

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MANUAL DE ALETAS PARA DESGRANAR FRIJOLES PARA LA COMUNIDAD INDÍGENA DEL AMAZONAS VENEZOLANO

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Troya Vargas, Héctor Alcántara
para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2002.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MANUAL DE ALETAS PARA DESGRANAR FRIJOLES PARA LA COMUNIDAD INDÍGENA DEL AMAZONAS VENEZOLANO

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Fausto Carpentiero.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Troya Vargas, Héctor Alcántara
para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2002.

DEDICATORIA

A mi Señor Jesucristo, que me ha dado la fuerza suficiente y necesaria para luchar, vencer y continuar victoriosamente siempre hacia delante.

A mi Linda y Bella Madre Gladys Troya, que desde un principio me ha brindado su apoyo incondicional en mi crecimiento personal, así como también en lo profesional.

A mi amada esposa Lennys que ha sido una compañera innegable en el que hacer del día a día, además de ofrecerme un gran apoyo en la culminación de mi carrera.

A mis hermanos Miguel, Evelia, Belkis y Virginia que de una manera u otra han colaborado enormemente en el desarrollo de mi carrera.

A mis cuñados Soel, Francisco y muy en especial a Amado Moreno al ofrecerme su colaboración incondicional en los momentos finales de mi carrera.

Troya Vargas, Héctor Alcántara

AGRADECIMIENTOS

Mi muy sincero agradecimiento al Profesor Julio Perera por su gran disposición y valiosa colaboración en el desarrollo y culminación de este trabajo, al Profesor Pedro Cadenas por haberme brindado su respaldo leal en la preconcepción de la idea inicial de la maquina a diseñar, así como también al Profesor Fausto Carpentiero por ayudarme en la revisión y corrección del presente trabajo.

También quiero ofrecer mi agradecimiento a los Técnicos del Taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V. por toda su colaboración prestada en la construcción de la Máquina Manual de Aletas para Desgranar Frijoles: Técnico Araque, T.S.U. Ronald, Técnico Joel y al Técnico Rubén. De igual manera mi agradecimiento al Ing. Ramos E. y al T.S.U. Sánchez C. de la Escuela de Ingeniería Metalurgia de la U.C.V. al Técnico Rubén. De igual manera mi agradecimiento al Ing. Ramos E. . Finalmente mis agradecimientos al T.S.U. Héctor R.. y al Sr. Armando de la Escuela de Ingeniería Química de la U.C.V.

Del mismo modo presento mi agradecimiento a mis compañeros de estudio por su colaboración permanente en el desarrollo del presente trabajo:

Br. Cuasi Ing. Veliz Elvis (Chespirito), T.S.U.
Cuasi Ing. Ruiz Leonardo (El Pillin) y al Br.
Pérez Carlos (El Gordito).

Asimismo manifiesto mi complacencia a mi
esposa, familiares y amigos sin cuyas valiosas
colaboraciones no hubiese sido posible la
culminación de este trabajo.

Troya V. Héctor A.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MANUAL DE ALETAS PARA DESGRANAR FRIJOLES PARA LA COMUNIDAD INDÍGENA DEL AMAZONAS VENEZOLANO

Tutor Académico: Prof. Fausto Carpentiero. Tesis.

Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.

2002. N° Págs. 118.

Palabras Claves: Árboles, Rotor, Venteo, Desgranadora.

El desarrollo del presente Trabajo es el diseño y construcción de una máquina manual de aletas desgranadora de frijoles, teniendo la consideración inicial de que existen zonas de cosechas (Conucos) en los cuales no existe suministro de energía eléctrica, por consiguiente se procederá a construir una máquina donde se logre trabajar manualmente, la cual consta de una estructura de transmisión de potencia y otra de trabajo que conjuntamente forman una estructura general.

La estructura de transmisión de potencia consta de una manivela y de cuatro (04) árboles (ejes que transmiten torque), que se encargarán de transmitir la potencia suministrada por el operario (potencia humana), a los distintos elementos de la estructura de trabajo.

Con respecto a la Estructura de trabajo, esta se divide en tres (03) sectores:

Primer sector: Donde se va a agregar las vainas secas de frijol (Tolva).

Segundo sector: Seguido por un Tambor colocado en posición vertical para aprovechar el efecto de la gravedad, en la cual van colocadas treinta y dos (32) aletas de metal fijas y un rotor con veinte (20) aletas de metal móviles que van separadas convenientemente y entrecruzadas con las aletas fijas (soldadas al Tambor) de tal manera que actúen como una escardilla que golpea y abre las vainas secas para liberar los frijoles (Desgranarlos).

Tercer sector: A continuación tanto la vaina como el grano (mezclados) caen bajo la acción de la gravedad y se aceleran por efecto del golpeo cayendo de un conducto de transporte a un conducto de separación, la cual posee una hélice en su inicio y a lo largo de éste dos tamices que en conjunto van a separar las vainas rotas, los frijoles y el polvo con lo cual se mejora la calidad y el poder germinativo del frijol, además que este procedimiento compite con el majar (Apaleo) cuidadoso e indiscriminado del grano.

