deformaciones a lo largo del eje de limpieza.

DEFORMACIONES EN EJE DE LIMPIEZA										
L (mm)	0.0	69.0	121.0	187.0	815.0	1115.0	1315.0	1561.0	1663.0	1704.0
δx (mm)	0.014	0.006	0.000	-0.008	-0.015	-0.013	-0.007	-0.004	0.000	0.002
δz (mm)	0.029	0.014	0.000	-0.037	-0.175	-0.185	-0.096	-0.052	0.000	0.022
δT (mm)	0.032	0.015	0.000	-0.038	-0.176	-0.185	-0.096	-0.052	0.000	0.022

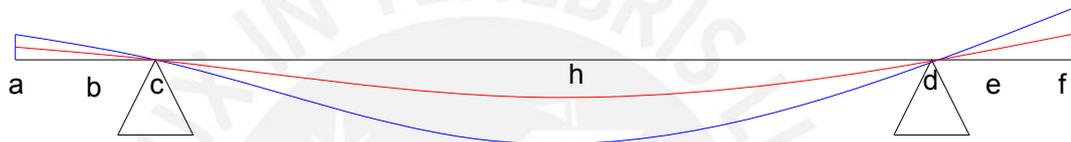


Figura 4.6.9 Deformación en el eje de desmotado
 Leyenda: Dirección "X" ----- ; Dirección "Z" -----

De acuerdo al diagrama de deformación obtenido se obtiene

$$\delta_{\max}(Y = 1115\text{mm}) = 0.185\text{mm}$$

Longitud entre rodamientos L=1410mm

Luego:

$$\delta'_{\max} = \frac{0.185\text{mm}}{1.41\text{m}} = 0.13\text{mm/m} < \delta_{adm} = 0.8\text{mm/m}$$

4.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS:

Se usarán rodamientos marca SKF, serie Y, que están diseñados para soportar cargas medianas y recomendados para maquinaria agrícola (Anexo C.05).

Para ambos ejes se utilizará la mayor carga actuante sobre los apoyos, es decir la carga actuante sobre los rodamientos.

Donde:

“C”: Carga Dinámica Requerida

“n”: Velocidad de Giro del rodamiento (704r.p.m.)

De la ecuación (4.8.2) se puede despejar “C” para saber cual es la carga dinámica mínima que debe soportar el rodamiento para la vida L_{10h} definida en 4.8.1.

La ecuación 4.8.2 se transformará en:

$$C_1 = \left(\frac{60.n.L_{10}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * P \tag{4.8.3}$$

Reemplazando los valores de L_{10h} y P en (4.8.3) se halla C_1 :

$$C_1 = \left(\frac{(14400hr) \cdot (60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}) \cdot (704 \frac{\text{rev}}{\text{min}})}{10^6 \text{ rev}} \right)^{\frac{1}{3}} * 2892.14N = 24458.6N$$

“ C_1 ” representa la mínima carga dinámica que debe soportar el rodamiento para cumplir con la vida requerida del juego de rodamientos.

De la Serie “Y” SKF se selecciona el rodamiento YAR-210- 2F que tiene las siguientes características:

Diámetro Eje d	Carga Dinámica C	Carga Estática Co	Velocidad Nominal n	Soporte Tipo Pie	Designación Completa
50mm	27000N	23200N	4000r.p.m.	SY 510 M	SY 50 TF

Con la carga dinámica “ C_1 ” se puede calcular la vida real del rodamiento aplicando nuevamente la ecuación (4.8.2.). Entonces:

$$L_{10h} = \left(\frac{27000 N}{2892.14 N} \right)^3 * \frac{10^6 \text{ rev}}{(60 \text{ min/ hr})(704 \text{ rev / min})} = 19247 \text{ horas}$$

4.8.3 Selección de rodamientos para el eje de limpieza:

Procediendo del mismo modo que en 4.8.2 se obtiene:

Fuerza Axial: Para el caso se tomará igual a cero. $F_a = 0.0 N$

Fuerza Radial: El mayor valor de “R _c ” y “R _d ”. Luego	Fr=	947.25	N
Fa=0, entonces el valor de P=Fr	P=	947.25	N
Diámetro del eje donde se alojará el rodamiento	d=	35	mm
Velocidad de Giro del Eje	n=	1795	r.p.m.

Reemplazando los valores de L_{10h} y P en (4.8.3) se halla C₁:

$$C_1 = \left(\frac{(14400hr) \cdot (60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}) \cdot (1795 \frac{\text{rev}}{\text{min}})}{10^6 \text{ rev}} \right)^{\frac{1}{3}} * 947.25N = 10937.84N$$

De la Serie “Y” SKF se selecciona el rodamiento YAR-207-2F que tiene las siguientes características:

Diámetro Eje d	Carga Dinámica C	Carga Estática Co	Velocidad Nominal n	Soporte Tipo Pie	Designación Completa
35mm	19600	15300N	5300r.p.m.	SY 507 M	SY 35 TF

Con la carga dinámica “C₁” se puede calcular la vida real del rodamiento aplicando nuevamente la ecuación (4.8.2.). Entonces:

$$L_{10h} = \left(\frac{19600 N}{947.25 N} \right)^3 * \frac{10^6 \text{ rev}}{(60 \text{ min/hr}) \cdot (1795 \text{ rev/min})} = 82252 \text{ horas}$$

Cabe resaltar que en ambos ejes Fa= 0, por lo que el valor de P es igual al valor de Fr. No siendo necesario calcular (Fa/ Fr) y (Fa/ C).

4.9 SELECCIÓN DEL MOTOR:

Se usará un motor del catálogo Delcrosa (Anexo C.06).

Se calcula la potencia estática P_{est} que es igual a la suma de la potencia requerida por el eje de desmotado y eje de limpieza, dividida entre las eficiencias de transmisión de los engranajes y de las poleas.

- Potencia Requerida por eje de limpieza P_{el}: 5.08KW
- Potencia Requerida por eje desmotador P_{ed}: 8.43KW
- Eficiencia de Transmisión de engranajes η_{engranaje}: 0.97

- Eficiencia de Transmisión de poleas η_{polea} : 0.95

Luego, P_{est} será:

$$P_{est} = (P_{el} + P_{ed}) / (\eta_{engranaje} \cdot \eta_{polea}) \quad (4.9.1)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$P_{est} = (5.08 + 8.26) / (0.97 \times 0.95) = 14.67 \text{KW}$$

Ahora deberá calcularse la potencia real " P_{Real} " mediante la siguiente ecuación:

$$P_{Real} = C_s \cdot P_{est} \quad (4.9.2)$$

Donde C_s es un coeficiente de servicio. Para un trabajo sin golpes las 24 horas del día de trabajo continuo se tiene que $C_s = 1.25$ (Valor tomado de las tablas del curso Máquinas Eléctricas). Luego la potencia real será:

$$P_{Real} = 1.25 \cdot 14.67 = 18.3 \text{KW} \text{ (24.53HP)}$$

Una vez obtenida la Potencia real se busca un motor cuya potencia P_{motor} cumpla la condición:

$$P_{motor} \geq P_{Real} \quad (4.9.3)$$

La potencia inmediata superior encontrada en el mercado es de 30hp. Como se requiere una velocidad de 1750r.p.m. para cumplir con las relaciones de transmisión se selecciona el motor asíncrono de 4 polos.

La tabla N°4.9.1 muestra las características del motor Delcrosa que cumple con tales requisitos.

CARACTERÍSTICAS DE MOTOR			
Modelo	NV-180M-4	Factor de Potencia (Cos)	0.85
Potencia (KW) P_{motor}	22.4	Voltaje (V)	380v
Velocidad w(r.p.m.)	1750	Corriente de Nominal I_{nom}	37A
Eficiencia (%)	89%	Corriente Arranque I_{arr}	296A
Torque Nominal T_{nom}	122.2 N-m	Peso del motor	172Kg
Torque Arranque T_{arr}	244.5 N-m	Momento Inercia G_m del motor	0.55Kg-m ²
Torque Máximo T_{max}	342.25N-m	Torque Mínimo T_{min}	183.4N-m

Tabla N° 4.9.1 características del motor NV-180M-4 DELCROSA

El torque nominal entregado por el motor será:

$$T_{nom} = P_{mec} / \omega = (22400\text{watt}) / (183.3\text{rad/s}) = 122.23\text{N.m}$$

Los demás torques se calculan mediante la relación con el torque nominal que aparece en la tabla correspondiente:

$$T_{arr} = 2.T_{nom} = 244.5\text{N.m} \quad T_{min} = 1.5 T_{nom} = 183.4\text{N.m} \quad T_{max} = 2.8 T_{nom} = 342.25\text{N.m}$$

Se calcula el Torque promedio a partir de la fórmula:

$$T_{prom} = \frac{1}{2} * (0.85)^2 * (T_{max} + T_{min})$$

Reemplazando valores se obtiene que:

$$T_{prom} = \frac{1}{2} * (0.8)^2 * (342.25\text{N.m} + 183.4\text{N.m}) = 189.9\text{N.m}$$

El Torque resistivo T_{resist} se calculará mediante la fórmula:

$$T_{resist} = \frac{P_{carga}}{\omega} = \frac{14668\text{ (Watt)}}{(183.26\text{ rad / s})} = 80.04\text{ N.m}$$

Comparando valores se verifica que el torque resistivo o de carga es menor que el torque de arranque por tanto no existirá problema al momento de arranque del motor.

Para calcular el tiempo de respuesta del motor " t_{pm} ", se debe calcular primero el torque de aceleración " T_{ace} " definido a partir del torque promedio y del torque resistivo como:

$$T_{acel} = T_{prom} - T_{resist} = 189.9\text{N.m} - 80.04\text{N.m} = 109.86\text{N.m}$$

El t_{pm} del motor se calcula mediante la fórmula:

$$t_{pm} = \frac{(GDm + G_{pm} + G_{ped} + G_{ed} + G_{si} + G_{se} + G_{eed} + G_{tel}) * n(r.p.m.)}{T_{acel}} \quad (4.9.4)$$

Donde:

- G_{Dm} : Momento de masa del motor y polea
- G_{pm} : Momento de masa de polea montada en eje del motor
- G_{ped} : Momento de masa de polea montada en eje desmotador
- G_{ed} : Momento de masa de eje desmotador
- G_{si} : Momento de masa de sierras sobre el eje desmotador
- G_{se} : Momento de masa de separadores sobre eje desmotador
- G_{eed} : Momento de masa de engranaje montado en eje desmotador
- G_{tel} : Momento de masa total del eje de limpieza (Calculado en 4.3)

Los valores de los momentos de masa expresados en Kg-m² son:

G_{Dm}	G_{pm}	G_{ped}	G_{ed}	G_{si}	G_{se}	G_{eed}	G_{tel}
0.55	0.0159	0.227	0.0167	0.432	0.179	0.976	1.35

Luego, reemplazando los datos en la ecuación (4.9.4) se halla t_{pm}:

$$t_{pm} = \frac{(0.55 + 0.0159 + 0.227 + 0.0167 + 0.43 + 0.179 + 0.976 + 1.35) * (183.2)}{109.83} = 6.26s$$

Según Vargas Machuca⁽¹⁰⁾ el tiempo T_{pm} de respuesta para un motor de 22.4KW debería ser como máximo de 16segundos. En este caso el tiempo de respuesta calculado es menor que el valor máximo, por tanto se cumple que:

$$t_{pm} < t_{pm \text{ max}} \text{ (16segundos)}$$

4.10 CÁLCULO DE CHAVETAS DE AJUSTE:

El cálculo de chavetas se centra en hallar la longitud mínima necesaria para que esta logre transmitir la potencia requerida a uno de los elementos acoplados sin que se deforme su cara lateral por excesiva presión.

⁽¹⁰⁾ VARGAS MACHUCA, Federico. 1990. Maquinas Eléctricas Rotativas. Lima. 252p

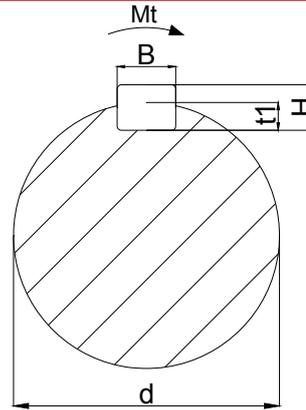


Figura N°4.10.1 Chaveta montada sobre eje

La longitud mínima requerida para las chavetas se hallará mediante:

$$L \geq \frac{2 * M_t}{d * p_{adm} * (H - t_1)} \quad (4.10.1)$$

Donde:

- p_{adm} : Presión admisible
- M_t : Momento torsor a transmitir.
- L : Longitud mínima de la chaveta.
- d : Diámetro de la sección del eje que aloja a la chaveta.
- H : Altura de la chaveta.
- B : Ancho de la chaveta.
- t_1 : Profundidad de la chaveta en el eje.

Luego la longitud total de la chaveta será $L_f = L + B$

Finalmente con el valor de L_f se buscará una longitud estándar L_{st} de la tabla de chavetas correspondiente a la norma DIN 6885.

Todas las chavetas serán fabricadas en St50, para este material, con un valor de presión admisible $p_{adm} = 90 \text{ N/mm}^2$.

• **Chaveta entre motor y polea de motor (ID:34)**

Datos:

p_{adm} (N/mm^2)	M_t (N-mm)	D (mm)	B (mm)	H (mm)	t_1 (mm)
90	122231.7	40	12	8	4.9

Usando la ecuación (4.10.1)

$$L \geq \frac{2 * 122231.7 N.mm}{40mm * 90N / mm^2 * (8mm - 4.9mm)} = 21.9mm$$

Luego:

$$L_f = L + B = 21.9mm + 12mm = 33.9mm$$

De tablas DIN6885 se elige $L_{st} = 50mm$

Designación: Chaveta de ajuste A12x8x50, DIN6885.

- **Chaveta entre polea y eje de desmotado (ID:58)**

Datos:

padm (N/mm ²)	Mt (N-mm)	D (mm)	B (mm)	H (mm)	t (mm)
90	183206	36	10	8	4.7

$$\Rightarrow L \geq \frac{2 * 183206 N.mm}{36mm * 90N / mm^2 * (8mm - 4.7mm)} = 34.27mm$$

$$L_f = L + B = 34.27mm + 10mm = 44.274mm$$

De tablas DIN6885 se elige $L_{st} = 55mm$

Designación: Chaveta de ajuste A10x8x55, DIN6885.

- **Chaveta entre engranaje y eje desmotador (ID:51)**

Datos:

padm (N/mm ²)	Mt (N-mm)	D (mm)	B (mm)	H (mm)	t (mm)
90	68853	45	14	9	5.5

$$\Rightarrow L \geq \frac{2 * 68853 N.mm}{45mm * 90N / mm^2 * (9mm - 5.5mm)} = 9.72mm$$

$$L_f = L + B = 9.72mm + 14mm = 23.72mm$$

De tablas DIN6885 se elige $L_{st} = 40mm$

Designación: Chaveta de ajuste A14x9x40, DIN6885.

• **Chaveta entre engranaje y eje de limpieza (ID:38)**

Datos:

padm (N/mm ²)	Mt (N-mm)	D (mm)	B (mm)	H (mm)	t (mm)
90	27026.6	30	8	7	4.1

$$\Rightarrow L \geq \frac{2 * 27026.6 \text{ mm}}{30 \text{ mm} * 90 \text{ N/mm}^2 * (7 - 4.1) \text{ mm}} = 6.95 \text{ mm}$$

$$L_f = L + B = 6.95 \text{ mm} + 8 \text{ mm} = 14.96 \text{ mm}$$

De tablas DIN6885 se elige $L_{st} = 25 \text{ mm}$

Designación: Chaveta de ajuste A8x7x25, DIN6885.

• **Chaveta entre acople de tambor y eje de limpieza (ID:45)**

Datos:

padm (N/mm ²)	Mt (N-mm)	D (mm)	B (mm)	H (mm)	t (mm)
90	27026	40	12	8	4.9

$$\Rightarrow L \geq \frac{2 * 27026 \text{ N} \cdot \text{mm}}{40 \text{ mm} * 90 \text{ N/mm}^2 * (8 \text{ mm} - 4.9 \text{ mm})} = 4.88 \text{ mm}$$

$$L_f = L + B = 4.88 + 12 = 16.88 \text{ mm}$$

De tablas DIN6885 se elige: $L_{st} = 32 \text{ mm}$

Designación: Chaveta de ajuste A12x8x32, DIN6885.