ÍNDICE GENERAL

	pp.
DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
RESUMEN.....	IV
ÍNDICE GENERAL.....	V
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I	
1.1.- Antecedentes Históricos de la Mecanización Industrial Agrícola.....	5
1.2.- Planteamiento del problema.....	9
1.3.- Objetivos de la Investigación.....	10
1.3.1.- Objetivo General.....	10
1.3.2.- Objetivos Específicos.....	10
1.4.- Alcances y limitaciones de la investigación.....	11
1.4.1.- Alcances.....	11
1.4.2.- Limitaciones.....	11
CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DEL DISEÑO	
2.1.- Consideraciones Iniciales.....	13
2.2.- Formulación del problema.....	13
2.3.- Conceptos del problema.....	14
2.4.- Selección de la Máquina.....	16
CAPÍTULO III	
3.1.- Descripción de la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles.....	22
3.1.1.- Estructura de transmisión de potencia.....	22
3.1.1.1.- Manivela.....	22

3.1.1.2.- Árbol N° 1, transmisor de potencia.....	23
3.1.1.3.- Árbol N° 2, Transmisor y multiplicador de velocidad.....	23
3.1.1.4.- Árbol N° 3, transmisor de potencia secundario.....	23
3.1.1.5.- Árbol N° 4, transmisor de potencia final.....	23
3.1.2.- Estructura de trabajo.....	24
3.1.2.1.- Primer sector (Entrada de la materia prima).....	24
3.1.2.2.- Segundo sector (Desgranadora).....	24
3.1.2.3.- Tercer sector (Separación).....	24

CAPÍTULO IV: DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES GEOMETRICAS DEL GRANO Y DE LA CÁSCARA.

4.1.- Adquisición de datos.....	26
4.2.- Tamaño promedio de los granos.....	26
4.3.- Tamaño promedio de la paja (cáscara que envuelve al grano).....	27

CAPÍTULO V: MANIVELA ELEMENTO PRINCIPAL DE TRANSMISIÓN.

5.1.- Análisis de la fuerza aplicada en la manivela.....	29
5.1.1.- Cálculo de la fuerza aplicada en la manivela.....	30
5.1.2.- Cálculo del diámetro de las barras que conforman la manivela.....	31

CAPÍTULO VI: ÁRBOL N° 1, TRANSMISOR PRINCIPAL DE POTENCIA.

6.1.- Descripción.....	37
6.2.- Material utilizado.....	37
6.3.- Cálculos.....	37
6.3.1.- Análisis del torque aplicado.....	37
6.3.2.- Consideraciones iniciales.....	38
6.3.3.- Determinación de las fuerzas generadas en la	

correa de transmisión de la polea N° 1.....	38
6.3.4.- Determinación de las fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol N° 1.....	42
6.3.5.- Determinación del diámetro del árbol N° 1.....	44

CAPÍTULO VII: ÁRBOL N° 2, TRANSMISOR Y MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD.

7.1.- Descripción.....	51
7.2.- Material utilizado.....	51
7.3.- Cálculos.....	51
7.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en las correas de transmisión de las poleas N° 2, N° 3 y N° 5.....	51
7.3.2.- Consideraciones iniciales.....	54
7.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol N° 2.....	55
7.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 2.....	56

CAPÍTULO VIII: ÁRBOL N° 3, TRANSMISOR DE POTENCIA SECUNDARIO.

8.1.- Descripción.....	58
8.2.- Material utilizado.....	58
8.3.- Cálculos.....	58
8.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en las correas de transmisión de las poleas N° 3 y N° 4.....	58
8.3.2.- Consideraciones iniciales.....	60
8.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol N° 3.....	61
8.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 3.....	62

CAPÍTULO IX: ÁRBOL N° 4, TRANSMISOR DE POTENCIA FINAL.

9.1.- Descripción.....	64
9.2.- Material utilizado.....	64
9.3.- Cálculos.....	64
9.3.1.- Análisis del torque aplicado.....	64
9.3.2.- Consideraciones iniciales.....	66
9.3.3.- Determinación de las fuerzas generadas en las correas de transmisión de la polea N° 6.....	67
9.3.4.- Determinación de las fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol N° 4.....	69
9.3.5.- Determinación del diámetro del árbol N° 4.....	70

CAPÍTULO X: ÁRBOL N° 5, RECEPTOR FINAL DE POTENCIA.

10.1.- Descripción.....	73
10.2.- Material utilizado.....	73
10.3.- Cálculos.....	73
10.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en los engranes de transmisión N° 1 y N° 2.....	73
10.3.2.- Consideraciones iniciales.....	77
10.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y momentos flectores del árbol N° 5.....	78
10.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 5.....	79

CAPÍTULO XI: COMPONENTES SECUNDARIOS DE LA ESTRUCTURA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y DE TRABAJO.

11.1.- Estructura de transmisión de potencia.....	81
11.1.1.- Poleas de transmisión.....	82
11.1.2.- Correas de transmisión.....	84
11.1.3.- Chumaceras.....	87
11.1.3.1.- Selección de las chumaceras.....	87

pp.

11.1.3.2.- Lubricación de las chumaceras.....	89
11.1.4.- Diseño del engrane cónico.....	90
11.2.- Estructura de Trabajo.....	93
11.2.1.- La tolva.....	94
11.2.2.- Rotor de aletas móviles.....	95
11.2.3.- Láminas y tamices separadores.....	96

CAPÍTULO XII: MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.