4.11 CÁLCULO DE TORNILLOS ENTRE TAMBOR DE MADERA Y ACOPLE TRANSMISOR DE POTENCIA:

El eje de limpieza debe transmitir movimiento al tambor de madera para efectuar el movimiento de las escobillas limpiadoras. Para esto, se cuenta con acoples conectados al tambor de madera por medio de tornillos tal como lo muestra la figura N° 4.11.1

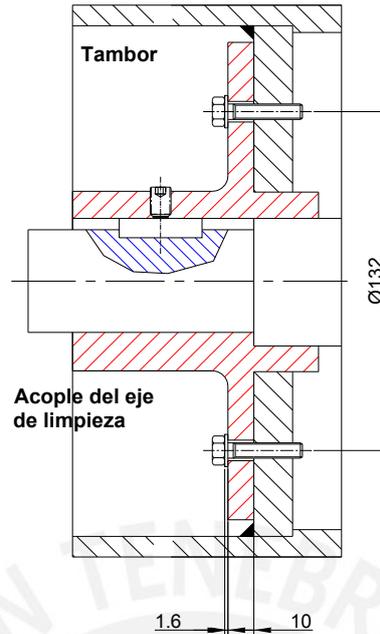


Figura N°4.11.1 Unión atornillada entre acople y tambor de madera

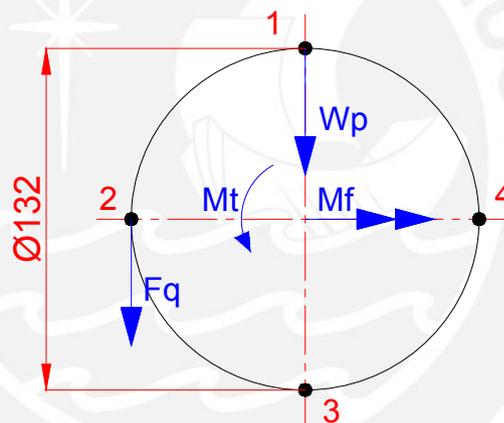


Figura N°4.11.2 Cargas sobre los tornillos

La figura 4.11.2 muestra la disposición de la fuerza F_v , M_f y M_t , así como la disposición de los tornillos sobre la placa.

Datos Iniciales:

Peso de Tambor y escobillas:	$W_t=713.55\text{N}$
Momento Torsor	$M_t=27026\text{N}\cdot\text{mm}$
Momento Flector	$M_f=19862\text{N}\cdot\text{mm}$
Módulo de elasticidad del acero	$E =2.1 \times 10^5 \text{N}/\text{mm}^2$
Número de pernos por acople	$N_p= 4\text{pernos}$
Distancia entre pernos	$D_p=132\text{mm}$
Coefficiente de fricción entre roscas	$\mu_g=0.12$
Coefficiente de fricción entre tuerca y tambor	$\mu_k= 0.12$

Coeficiente de fricción entre placa y tambor $\mu_r = 0.12$

Considerando que el peso “ W_t ” actuará sobre cada acople, y sólo sobre un perno se define $W_p = W_t / 2 = 356.78N$

Por otro lado “ M_t ” crea sobre los pernos una fuerza cortante “ F_{mt} ” definida por:

$$F_{mt} = \frac{2.M_t}{D_p.N_p} = \frac{2.(27026N.mm)}{(132mm).(4)} = 102.4N \quad (4.11.1)$$

La fuerza cortante que actúa sobre cada perno que se considera será:

$$F_q = W_p + F_{mt} = 356.78N + 102.4N = 459.2N$$

La fuerza residual será igual a

$$F_k = \frac{F_q}{\mu_r} = \frac{459.2}{0.15} = 3061.3N \quad (4.11.2)$$

El momento flector “ M_f ” creará una fuerza normal “ F_a ” sobre cada perno la que estará definida así:

$$F_a = \frac{2.M_f}{D_p} = \frac{(2).(19862N-mm)}{132mm} = 300.94N \quad (4.11.3)$$

Considerando los valores de F_a y F_q se tomará de la tabla N°7 del anexo C.08 Cuatro (04) pernos M6-8.8 según DIN933. Las características principales se resume en la tabla correspondiente:

d	dk	K	Lk	L:Lk+d	b	Ls/r:L-b	Lr:Lk-Lsr	Db
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6	10	4	11.6	30	30	4	7.6	6.6

Ak	An	A3	As	ds	d3	d2	P
mm ²	mm ²	mm ²	mm ²	mm	mm	mm	mm
24.6	28.27	17.89	20.1	5.06	4.77	5.39	1

La nomenclatura utilizada se muestra en la Figura N° 4.11.3

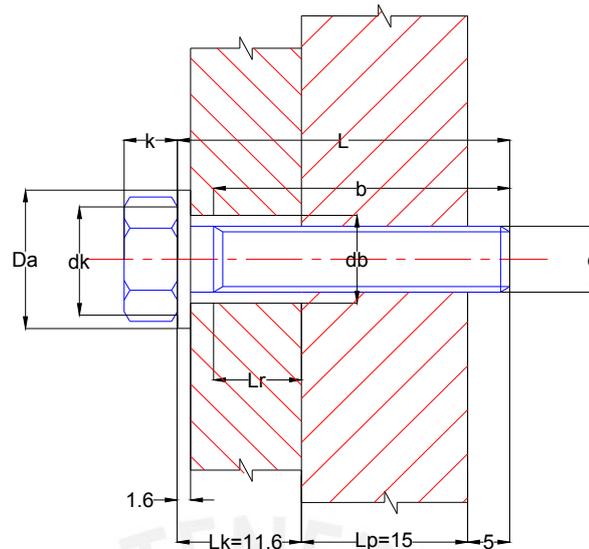


Figura 4.11.3 Detalle y Dimensiones de Tornillo

Elasticidad del tornillo:

$$\delta_s = \frac{1}{E} \left[\frac{0.4 * d}{A_n} + \frac{L_{s/r}}{A_n} + \frac{L_r}{A_3} + \frac{0.5d}{A_3} + \frac{0.4d}{A_n} \right] \quad (4.11.4)$$

$$\delta_s = \frac{1}{2.1 * 10^5} \left[\frac{0.4 * 6}{28.27} + \frac{4}{28.27} + \frac{7.6}{17.89} + \frac{0.5 * 6}{17.89} + \frac{0.4 * 6}{28.27} \right] = 4.3 * 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Elasticidad de la placa:

Se cumple que: d_k (10mm) < D_A (12.5mm) < $L_K + d_k$ (21.6) entonces:

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_K * d_K}{(D_A)^2}} \quad (4.11.5)$$

El área equivalente para hallar elasticidad

$$x = \sqrt[3]{\frac{11.6 * 10}{12.5^2}} = 0.952$$

de la placa se calcula mediante:

$$A_{eq} = (d_K^2 - D_B^2) * \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} d_K * (D_A - d_K) * [(X + 1)^2 - 1] \quad (4.11.6)$$

Reemplazando los valores correspondientes se obtiene:

$$A_{eq} = (10^2 - 6.6^2) * \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} * 10 * (12.5 - 10) * [(1.952)^2 - 1] = 71.90 \text{ mm}^2$$

La elasticidad de la placa se calcula mediante:

$$\delta_p = \frac{l_k}{E_p * A_{eq}} = \frac{11.6mm}{(2.1 * 10^5 N/mm^2) * (71.90mm^2)} = 7.68 * 10^{-7} mm/N$$

Fuerza de asentamiento:

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \quad (4.11.7)$$

$$\phi = \frac{7.68 * 10^{-7}}{7.68 * 10^{-7} + 4.3 * 10^{-6}} = 0.152$$

$$\delta_z = 3.29 * \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0.34} * 10^{-3} \quad (4.11.8)$$

$$\delta_z = 3.29 * \left(\frac{11.2}{6}\right)^{0.34} * 10^{-3} = 4.1 * 10^{-3} mm$$

$$F_z = \frac{\delta_z * \phi}{\delta_p} \quad (4.11.9)$$

$$F_z = \frac{4.11 * 10^{-3} * 0.152}{7.68 * 10^{-7}} = 811.66 N$$

Fuerza de pretensión en el montaje "F_M" se halla mediante:

$$F_M = \alpha * [F_K + (1 - \phi) * F_A + F_z] \quad (4.11.10)$$

De tablas $\alpha=1.6$ (Ajuste con torquímetro).

Reemplazando valores se obtiene:

$$F_M = 1.6 * [3061.3N + (1 - 0.152) * 300.94N + 811.66] = 6613.7N$$

De tabla N° 08 Anexo C.08 se obtiene la fuerza de pretensión para tornillos M6-8.8 con rosca según DIN13:

$$F_{MAdm} = 9400N \quad (\text{Con } \alpha_G=0.12)$$

Se cumple la condición: $F_M < F_{MAdm}$

Comprobando la fluencia del tornillo:

$$\sigma_N = \frac{F_M}{A_s} \quad (4.11.11)$$

$$\sigma_N = \frac{6613.7N}{20.1mm^2} = 329.04N/mm^2$$

$$M_t = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot Tg(\rho' + \varphi) \quad (4.11.12)$$

$$\rho' = Tg^{-1}\left(\frac{\mu_G}{\cos 30^\circ}\right) = Tg^{-1}(12) = 7.89^\circ$$

$$\varphi = Tg^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = Tg^{-1}\left(\frac{1}{\pi \cdot 5.4}\right) = 3.4^\circ$$

Reemplazando los valores en la ecuación (4.11.12) se tiene:

$$M_t = 6613.7x\left(\frac{5.4}{2}\right)Tg(11.3^\circ) = 3549.7N \cdot mm$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^3} = \frac{16x3549.7}{\pi x(5.06)^3} = 139.64N/mm^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{329.04^2 + 3 \cdot (139.64)^2} = 408.37N/mm^2$$

Para un tornillo M6 clase 8.8 se tiene que $F_{0.2} = 12900N$. Luego $\sigma_{0.2} = F_{0.2}/A_s$

$$\sigma_{0.2} = \frac{12900}{20.1mm^2} = 641N/mm^2$$

Se cumple entonces que $\sigma_N < \sigma_{0.2}$ (OK)

Verificación de fatiga:

Se tiene el caso de carga alternante, por tanto la fuerza alternante F_{sa} que actúa sobre el tornillo es:

$$F_{sa} = \frac{n \cdot \phi \cdot F_A}{2} = (1) \cdot (0.152) \cdot (300.94) = 22.8N$$

Por tanto el esfuerzo alternante es igual a:

$$\sigma_{sa} = \frac{F_{sa}}{A_3} \quad (4.11.13)$$

$$\sigma_{sa} = \frac{22.8N}{17.89mm^2} = 1.27 * N / mm^2$$

Para evitar fatiga debe de cumplirse:

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_{sa}} > 1.5 \quad (4.11.14)$$

El esfuerzo límite alternante " σ_A " se toma de las tablas correspondientes al Anexo C.08, pagina 21. Dicho valor es igual a 65N/mm².

Luego reemplazando los datos en (4.11.14) se tiene:

$$\frac{65}{0.9} \approx 51.02 > 1.5 \quad \text{OK}$$

Verificación del Momento de Ajuste M_A

$$M_R = F_M \cdot \mu_k \cdot 0.25 \cdot (d_k + D_B) = (6613.66N) \cdot (0.12) \cdot (0.25) \cdot (10 + 6.6) = 3293.6N - mm$$

Momento de Ajuste $M_A = M_t + M_R = 3549.7N - mm + 3293.6N - mm = 6843.3N - mm$

Momento de Ajuste Admisible $M_{AAdm} (\phi_k = 0.12) = 9500N - mm$

Se cumple $M_A < M_{AAdm}$

4.12 CÁLCULO DE TORNILLOS SUJETADORES DE CEPILLOS MONTADOS

RADIALMENTE AL EJE DE LIMPIEZA:

Los tornillos a calcular tienen por función fijar la posición de las escobillas limpiadoras (Ver figura N° 4.12.1).

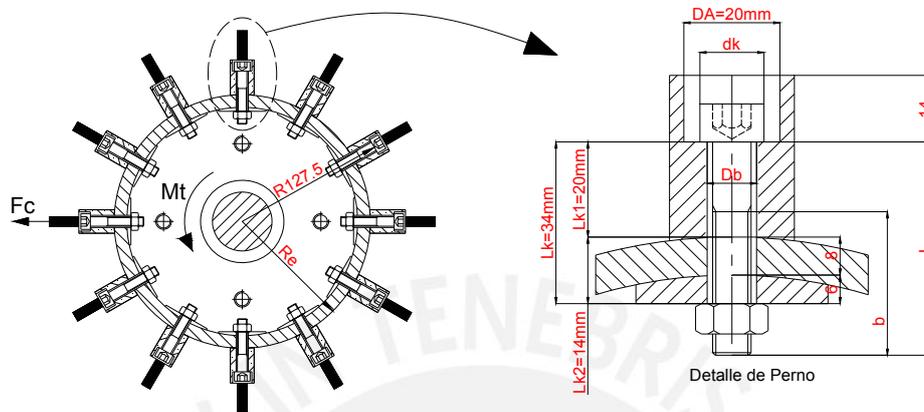


Figura N°4.12.1 Unión atornillada entre escobillas y tambor

Las fuerzas actuantes sobre los tornillos son, la fuerza centrípeta “F_c” que actúa sobre los cepillos y el peso de los mismos “W_c”.

La aceleración centrípeta “a_c” se calcula con la expresión:

$$a_c = \omega^2 \cdot R \tag{4.12.1}$$

Donde: “a_c” es la aceleración centrípeta, “ω” la velocidad angular y “R” la distancia desde el eje hacia el centro de gravedad de los cepillos de limpieza.

$$\omega = 1785 \text{ r.p.m.} = 186.92 \text{ rad/s}$$

$$R = 122 \text{ mm}$$

Entonces al reemplazar los datos se obtiene: a_c = 4262.8 m/s²

La fuerza centrípeta es igual a: F_c = m * a_c,

Donde: m = 0.63 Kg es la masa de cada cepillo.

Como se usarán dos tornillos (uno a cada extremo), la fuerza centrípeta que actuará en cada tornillo será:

$$F_c = (0.63 \text{ Kg}) \cdot (4262.8 \text{ m/s}^2) / 2 = 1392.78 \text{ N}$$

Luego se definirá la fuerza $F_A = F_c + W_e = 1342.78N + 6.3N = 1349.1N$

Fuerza cortante sobre cada perno:

Momento torsor:	T: 27026N-mm
Radio Exterior del tambor:	Re: 107.5mm
Número de escobillas:	Ne: 12
Número de pernos por escobillas	Np: 4
Coeficiente de fricción entre escobillas y tambor	$\mu_r = 0.2$

$$F_v = \frac{T}{Ne.Re.Np} \quad (4.12.2)$$

$$F_v = \frac{27026 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(12)(107.5\text{mm})(2)} = 10.47 \text{ N}$$

Fuerza residual por perno F_k se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F_k = \frac{F_v}{\mu_r} = \frac{10.47 \text{ N}}{0.2} = 52.4 \text{ N}$$

Entrando a tablas con F_A y considerando las cargas dinámicas centradas y ajuste con el con atornillador simple, se selecciona el uso de pernos M8-8.8

d	dk	K	Lk	L:Lk+d	b	Ls/r:L-b	Lr:Lk-Lsr	Db
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	13	5.5	34	45	18	27	7	9

Ak	An	A3	As	ds	d3	d2	P
mm ²	mm ²	mm ²	mm ²	mm	mm	mm	mm
65.5	50.27	32.84	36.6	6.83	6.47	7.23	1.25

Elasticidad del tornillo:

$$\delta_s = \frac{1}{E} \left[\frac{0.4d}{A_n} + \frac{l_{s/r}}{A_n} + \frac{l_r}{A_3} + \frac{0.5d}{A_3} + \frac{0.4d}{A_n} \right]$$

$$\delta_s = \frac{1}{2.1 \cdot 10^5} \left[\frac{0.4 \cdot 8}{50.26} + \frac{27}{50.26} + \frac{7}{32.84} + \frac{0.4 \cdot 8}{32.84} + \frac{0.5 \cdot 8}{50.26} \right] = 4.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm} / \text{N}$$

Elasticidad de escobilla de madera:

$D_A = 20\text{mm}$

Se cumple que: $d_K(13) < D_A(20) < L_{K1} + d_K(33)$, entonces de (4.11.3):