12.1.- Corte de los ángulos y barras de acero.....	97
12.2.- Soldaduras de los distintos elementos que conforman la máquina.....	98
12.3.- Maquinado en el torno.....	98
12.4.- Maquinado en la fresadora.....	99
12.5.- Taladrado y otros.....	101
12.6.- Costos de lo materiales y manufactura.....	103
12.6.1.- Costos de los materiales.....	104
12.6.2.- Costos de la manufactura de la máquina.....	105

CAPÍTULO XIII

13.1.- Pruebas y ensayos.....	106
13.1.1.- Medidas de las revoluciones por minuto en los árboles de transmisión.....	106
13.1.2.- Medida de la velocidad del flujo de aire.....	107
13.1.3.- Ensayos en la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles.....	108
13.2.- Análisis de resultados.....	111
13.3.- Conclusiones.....	113
13.4.- Recomendaciones.....	115

BIBLIOGRAFÍA.....	117
--------------------------	------------

ANEXOS A: El proceso el diseño.

ANEXOS B: Adquisición de datos(granos), tamaño promedio de los granos, Adquisición de datos(cáscara).

- ANEXOS C:** Manivela, diagrama de cuerpo libre.
- ANEXOS D:** Diagrama de corte, momento y torque del árbol N° 1.
- ANEXOS E:** Diagrama de corte, momento y torque del árbol N° 2.
- ANEXOS F:** Diagrama de corte, momento y torque del árbol N° 3.
- ANEXOS G:** Diagrama de corte, momento y torque del árbol N° 4.
- ANEXOS H:** Diagrama de corte, momento y torque del árbol N° 5.
- ANEXOS I:** Tablas de selección de ventiladores helicoidales.
- ANEXOS J:** Manual de operaciones y de mantenimiento.
- ANEXO K:** Potencia máxima del tiro y empuje.
- ANEXOS L:** Lista de barras macizas calibradas.
- ANEXOS M:** Tabla de selección de Chumaceras.
- ANEXOS N:** Velocidad de trilladoras a motor.
- ANEXOS O:** Transmisión de bandas en V o trapeciales.
- ANEXOS P:** Duración nominal requerida para los rodamientos de diferentes clases de máquinas..
- ANEXOS Q:** Tablas de unidades del tipo engrane cónico recto.

INTRODUCCIÓN

En su gran mayoría las comunidades indígenas del Amazonas Venezolano, se caracterizan por poseer bajos niveles de ingreso, pésimas condiciones de acceso al servicio de salud, de educación y una demarcada dependencia de los entes gubernamentales del estado. Con respecto a las principales actividades que éstas comunidades desarrollan, se puede contar con la agricultura aunada a una subsistencia con bajos porcentajes de producción, destinados al mercado y caracterizado por el uso de tecnologías rudimentarias, centrada en productos tradicionales como la yuca, el plátano, la piña y los granos.

En el Amazonas venezolano las iniciativas de procesamiento de productos locales (específicamente el caso de los granos, para este Trabajo) han sido muy pocas, limitando la posibilidad de desarrollar ventajas competitivas en la cadena de agregación de valor al no existir redes de microempresas locales para procesar sus productos derivados en los mercados nacionales e internacionales.

Los medios adecuados del desarrollo agrícola en el Amazonas venezolano, dependen de qué factible sea enlazar las distintas fases de la cadena de agregación del valor de productos agrícolas de la zona, en un sistema que garantice ventajas competitivas. Por lo tanto este proyecto tiene la dirección de contribuir al desarrollo del procesamiento de los granos, ya que posee un potencial de explotación a escala comercial.

Entre los diversos alimentos, se encuentra los granos (frijoles). Los **granos** son las semillas de algunas plantas herbáceas cultivadas. Todos tienen una estructura similar que, con algunas pequeñas variaciones, es la base para su procesamiento.

En su núcleo se encuentra el germen o embrión, a partir del cual puede desarrollarse una nueva planta. Este embrión está envuelto por el endospermo de consistencia feculenta, que proporciona los nutrientes necesarios para su desarrollo. El grano está cubierto por capas que lo protegen, entre las que se encuentran la testa y el pericarpio. Para describir las partes del grano se emplean distintos nombres, lo que puede prestarse a confusión; sin embargo, debe tenerse en cuenta que el grano está conformado básicamente por cuatro componentes: el germen, el interior feculento, las capas exteriores provistos de nutrientes y la "cáscara fibrosa".

Para el procesamiento del fríjol, este es sencillo, con un alto potencial alimenticio y con grandes perspectivas de comercialización, pero debido a la baja eficiencia del procesamiento actual, que es consecuencia directa de realizar el trabajo con tecnologías rudimentarias, se tomará en cuenta llevar a cabo este proyecto con la finalidad de aumentar la eficiencia en el procesamiento del fríjol, específicamente en el desgranado de la cáscara fibrosa (vaina) que posee dichos granos y de esta manera contribuir con el desarrollo de dicho procesamiento.

La Ingeniería Mecánica como ciencia en este Trabajo es de gran trascendencia, ya que aplica los conocimientos más amplios tanto teóricos como prácticos para el desarrollo del diseño económico y construcción de la Máquina Manual de Aletas Desgranadora de Fríjol, para el beneficio

directo de la comunidad del Amazonas Venezolano u otras zonas del territorio Nacional donde requieran del uso de la máquina a construir.