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_{K1} * d_K}{(D_A)^2}} = \sqrt[3]{\frac{20 * 13}{20^2}} = 1.193$$

El área equivalente se halla usando (4.11.6)

$$A_{eq} = (13^2 - 9^2) * \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} * 13 * (20 - 13) * [(1 + 1.193)^2 - 1] = 205.3\text{mm}^2$$

La elasticidad de la escobilla:

$$\delta_{p1} = \frac{l_{K1}}{E_{p1} * A_{eq1}} = \frac{20\text{mm}}{(12400\text{ N/mm}^2) * (205.3\text{mm}^2)} = 7.86 * 10^{-6}\text{ mm/N}$$

Elasticidad de tambor y arandela

$L_{K2} = 14\text{mm}$

Se cumple que: $d_K(13) < D_A(20) < L_{K2} + d_K(27)$, entonces de (4.11.3):

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_{K2} * d_K}{(D_A)^2}} = \sqrt[3]{\frac{14 * 13}{20^2}} = 0.769$$

$$A_{eq} = (13^2 - 9^2) * \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{8} * 13 * (20 - 13) * [(1 + 0.769)^2 - 1] = 145.25\text{mm}^2$$

$$\delta_{p2} = \frac{l_{K2}}{E_{p2} * A_{eq2}} = \frac{14\text{mm}}{(2.1 * 10^5\text{ N/mm}^2) * (145.25\text{mm}^2)} = 4.59 * 10^{-7}\text{ mm/N}$$

Elasticidad del conjunto:

$$\square_{p.} = \square_{p1} + \square_{p2} = 7.86 * 10^{-6}\text{ mm/N} + 4.59 * 10^{-7}\text{ mm/N} = 8.32 * 10^{-6}\text{ mm/N}$$

La fuerza de asentamiento se halla con las ecuaciones (4.11.7):

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{8.32 * 10^{-6}}{4.8 * 10^{-6} + 8.32 * 10^{-6}} = 0.623$$

$$\delta_z = 3.29 * \left(\frac{l_K}{d}\right)^{0.34} * 10^{-3} = 3.29 * \left(\frac{34}{8}\right)^{0.34} * 10^{-3} = 5.38 * 10^{-3}\text{ mm}$$

$$F_z = \frac{\delta_z * \phi}{\delta p} = \frac{5.38 * 10^{-3} * 0.623}{8.32 * 10^{-6}} = 426.5N$$

$$F_M = 1.6 * [52.4N + (1 - 0.623) * 1342.78N + 426.5] = 1576.2N$$

Por tabla N°2, Anexo C.08 para un perno M8-8.8, DIN912 y $\mu_G=0.12$ (coeficiente de fricción entre roscas):

$$F_{MAdm} = 17200N$$

Se cumple la condición: $F_M < F_{MAdm}$

Comprobando la fluencia del tornillo: La parte de la fuerza "Fa" que actúa sobre el perno será:

$$f_{sa} = n \mu F_a = (1) * (0.623) * (1342.78N) = 836.6N$$

Fuerza de fluencia (Tabla 10) $F_f = 23400N$. Entonces $F_{aAdm} = 2340N$.

Luego se cumple la condición $f_{sa} < F_{aAdm}$

Verificación por fatiga

Fuerza sobre perno alternante

$$F_{SAa} = \frac{n \cdot \phi \cdot (F_{ao} - F_{au})}{2} = \frac{(1) \cdot (0.623) \cdot (1342.8N - 0)}{2} = 418.30N$$

Esfuerzo Alternante

$$\sigma_a = \frac{F_{SAa}}{A_3} = \frac{418.30N}{32.84mm^2} = 12.73N/mm^2$$

Esfuerzo Alternante Admisible de $\sigma_A = 56N/mm^2$

Luego se cumple la condición $\sigma_a < \sigma_A$

Verificación de Presión Superficial

$$F_{Smax} = F_M + n \cdot \phi \cdot F_a = 1576.2N + (1) \cdot (0.623) \cdot (1342.78N) = 2424.8N$$

Presión superficial $p = \frac{F_{Smax}}{A_k} = \frac{2424.8N}{65.5mm^2} = 37.02N/mm^2$

Luego se cumple que: $\rho < P_{Adm} = 500N / mm^2$

Verificación del Momento de Ajuste "M_A"

$$\text{Angulo de hélice del perno: } \phi = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{1.25}{\pi * 7.23}\right) = 3.15^\circ$$

$$\text{Angulo de pre ajuste: } \rho = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{\mu_G}{\cos 30^\circ}\right) = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{0.12}{\cos 30^\circ}\right) = 7.89^\circ$$

$$\text{Momento } M_t \quad M_t = F_M \left(\frac{d_2}{2}\right) \text{Tg}(\rho + \phi) = 1576.2 \left(\frac{7.23}{2}\right) \text{Tg}(3.15^\circ + 7.89^\circ) = 1111.8N - mm$$

Momento M_R

$$M_R = F_M \cdot \mu_k \cdot 0.25 \cdot (d_k + D_B) = (1576.2) \cdot (0.12) \cdot (0.25) \cdot (13 + 9) = 1040.3N - mm$$

Momento de Ajuste M_A

$$M_A = M_t + M_R = 1111.8N - mm + 1040.3N - mm = 2152.1N - mm$$

Momento de Ajuste Admisible M_{AAadm}($\mu_k=0.12$)= 23000N-mm

Se cumple $M_A < M_{AAadm}$

CAPÍTULO CINCO

PLANOS

5.1 DESCRIPCIÓN DE LOS PLANOS

Los planos adjuntos a la presente tesis tienen por objetivo:

- Mostrar la disposición, funcionamiento, conexión y relaciones entre los diversos elementos que forman parte de la desmotadora, esto es mostrado en los correspondientes planos de ensamble.
- Mostrar las formas, dimensiones, tolerancias y acabados superficiales para cada uno de los elementos con la finalidad de poder fabricar cada elemento para que cumpla su función de manera óptima. Esto se muestra en los correspondientes planos de despiece de cada elemento a fabricar.

En el Anexo D se hallan la siguiente lista de planos.

ID	Descripción	Código	Nº de Láminas
1	Plano de Ensamble: Isométrico	A3 - EN1	1
2	Plano de Ensamble: Secciones y Detalles	A0 - EN2 - 1/2 A0 - EN2 - 2/2	2
3	Isométrico de Carcaza	A3 - DSP1.1 - 1/1	1
4	Despiece de Carcaza	A0 - DSP1.2 - 1/1	1
5	Despiece Eje Desmotador	A2 - DSP2.1 - 1/1	1
6	Despiece Eje de limpieza	A2 - DSP3.1 - 1/1	1
7	Despiece Engranaje Eje desmotador	A2 - DSP4.1 - 1/1	1
8	Despiece Engranaje Eje de limpieza	A2 - DSP4.2 - 1/1	1
9	Despiece Polea del Eje desmotador	A2 - DSP5.1 - 1/1	1
10	Despiece Polea de Motor	A2 - DSP5.2 - 1/1	1
11	Despiece Separadores de Sierras	A2 - DSP6.1 - 1/1	1
12	Despiece de Costillas	A2 - DSP7.1 - 1/1 A2 - DSP7.2 - 1/1	2
13	Despiece de Acople del eje de limpieza	A2 - DSP8.1 - 1/1	1
14	Despiece de Escobillas y Tambor	A2 - DSP9.1 - 1/1 A2 - DSP9.2 - 1/1	2
15	Despiece de Lambriquín, sujetador y eje	A3 - DSP10.1 - 1/1 A3 - DSP10.2 - 1/1 A3 - DSP10.3 - 1/1	3
16	Despiece de Cajas y Tolvas	A2 - DSP11.1 - 1/1 A2 - DSP11.2 - 1/1 A3 - DSP11.3 - 1/1	3
	NUMERO TOTAL DE PLANOS		23

CAPÍTULO SEIS

COSTOS DE FABRICACIÓN

6.1 CONSIDERACIONES GENERALES:

- Los Costos de Fabricación será la suma de los Costos de Diseño, los Costos de Adquisición y Fabricación de elementos y los Costos por Montaje del equipo .
- Los Costos de Diseño contempla las horas hombre utilizadas para realizar el desarrollo de Ingeniería del Proyecto, la Elaboración de Planos de ensamble y despiece, la asesoría brindada por el Ingeniero docente de la PUCP y la Recolección de datos.
- El Costo de Adquisición y Fabricación de los elementos estará compuesto por aquellos costos de los elementos estándares que pueden adquirirse directamente en el mercado sin necesidad de fabricación (pernos, fajas, motor, sierras, rodamientos) más el costo de aquellos otros no estándares que requieren fabricación (Ejes, Carcaza, separadores, lambriquín, entre otros). Éstos últimos cotizados a todo costo (Material y mano de obra).
- En el Costo de Montaje se considera las horas hombre que demora el grupo de hombres en ensamblar todo el conjunto.
- La moneda considerada fue el dólar americano cotizado al mes de Marzo del 2009.
- Los Costos Presentados no incluyen I.G.V.