El desarrollo del presente trabajo esta estructurado de la siguiente manera:

Capítulo I: En el primer capítulo se define los antecedentes históricos de la mecanización industrial agrícola, al igual que el planteamiento del problema, la justificación, los objetivos, el alcance y las limitaciones que tuvo la investigación.

Capítulo II: En el segundo capítulo se aplica la metodología del diseño y de esta manera se logra seleccionar la máquina adecuada.

Capítulo III: En el tercer capítulo se describe la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles, con todos sus componentes.

Capítulo IV: En el capítulo cuarto se determinan las propiedades geométricas de distintos tipos de granos, con sus respectivas desviaciones estándar.

Capítulo V: En el capítulo quinto se determinan las dimensiones geométricas de la manivela.

Capítulo VI: En el capítulo sexto se establece el diámetro del árbol N° 1, considerando las fuerzas actuantes en la correa de transmisión de la polea N° 1, como también el torque que se le transmite.

Capítulo VII: En el capítulo séptimo se determina el diámetro del árbol N° 2, considerando las fuerzas actuantes en las correas de transmisión de las poleas N° 2 y N° 3, así como también el torque que se le transmite.

Capítulo VIII: En el capítulo octavo se calcula el diámetro del árbol N° 3, considerando las fuerzas actuantes en las correas de transmisión de las poleas N° 3 y N° 4, así como también el torque que se le transmite.

Capítulo IX: En el capítulo noveno se deduce el diámetro del árbol N° 4, considerando las fuerzas actuantes en la correa de transmisión de la polea N° 6, además del torque que se le transmite a través del ventilador.

Capítulo X: En el capítulo décimo se calcula el diámetro del árbol N° 5, considerando las fuerzas actuantes en las engranes N° 1 y N° 2, así como también el torque que se le transmite.

Capítulo XI: En el capítulo décimo primero se realizan cálculos y selecciones de los elementos secundarios que conforman la estructura de transmisión de potencia y de trabajo.

Capítulo XII: En el capítulo décimo segundo se indican los materiales y equipos necesarios en la construcción de la máquina.

Capítulo XIII: En el capítulo décimo tercero se muestran las pruebas y ensayos que se requirieron realizar a la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles, y de esta forma poder ofrecer las conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO I

1.1.- ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LA MECANIZACIÓN INDUSTRIAL AGRÍCOLA.

El descubrimiento de América favoreció el hallazgo de especies vegetales y animales hasta entonces desconocidas en Europa. La agricultura colonial comenzó no sólo para proveer de alimentos a los colonizadores, sino también para producir cosechas comerciales y suministrar alimentos a la metrópolis. Esto representaba el cultivo de productos como el azúcar, el algodón, el tabaco, la papa o patata, el tomate y el té, así como la producción de productos animales tales como lana y pieles. De los siglos XV al XIX el comercio de esclavos se encargó de aportar la mano de obra necesaria. Los esclavos procedentes de África, por ejemplo, trabajaban en el Caribe en plantaciones de azúcar, y en Norteamérica en plantaciones de índigo y algodón. La primera sociedad colonial se sustentó en la explotación de la mano de obra indígena, entonces abundante, asegurada por la esclavitud y la encomienda, que transformó la estructura social del mundo indígena. Los prisioneros procedentes de Europa, sobre todo de las cárceles inglesas, aportaron tanto mano de obra calificada como no calificada en muchas colonias americanas.

Cuando fueron descubiertos por los conquistadores españoles, las civilizaciones más avanzadas del Nuevo Mundo disfrutaban de economías

agrícolas desarrolladas, pero carecían de animales de tiro y desconocían la rueda. Los clanes y otros grupos consanguíneos, o de tribus dominantes que habían creado sofisticados sistemas de gobierno, poseían la tierra, a la que no tenían acceso como propietarios los particulares o las familias individuales. En el siglo XVI habían desaparecido ya varias civilizaciones en Centroamérica y Sudamérica. Las que conocieron los españoles fueron las de los aztecas, los incas y los mayas.

La revolución científica producto del renacimiento y el Siglo de las Luces en Europa, favoreció la experimentación en la agricultura así como en otros campos. La experimentación y el error en el cultivo de plantas condujo a la mejora de las cosechas. El proceso de parcelación (enclosura) se aceleró enormemente en el siglo XVIII, y los propietarios de tierras pudieron determinar la disposición de tierras y pastizales, anteriormente sometidos al uso común. La rotación de los cultivos, alternando las legumbres con el grano, fue practicada con más entusiasmo al desaparecer el sistema de franjas heredado del período feudal. En Inglaterra, donde la agricultura científica era especialmente eficaz, la enclosura produjo una reorganización fundamental de la propiedad de la tierra. Desde 1660 en adelante, los propietarios de las mayores superficies habían empezado a incrementar el tamaño de sus posesiones, a menudo a expensas de pequeños agricultores independientes. Cuando llegó la era victoriana, el modelo agrícola se basaba en la relación entre el terrateniente, dependiente de las rentas; el agricultor, que producía las cosechas; y los jornaleros sin tierras. El drenaje hizo cultivables más tierras y, con la Revolución Industrial, surgió la maquinaria agrícola.