El costo total de Fabricación asciende a un valor de \$23 906.25 Dólares americanos. A Continuación se describe cada estimación de costos realizada.

6.2 COSTOS DE INGENIERÍA:

Los costos de ingeniería se resumen en el siguiente cuadro

COSTOS DE INGENIERÍA					
ID	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO PARCIAL
		CANT.	UND.	C.U. (\$)	C.P.= (CANT)x(C.U.)
1	Desarrollo de Diseño de máquina por Ingeniero Proyectista	900	h-h	\$6.50	\$5,850.00
2	Elaboración de Planos ensamble y detalles	160	h-h	\$3.00	\$480.00
3	Asesoría de Ingeniero PUCP	40	h-h	\$20.00	\$800.00
4	Gastos por recopilación de datos	1	Glb	\$300.00	\$300.00
5	Viajes hacia zonas desmotadoras	1	Glb	\$150.00	\$150.00
COSTO TOTAL=Σ(C.P.i)					\$7,580.00

6.3 COSTOS DE ADQUISICIÓN Y FABRICACIÓN DE ELEMENTOS:

COSTOS DE ADQUISICIÓN Y FABRICACIÓN DE ELEMENTOS						
ID	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANT.	UND.	P.U. (\$)	P.P. (\$)
1	Tolva	ASTM A36	1	Und.	\$219.20	\$219.20
2	Estructura Portante (700KG)	ASTM A36	700	Kg	\$4.50	\$3,150.00
3	Tapa Frontal N°01	Polycarbonato	1	Und.	\$60.00	\$60.00
4	Tapa Frontal N°02	ASTM A36	1	Und.	\$120.00	\$120.00
5	Polea para fajas $\phi=390$ mm	GG-25	1	Und.	\$490.00	\$490.00
6	Faja Trapezoidal B81x21/31x12/32	CAUCHO	4	Und.	\$13.5	\$54.00
7	Polea para fajas $\phi=157$ mm	GG-25	1	Und.	\$170.00	\$170.00
8	Engranaje m=4.0, z=112	GG-25	1	Und.	\$720.00	\$720.00
9	Engranaje m=4.0, z=44	GG-25	1	Und.	\$246.00	\$246.00
10	Tapa lateral izquierda #01	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
11	Tapa lateral izquierda #02	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
12	Tapa lateral izquierda #03	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
13	Tapa lateral derecha #01	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
14	Tapa lateral derecha #02	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
15	Tapa lateral derecha #03	ASTM A36	1	Und.	\$73.00	\$73.00
16	Eje de Desmotado	Ck45	1	Und.	\$780.00	\$780.00
17	Eje de Limpieza	Ck45	1	Und.	\$650.00	\$650.00
18	Costillas Principales	GG-20	69	Und.	\$7.00	\$483.00
19	Separadores de Sierras	GG-20	68	Und.	\$50.00	\$3,400.00
20	Sierra Circular $\phi=12$ "	St70	70	Und.	\$8.00	\$560.00
21	Tambor $\phi=215$ mm	A53	1	Und.	\$120.00	\$120.00
22	Escobillas Limpiadoras	MADERA	12	Und.	\$5.00	\$60.00
23	Depósito de Fibra	ASTM A36	1	Und.	\$200.00	\$200.00
24	Depósito de Semilla	ASTM A36	1	Und.	\$200.00	\$200.00
25	Rampa para semillas	ASTM A36	1	Und.	\$36.00	\$36.00
26	Rampa para fibras	ASTM A36	1	Und.	\$36.00	\$36.00
27	Tornillos de anclaje M12x160mm	3.6	4	Und.	\$7.00	\$28.00
28	Motor eléctrico 25HP	-	1	Und.	\$420.00	\$420.00
29	Bisagras de tapa frontal #01	FIERRO	3	Und.	\$2.00	\$6.00
30	Placa Aseguradora	ASTM A36	1	Und.	\$15.00	\$15.00
31	Arandelas para tambor	ASTM A36	24	Und.	\$0.15	\$3.60
32	Tapa posterior	ASTM A36	1	Und.	\$50.00	\$50.00
33	Tapa superior	ASTM A36	1	Und.	\$50.00	\$50.00
34	Chaveta de ajuste A8x7x50mm	St50	1	Und.	\$6.50	\$6.50
35	Anillo tope para polea	St 37	1	Und.	\$0.50	\$0.50
36	Tornillo de seguridad M6x20mm	8.8	1	Und.	\$0.15	\$0.15
37	Anillo de seguridad 25x1.5mm	SAE 1070	1	Und.	\$0.15	\$0.15
38	Chaveta de ajuste A8x7x25mm	St50	1	Und.	\$6.50	\$6.50
39	Tornillo Prisionero M8x10mm	10.9	1	Und.	\$0.15	\$0.15
40/41	Rodamiento YAR 207 y soporte	SKF	2	Jgo.	\$70.00	\$140.00
42	Bocamaza transmisora	GG-25	2	Und.	\$245.00	\$490.00
43	Tornillo exagonal M6x30mm	8.8	8	Und.	\$0.15	\$1.20
44	Tornillo de retención M3x10mm	5.8	2	Und.	\$0.15	\$0.30
45	Chaveta de ajuste A12x8x32mm	St 50	2	Und.	\$3.25	\$6.50

46	Tuerca exagonal M12	8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
47	Tornillo exagonal M12x40mm	8.8	4	Und.	\$1.12	\$4.48
48	Tornillo allen M10x45mm	12.9	24	Und.	\$0.50	\$12.00
49	Tornillo exagonal M16x40mm	8.8	4	Und.	\$1.50	\$6.00
50	Anillo de seguridad 45x1.75mm	SAE 1070	1	Und.	\$0.15	\$0.15
51	Chaveta de ajuste A14x9x40mm	St 50	1	Und.	\$6.50	\$6.50
52/53	Rodamiento YAR 210 y soporte	SKF	2	Jgo.	\$95.00	\$190.00
54	Tuerca exagonal M16	8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
55	Tuerca de Fijación KM11	8.8	2	Und.	\$9.20	\$18.40
56	Arandela de Fijación MB11	8.8	2	Und.	\$3.00	\$6.00
57	Tornillo Prisionero M10x10mm	10.9	2	Und.	\$0.15	\$0.30
58	Chaveta de ajuste A10x8x55mm	St 50	1	Und.	\$6.50	\$6.50
59	Anillo de seguridad 36x1.6mm	SAE 1070	1	Und.	\$0.40	\$0.40
60	Arandela A17mm	St 60	4	Und.	\$0.15	\$0.60
61	Placa circular	ASTM A36	2	Und.	\$10.00	\$20.00
62	Tuerca exagonal M12	8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
63	Arandela A13mm	St 37	4	Und.	\$0.15	\$0.60
64	Tornillo prisionero M6x10mm	10.9	2	Und.	\$0.15	\$0.30
65	Bocina Separadora	SAE 1010	1	Und.	\$60.00	\$60.00
66	Tornillo exagonal M6x20mm	8.8	3	Und.	\$0.15	\$0.45
67	Guarda para engranajes	ASTM A36	1	Und.	\$80.00	\$80.00
68	Guarda para poleas	ASTM A36	1	Und.	\$80.00	\$80.00
69	Tuerca exagonal M12	8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
70	Tornillo exagonal M12x45mm	10.9	4	Und.	\$1.00	\$4.00
71	Bisagras metálicas		3	Und.	\$3.00	\$9.00
72	Sujetador de lambriquín	GG-25	4	Und.	\$75.00	\$300.00
73	Tornillo avellanado M4x10mm	8.8	8	Und.	\$0.15	\$1.20
74	Lambriquín t=6mm	ASTM A36	1	Und.	\$144.00	\$144.00
75	Tornillo prisionero M5x6mm	10.9	4	Und.	\$0.15	\$0.60
76	Tornillo exagonal M10x45mm	8.8	2	Und.	\$0.15	\$0.30
77	Tornillo exagonal M6x20mm	8.8	3	Und.	\$0.15	\$0.45
78	Arandela A6	St 37	3	Und.	\$0.12	\$0.36
79	Tuerca exagonal M6	8	3	Und.	\$0.15	\$0.45
80	Tuerca exagonal M6	8	3	Und.	\$0.15	\$0.45
81	Arandela A6	St 37	3	Und.	\$0.12	\$0.36
82	Guía postiza inferior	SAE 1030	1	Und.	\$30.00	\$30.00
83	Separador inferior de costillas	SAE 1030	69	Und.	\$1.85	\$127.65
84	Arandela redondeada	A36	24	Und.	\$0.12	\$2.88
85	Tornillo exagonal M6x20mm	8.8	6	Und.	\$0.15	\$0.90
86	Arandela A6	St 37	6	Und.	\$0.12	\$0.72
87	Tuerca exagonal M6	8	6	Und.	\$0.15	\$0.90
88	Tornillo exagonal M6x20mm	8.8	34	Und.	\$0.15	\$5.10
89	Arandela A6	St 37	34	Und.	\$0.12	\$4.08
90	Tuerca exagonal M6	8	34	Und.	\$0.15	\$5.10
91	Tornillo prisionero M6x6mm	10.9	4	Und.	\$0.15	\$0.60
92	Tornillo exagonal M6	8.8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
93	Separador superior de costillas	SAE 1030	69	Und.	\$1.85	\$127.65
94	Arandela A6	St 37	4	Und.	\$0.12	\$0.48
95	Tornillo exagonal M6x20mm	8.8	4	Und.	\$0.12	\$0.48

96	Tuerca exagonal M6	8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
97	Eje de Lambriquín	SAE 1030	1	Und.	\$142.00	\$142.00
98	Arandela A12	St 37	4	Und.	\$0.12	\$0.48
99	Tuerca exagonal M6	8	12	Und.	\$0.15	\$1.80
100	Arandela A6	St 37	8	Und.	\$0.12	\$0.96
101	Arandela A12	St 37	4	Und.	\$0.13	\$0.52
102	Tornillo exagonal M6x12	8.8	4	Und.	\$0.15	\$0.60
103	Costillas laterales	GG-20	2	Und.	\$10.00	\$20.00
104	Jebes amortiguadores	Neoprene	4	Und.	\$18.00	\$72.00
105	Tornillo avellanado M4x16mm	5.8	24	Und.	\$0.10	\$2.40
106	Tuerca exagonal M4	5	24	Und.	\$0.15	\$3.60
107	Tornillo avellanado M4x10mm	5.8	18	Und.	\$0.15	\$2.70
108	Tuerca exagonal M4	5	18	Und.	\$0.15	\$2.70
109	Placa Separadora	AISI 304	1	Und.	\$45.00	\$45.00
110	Guia postiza superior para costillas	SAE 1030	1	Und.	\$30.00	\$30.00
111	Tornillo prisionero M6x12mm	10.9	2	Und.	\$0.15	\$0.30
112	Tornillo prisionero M6x12mm	10.9	2	Und.	\$0.15	\$0.30
113	Tornillo prisionero M6x12mm	10.9	1	Und.	\$0.15	\$0.15
COSTO TOTAL						\$15,006.25

6.4 COSTOS DE MONTAJE:

COSTOS DE MONTAJE					
ID	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO PARCIAL
		CANT.	UND.	C.U. (\$)	C.P.= (CANT)x(C.U.)
1	Maestro Mecánico	56	h-h	\$3.50	\$196.00
2	Ayudante 1 de Maestro Mecánico	56	h-h	\$2.00	\$112.00
3	Ayudante 2 de Maestro Mecánico	56	h-h	\$2.00	\$112.00
COSTO TOTAL=Σ(C.P.i)					\$420.00

6.5 COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN:

COSTOS DE MONTAJE					
ID	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO PARCIAL
		CANT.	UND.	C.U. (\$)	C.P.= (CANT)x(C.U.)
1	Costo de Ingeniería	1	Glb	\$7,580.00	\$7,580.00
2	Costo de Adquis. y Fab. De elementos	1	Glb	\$15,906.25	\$15,006.25
3	Costo de Montaje	1	Glb	\$420.00	\$420.00
COSTO TOTAL=Σ(C.P.i)					\$23,006.25

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES:

1. En ambientes donde exista mucho polvo y/ o las fibras de algodón sueltas no sean controladas, es recomendable realizar una limpieza periódica en rodamientos y fajas acanaladas. Por tal motivo los rodamientos seleccionados llevan sellos para mantener limpio las pistas interiores del juego de rodamientos.
2. Se recomienda al momento de ensamblaje de la máquina tener especial cuidado con las distancias entre las sierras y las costillas ya que si este valor es muy grande las semillas pasarán con todo y fibra. De otro lado, si la abertura es muy pequeña puede ocurrir rozamiento entre las sierras y las costillas lo que podría ocasionar incendios dentro de la máquina.
3. Se recomienda estudiar la posibilidad de utilizar un variador de frecuencia para el motor eléctrico seleccionado, puesto que, como la velocidad de desmotado guarda relación con la calidad de fibra desmotada, podría ser conveniente seleccionar de manera más fina la velocidad para un óptimo desmotado de la fibra.
4. Según Mangaliardi y Anthony en Cotton Gin Development se debe mantener un ángulo de las costillas paralelas a los dientes de las sierras en el punto superior las costillas. Así se logra desprender de manera más efectiva la fibra de la semilla sin dañarla. Al momento de la fabricación se deberá tenerse especial cuidado.
5. Debido a que los valles costeros se encuentran próximos al mar, se recomienda que la estructura portante y guardas y tapas de la desmotadora sean pintada con pintura base anticorrosiva epóxica y luego una pintura de acabado epóxico para proteger de manera adecuada a la desmotadora.
6. Al operar la desmotadora es recomendable tener mucho cuidado en alimentar a ésta con fibra de algodón previamente limpiada, ya que de ingresar algún material extraño en la cámara de desmotado puede quebrar a las sierras provocando accidentes.
7. Se recomienda que para la instalación de la máquina se utilice corriente trifásica de 380V ya que la instalación eléctrica será mucho más económica que si se colocase un motor con voltaje de 220V.

CONCLUSIONES:

1. El presente diseño cumple con el objetivo principal de poder ofrecer una máquina alternativa para la implementación de pequeños centros de acopio en donde se pueda brindar el servicio de desmotado a pequeños grupos de agricultores y a aquellas otras personas dedicadas a la actividad algodonera.
2. Respecto a la fabricación y montaje de la desmotadora, es posible que ésta sea fabricada íntegramente en talleres de nuestro medio utilizando materiales y métodos de fabricación disponibles en el medio local.
3. A pesar que la fibra de algodón peruano es considerada una de las mejores en el mundo, no existe actualmente desarrollo de tecnología local que sirva para poder cubrir las necesidades de producción nacional. Por tanto el presente diseño además de ser una propuesta para la generación de desarrollo de tecnología en el país constituye una fuente de generación de trabajo para aquellas personas que potencialmente puedan dedicarse a la fabricación de éste tipo de maquinaria industrial.
4. Debido a que la mayoría de centros desmotadores a gran escala en el país están implementados con líneas de producción diseñadas enteramente por una marca específica, la alimentación hacia los cuerpos desmotadores varía de un centro desmotador a otro en forma y tamaño. Por tanto, si se quisiera reemplazar una desmotadora de una marca específica por la alternativa propuesta en el presente trabajo se deberá primero modificar la tolva de alimentación y adecuarla al alimentador de la marca específica.
5. El costo de fabricación estimado (\$23,006.25) resultará atractivo en función al número de equipos que puedan venderse dado que el costo de Ingeniería se podría prorratear entre tantos equipos se vendan. Previamente se deberá de fabricar un prototipo en el cual se corrijan defectos y se midan rendimientos reales del equipo diseñado.
6. Para el presente diseño se prefirió desarrollar una estructura portante de toda la máquina en base a perfiles estructurales en vez de una estructura fundida debido a que en el mercado nacional este material es fácil de conseguir y el costo de fabricación para producción de baja escala es bajo y se puede realizar en cualquier taller de nuestro medio.