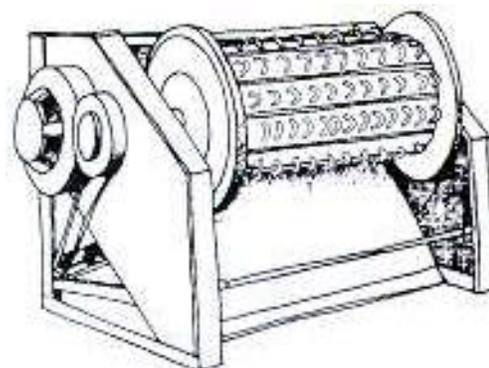
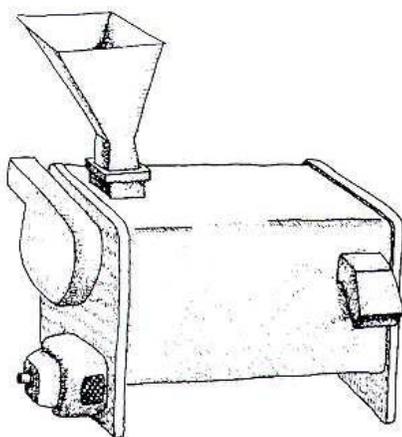
No es posible fijar con claridad una década o una serie de acontecimientos como comienzo de la revolución agrícola a través de la

tecnología. Entre los adelantos más importantes están la crianza selectiva de ganado, iniciada a comienzos de 1700, y la dispersión de caliza en las tierras de cultivo a finales de ese mismo siglo. Las mejoras mecánicas del arado tradicional comenzaron a mediados del siglo XVII con la fijación de pequeñas puntas de hierro a la madera mediante tiras de cuero. En 1797, Charles Newbold, un herrero de Burlington, Nueva Jersey, introdujo el arado de reja de hierro fundido. La reja voltea la tierra y la empuja a un lado; este tipo de arado sigue siendo hoy el más utilizado. John Deere, otro herrero estadounidense, mejoró aún más el arado en la década de 1830 y lo fabricó en acero. Otros inventos notables incluyen la sembradora del agrónomo inglés Jethro Tull, desarrollada a comienzos del siglo XVIII y progresivamente mejorada durante más de un siglo; la segadora del norteamericano Cyrus McCormick, creada en 1831; y multitud de trilladoras, cultivadoras, cortadoras de grano y hierba, rastrilladoras y desgranadoras de maíz. A finales del siglo XIX, se empleaba a menudo el vapor para reemplazar la energía animal en el arrastre de arados y en el accionamiento de **máquinas trilladoras**.

La demanda de alimentos para los trabajadores urbanos y de materias primas para la industria produjo una reestructuración del comercio mundial. Ciencia y tecnología desarrolladas con fines industriales fueron aplicadas a la agricultura, dando lugar finalmente al nacimiento de la industria agrícola de mediados del siglo XX.

Existen varios tipos de desgranadoras de frijoles, que van desde el desgranado a mano hasta los equipos manuales o a pedal y los accionados a energía. Si bien las desgranadoras manuales resultan relativamente económicas, la producción que se obtiene es muy reducida.

Las desgranadoras manuales o a pedal consisten en un embudo de alimentación y en un disco para el desgranado que gira por medio de una manivela. El grano se retira a medida que pasa a través de la máquina. La producción con este tipo de desgranadora oscila entre 20 y 100 kg. de grano / hora. Los fabricantes locales, por lo general, disponen de este equipo. Las desgranadoras accionadas a energía operan de manera similar a las trilladoras, con cilindros rotatorios provistos de dientes de espiga, piezas de lija y cóncavos de metal. Las desgranadoras a motor no resultan apropiadas para el pequeño agricultor que trabaja individualmente. De manera que existe una gran variedad de maquinarias, para satisfacer las necesidades de un amplio grupo de trabajadores del sector agrícola, es por ello que se busca realizar para este Trabajo una Máquina Manual de Aletas Desgranadora de Fríjol, económica, sencilla y productiva, dirigida hacia los sectores agrícolas de bajos recursos económicos del amazonas venezolano u otras zonas del territorio Nacional para incentivar la creación de nuevas microempresas en el ramo agrícola.



Fuente : Procesamiento de Cereales / Intermediante Technology Development

Group; United Nations Development Fund for Women. - 2da.ed.- Lima: ITDG,1998.

1.2.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

FUDECI es una fundación que esta dedicada al mejoramiento de la calidad de vida de las comunidades rurales y urbanas de la región amazónica venezolana, a través del intercambio tecnológico para la creación de nuevas microempresas.

En el amazonas venezolano se presentan diversas características que predominan en la comunidad indígena, entre las cuales se pueden hacer mención a cuatro (04) que son fundamentales:

1. Modo de trabajo agrícola rudimentario.
2. Tecnología existente escasa.
3. Una demarcada dependencia del gobierno.
4. Un nivel de ingreso económico bajo.

En la región del amazonas venezolano prevalece la actividad agrícola, ésta no ha sido desarrollada adecuadamente ya que no cuenta con los recursos tecnológicos y económicos.

De este hecho surge la necesidad de diseñar y construir una máquina manual que ayude al mejoramiento de la producción en el sector agrícola, específicamente adaptado a productores de pequeños plantíos de frijoles.

De tal manera que la Facultad de Ingeniería de la U.C.V. conjuntamente con la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V., se propusieron realizar una Máquina Manual con Aletas Desgranadora de frijol que se adapte a las necesidades de trabajo agrícola del amazonas venezolano.

1.3.- OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1.- Objetivo General:

Diseñar y construir una máquina manual de aletas para desgranar frijoles, que permita incrementar la producción de granos de la comunidad indígena venezolana.

1.3.2.- Objetivos Específicos:

- Identificar las necesidades en el sector agrícola, específicamente en la producción de granos.
- Evaluar las características físicas de la materia prima (La Vaina que cubre al frijol).
- Determinar los métodos de procesamiento rudimentarios en la obtención de los granos.
- Establecer que la tecnología mejorada reduce la mano de obra.
- Diseñar el modelo de la máquina manual con aletas desgranadora de frijol.
- Construir la máquina manual con aletas desgranadora de frijol y diseñar el manual de operaciones de la máquina.
- Analizar un estudio económico de la construcción de la máquina.

1.4.- ALCANCES Y LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN.

1.4.1.- ALCANCES.

1. Conocer la tecnología rudimentaria con sus ventajas y desventajas, que actualmente se emplea a nivel de conucos (huertos).
2. Determinar las características físicas de la vaina que cubre al frijol.
3. Evaluación de su capacidad con respecto a la producción de la materia prima.
4. Comparación del producto semiterminado (frijol) en función de la tecnología rudimentaria actual y a la introducción de la nueva tecnología de la máquina manual con aletas desgranadora de frijol.
5. Realizar el diseño de la maquina manual con aletas desgranadora de frijol.
6. Identificar el procedimiento de operación de la máquina, a través de un manual guía.
7. Realizar la construcción del modelo de la máquina.

1.4.2.- LIMITACIONES

Algunas de las limitaciones que existieron fue la poca documentación que existe sobre las maquinarias desgranadoras (Trilladoras) de accionamiento manual, que realice la función de separar los frijoles de la vaina, que los retiene direccionándolos a un sitio de recolección y paralelamente retenga a dichas vainas.

Ya que la mayoría de la información que existe es de maquinarias Trilladoras, accionadas a través de motores con potencias mayores de tres (03) HP y para producciones agrícolas a gran escala.

Por lo tanto el desarrollo de este trabajo va a ser netamente innovador en el diseño de la Máquina Manual de Aletas Desgranadora de Frijoles, por supuesto aplicando la Ingeniería Mecánica teórica como práctica.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1.- Consideraciones iniciales.

Los tiempos modernos, han orientado al ser humano actual, a llevar una vida automatizada, se puede decir que lo que él realiza, es producto de un proceso preconcebido para encaminarlo hacia ciertos logros.

Este modernismo rutinario ha alcanzado y subordinado a muchas ciencias, llegando hasta el diseño en el que ha incorporado toda una metodología de investigación, para la solución de un problema planteado, el cual podemos resumir en un gráfico (ver Anexo A), en el cual se muestran las etapas, que se han seguido en el proceso del presente diseño.

2.2.- Formulación del problema.

El diseñar y construir una máquina manual de aletas desgranadora de frijoles que ayude al mejoramiento de la producción en el sector agrícola, específicamente en el rublo del grano y adaptado a productores de granos a pequeña escala (conuqueros).

2.3.- Concepción del problema.

Ya descrito el problema a solucionar, se procede a generar la mayor cantidad de alternativas posibles de solución para el problema planteado, utilizando el **método de la tormenta de ideas**. Acatando las siguientes normas:

1. No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas, de manera de no preocuparse en defender una idea específica, sino por el contrario buscar nuevas ideas.
2. Tratar de generar ideas y exponerla lo más espontáneamente posible.
3. Se debe buscar cantidad de ideas, porque esto ayudará a evitar evaluarlas internamente y porque cantidad, en este caso genera calidad.
4. Se debe promover a construir sobre ideas ya establecidas, porque esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.

En el desarrollo del trabajo se obtuvo varias soluciones posibles del problema, pero se van a mencionar las tres más destacadas, que a continuación se definirán:

A) **Transporte y desgrane con un tornillo sin fin:**

Consiste en un tornillo sin fin colocado dentro de una carcaza circular de metal (ver figura N° 2.3.1), donde la mitad inferior se encuentra agujereada para permitir el paso de los granos que son separados de la vaina, por el efecto de fricción entre el tornillo sin fin y la carcaza, seguidamente la vaina (cáscara) separada del grano, al no poder pasar por los agujeros de la carcaza inferior es transportada a lo largo de dicha carcaza hasta el final de ésta y direccionada a un dispositivo de recolección.