7. Del cálculo correspondiente al eje de desmotado se concluye que el diámetro elegido para la parte central del eje donde se alojan las sierras de desmotado y sus correspondientes separadores obedece a una necesidad de rigidez más que a una necesidad de resistencia. La finalidad de esta medida es evitar una deformación por encima de las deformaciones admisibles para ejes, siendo esto de mucha importancia ya que la luz existente entre una sierra y las costillas es de apenas 3mm. De haber excesiva deformación podría existir problemas de funcionamiento. Para el caso del eje de limpieza el cálculo por deformación también resultó ser de mayor importancia que el cálculo por resistencia
8. El tambor de madera que usualmente utilizan las máquinas desmotadoras para fijar las escobillas fue reemplazado por un tambor fabricado a partir de tubería fierro ASTM A53 Sch40 debido a que presentaba mayor facilidad de fabricación y mayor confiabilidad en la operación de la máquina. El mayor peso del tambor de fierro no afectó en los cálculos por resistencia y deformación del eje de limpieza manteniendo los valores tanto de sollicitación como por deformación por debajo de los límites admisibles. Sin embargo si afectó en el cálculo correspondiente a la potencia ya que el peso del tambor de fierro es de 6 a 7 veces más que un tambor de madera de iguales dimensiones. Esto conlleva a un momento de masa mayor y por tanto una potencia para el eje de limpieza mayor.
9. La potencia de desmotado fue calculada en base a una velocidad de rotación fija, sin embargo esto no necesariamente se cumplirá en la realidad y al variar este valor el requerimiento de potencia podría variar también, sin embargo la variación de velocidad debería realizarse hacia límites inferiores ya que aumentando la velocidad de desmotado se estará quebrando la fibra afectando de este modo su calidad final del producto. Del mismo modo, la capacidad real de desmotado deberá verificarse en campo una vez construida la máquina.
10. Del análisis de costos se observó que los componentes más costosos son los separadores, la estructura portante, eje de desmotado y bocamasas, por lo cual deberá de tenerse especial cuidado con dichos componentes al momento de instalarlos, repararlos o realizar su respectivo mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

PRIMER CAPÍTULO

ORTÍZ CAÑAVATE, Jaime. “Las máquinas agrícolas y su aplicación”. Madrid, Mundiprensa Tercera Edición, 1989.

MÉXICO. SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA. DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN TECNOLÓGICA AGROPECUARIA. “Maquinaria para manejo de cultivos”. México, Trillas 1982.

MÉXICO. SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA. DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN TECNOLÓGICA AGROPECUARIA. “Cultivos Oleaginosos”. México, Trillas 1982.

MOLINA, Mario. Profesor de la facultad de Agroindustrias de la Universidad Nacional del Noreste de Argentina. “Tecnología del procesado de algodón”. Trabajo publicado el Primero de Mayo del 2000 en la página Web: <http://fai.unne.edu.ar/TEC/index.html>

FACULTAD DE AGROINDUSTRIAS DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORESTE DE ARGENTINA. “Desmotadoras, Aceiteras y Biodiesel”. Capítulo 11 de la publicación encontrada en la Web: <http://saenzpe.inta.gov.ar/Prointal/prointal.htm>.

INTERANTIONAL COTTON ADVISORY COMMITTEE. “Impact of Ginning of fiber Quality: The best Ginning Practices”. Washington D.C. 1991. Publicación en la página Web: <http://www.icac.org>

MANGALIARDI GINO, STANLEY ANTHONY, 1994. Cotton Gin Saw Development, The National Cotton Ginners Association Memphis, TN.

CAPÍTULO DOS

2.1 QUEVEDO ROJAS, Teresa Rosario. “Análisis del algodón en el Perú”. Tesis PUCP. Lima, 1991.

2.2 MINISTERIO DE AGRICULTURA, OFICINA DE INFORMACIÓN AGRARIA. Producción de algodón 1980 – 1998 Perú. Lima, Ministerio de Agricultura 1999.

CAPÍTULO TRES

3.1 ÁREA DE DISEÑO DE LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ. Apuntes del Curso de Diseño Mecánico 1. Lima, 2000.

3.2 ÁREA DE DISEÑO DE LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ. Apuntes del Curso de Diseño Mecánico 2. Lima, 2001.

- 3.3** DEL ÁGUILA ZAMORA, Juan M. “Diseño de una máquina para la determinación de propiedades mecánicas de materiales sintéticos bajo esfuerzo uniaxial de tracción”. Lima 1998.

CAPÍTULO CUATRO

- 4.1** VENERO B. Armando. “Matemáticas III: Transformaciones Integrales múltiples y de superficie”. Lima, Gemar, 1990.
- 4.2** ORTHWEIN, William C. “Diseño de componentes de máquinas”. México, CECSA 1996.
- 4.3** RODRIGUEZ H, Jorge. “Manual de Resistencia de Materiales 2A”. Pontificia Universidad Católica Del Perú, 1999.
- 4.4** ALVA DÁVILA, Fortunato. Elementos de Máquinas 1. Lima: UNI 1990.
- 4.5** FAIRES, Virgil Moring. “Diseño de Elementos de Máquinas”. México, UTEHA, 1985.
- 4.6** JUVINALL. Robert C. “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica”. México DF, Limusa, 1999.
- 4.7** PILKEY, Walter D. “Peterson's stress concentration factors”. New York, Wiley 1997. Segunda Edición.
- 4.8** PAULSEN, Kurt. “Apuntes de Elementos de Máquinas 2”. Lima Ciclo 2001- I.
- 4.9** ÁLVAREZ, Miguel. “Apuntes de Elementos de Máquinas 1”. Lima, Ciclo 2000- II.
- 4.10** MOTT, Robert. “Diseño de Elementos de Máquinas”. México: Prentice-Hall, 1995. Segunda Edición.
- 4.11** PARETO, LUIS. “Formulario de Elementos de Máquinas”. Barcelona CEAC, 1981, Segunda Edición.
- 4.12** LARBURU, N. “Prontuario de Elementos de Máquinas”
- 4.13** VARGAS MACHUCA, Federico. “Máquinas Eléctricas Rotativas”. Lima 1990.
- 4.14** NIEMANN, Gustav. “Elementos de Máquinas”. Barcelona, Labor 1987.
- 4.15** SKF. “Catálogo General de Rodamientos”. Torino : Stamperia Artística Nazionale, 1994.
- 4.16** Deutsches Institut für Normung (DIN). “Tornillos, tuercas y Accesorios, Parte A y B DIN”. Bilbao: Balzola 1972, Quinta Edición.
- 4.17** ACEROS AREQUIPA S.A. “Manual de Aceros Arequipa”. Lima 1997.
- 4.18** BARRIGA G. Benjamín. “Uniones atornilladas”. PUCP 1994.
- 4.19** TOCHTERMANN- BODESTEIN. “Konstruktionselemente des Maschinebaues Vol.2”

- 4.20** Donaldson Richardson. “Máquinas eléctricas rotativas“. Prentice Hall Hispanoamericana S.A. 1994. Cuarta Edición.
- 4.21** Sumitomo MotorGear INC. “Cyclo Driver”
- 4.22** DIBUJO MECÁNICO 1. PUCP. Fondo Editorial PUCP. 1999.
- 4.23** DIBUJO MECÁNICO 1. PUCP. Fondo Editorial PUCP. 2000.
- 4.24** GUIESECKE, Frederick. “Dibujo Técnico”. México DF, Limusa 1997. 6° Edición.
- 4.224.25** TIMOSHENKO, S. “Resistencia de Materiales”. Espasa Calpe, Madrid 1957

CAPÍTULO CINCO

- 5.01** DIBUJO MECÁNICO 1. PUCP. Fondo Editorial PUCP. 1999.
- 5.02** DIBUJO MECÁNICO 1. PUCP. Fondo Editorial PUCP. 2000.
- 5.03** GUIESECKE, Frederick. “Dibujo Técnico”. México DF, Limusa 1997. 6° Edición.