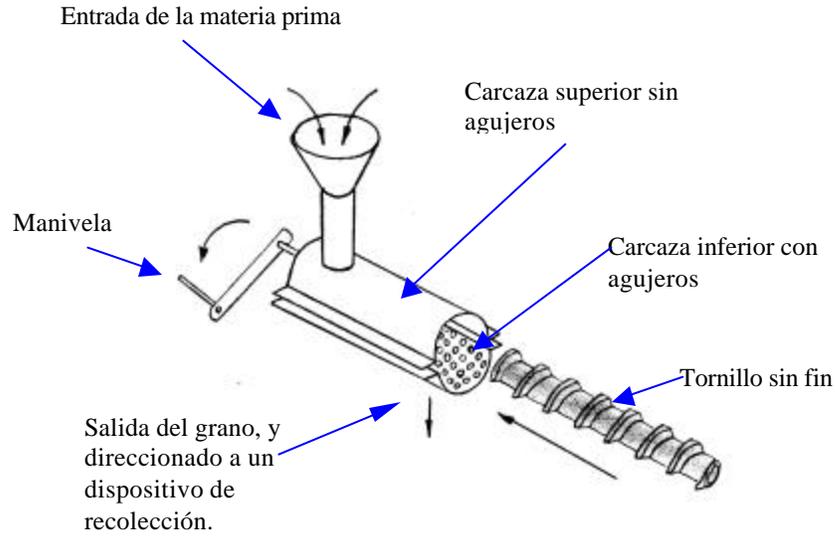


Figura N° 2.3.1. Transporte y desgrane con un tornillo sin fin. Fuente: Héctor Troya.

B) Rotor de Aletas de Goma acoplado a un eje horizontal:

Se fundamenta en un rotor con aletas de goma (ver Fig. N° 2.3.2), acoplado a un eje horizontal, el cual va ubicado en una carcasa circular con la zona inferior de geometría cóncava; la materia prima se introduce por la parte superior, cae por efecto de la gravedad y es presionada por la aletas de goma, seguidamente los granos son pasados por un tamiz y la vaina (cáscara) es succionada por efecto de un ventilador acoplado al sistema.

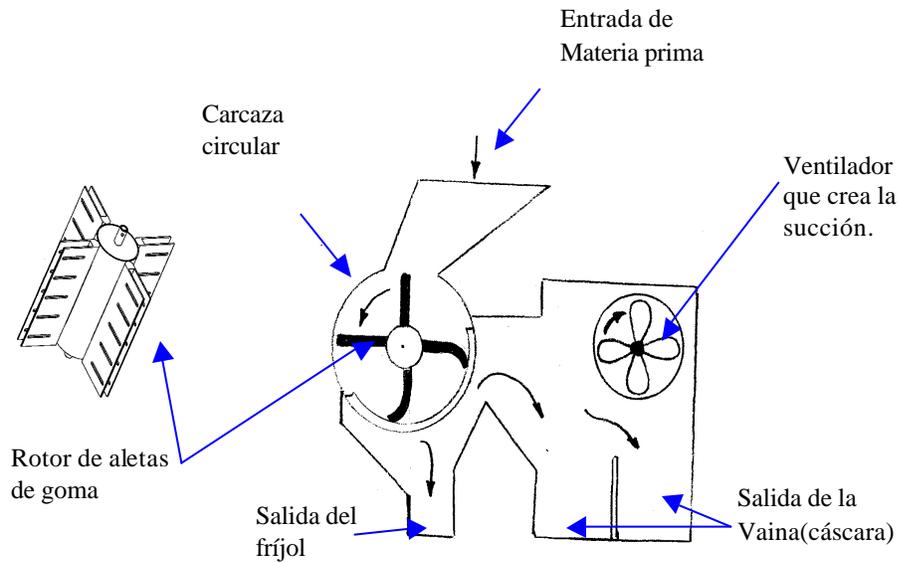


Figura N° 2.3.2 Rotor de Aletas de Goma acoplado a un eje horizontal. Fuente: Héctor Troya

C) Rotor de Aletas de metal acoplado a un eje Vertical:

Este reside en el desgranado del fríjol, el cual se realiza a través de un rotor con aletas de metal móviles, dispuesto verticalmente en una carcasa con aletas de metal fijas; posteriormente tanto los granos como las vainas caen por efecto de la gravedad y del golpeteo a unos conductos donde se efectúa la correspondiente separación del fríjol, a través de una serie de tamices y de un ventilador (ver Fig. N° 2.3.3).

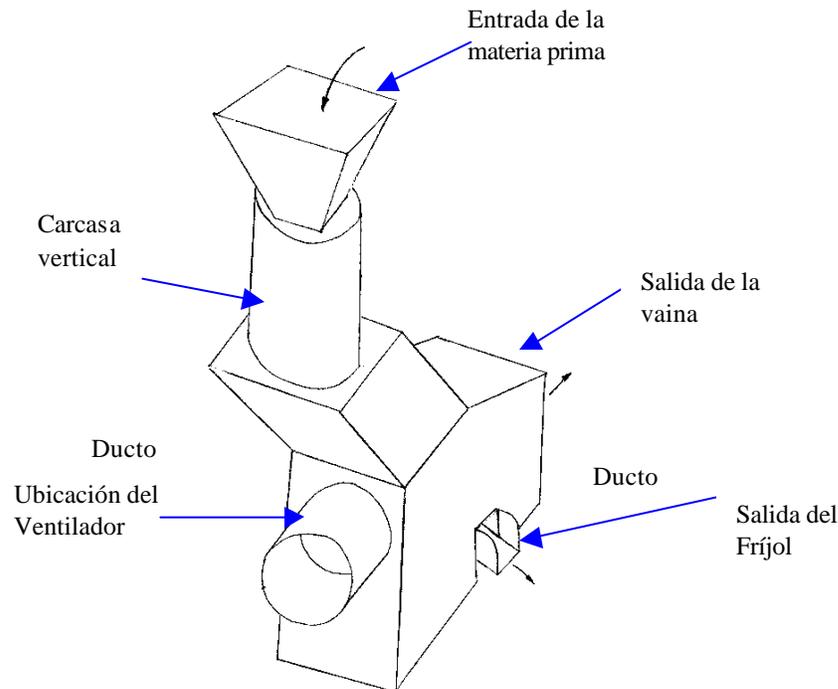


Figura N° 2.3.3 Rotor de Aletas de metal acoplado a un eje Vertical. Fuente: Héctor T.

2.4.- Selección de la Máquina.

EL método aplicado consiste en seleccionar los parámetros más importantes del problema y con información recabada de los criterios fijados por el usuario potencial, además de características fijadas por la Organización (FUDECI) y con una evaluación intuitiva, obtener una selección adecuada de la máquina a diseñar.

No hay procedimientos reconocidos para seleccionar máquinas agrícolas, pero será generalmente conveniente usar los mismos parámetros presentados al considerar la evaluación:

1. calidad de la máquina
2. performance técnica
3. costos y beneficios
4. amistad-usuario
5. apoyo operacional.

Los aspectos individuales (factores) pueden ser comparados bajo cada parámetro, máquina por máquina, en tanto detalle como sea deseado, sujeto a las limitaciones de la información reunida. La comparación se realizará en forma tabular de acuerdo a las tablas generadas correspondientes a cada parámetro, donde las evaluaciones son hechas a tres máquinas para un número de factores bajo cada parámetro. A cada factor se le asigna un porcentaje que va a depender de la opinión que expresan los usuarios aunado a las sugerencias de la organización (FUDECI). Y a cada máquina se le aplicará una escala de graduación de calidad, de la siguiente manera:

- a) 1 : Muy desfavorable
- b) 2 : Desfavorable
- c) 3 : Bueno
- d) 4 : Muy bueno
- e) 5 : Excelente.

Posteriormente se procederá a calcular el promedio ponderado a cada máquina, y la solución final (la mejor) será la que resulte con mayor promedio ponderado.

A continuación se procede a realizar la construcción de las tablas:

Calidad de la máquina				
Factores	(%)	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Calidad de los materiales	2	3	3	3
Calidad de la construcción	1	4	3	3
Disponibilidad y Calidad de los componentes	2	4	2	2
Confiabilidad	5	2	2	5
Total =	10			
Promedio ponderado =		0,28	0,23	0,38

Tabla N° 2.4.1

Performance técnica				
Factores	(%)	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Factibilidad de construcción.	11	2	3	3
Disponibilidad de construcción.	15	3	3	3
Utilidad de equipos complejos en la construcción.	1	2	2	2
Utilidad de personal especializado en la construcción.	3	3	3	3
Total =	30			
Promedio ponderado =		0,78	0,89	0,89

Tabla N° 2.4.2

Costos y beneficios				
Factores	(%)	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Costos de materiales (Estructura básica).	5	3	2	2
Costos de materiales (Elementos principales).	15	1	2	4
Costos de materiales (Elementos complementarios).	5	3	3	3
Alta competitividad con el trillado a mano.	15	4	4	4
Total =	40			
Promedio ponderado =		1,05	1,15	1,45

Tabla N° 2.4.3

Amistad – usuario				
Factores	(%)	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Rápida adaptación al uso del equipo.	3	4	4	4
Facilidad en el ajuste de los elementos de la máquina.	3	3	3	4
Desarme y armado de los elementos que requieren limpieza, reparación o cambio.	4	4	4	4
Total =	10			
Promedio ponderado =		0,37	0,37	0,4

Tabla N° 2.4.4

Apoyo operacional				
Factores	(%)	Modelo A	Modelo B	Modelo C
Asistencia escrita del manual e operación del equipo.	1	4	4	4
Facilidad en el manejo de la máquina.	6	4	3	3
Menor cantidad de operaciones en el equipo para obtener el producto final.	3	4	3	2
Total =	10			
Promedio ponderado =		0,4	0,31	0,28

Tabla N° 2.4.5

El cálculo **promedio ponderado total (PPT)**, aplicado al modelo A, se realizó de la siguiente manera:

$$PPT_A = \frac{1 \cdot 4}{100} + \frac{6 \cdot 4}{100} + \frac{3 \cdot 4}{100} + \frac{3 \cdot 3}{100} + \frac{2 \cdot 2}{100}$$

$PPT_A = 2,88$

De igual manera se procedió a calcular el promedio ponderado total, correspondientes a los modelos B y C, resumiendo los resultados en la siguiente tabla.

	Modelo A	Modelo B	Modelo C
PPT =	2,88	2,95	3,4

Tabla N° 2.4.6

Puesto que el **modelo C** fue el que arrojó mayor promedio ponderado total, de acuerdo a los resultados recabados en la tabla N° 2.4.6, éste será el patrón en el diseño de la máquina manual de aletas desgranadoras de frijoles.

CAPÍTULO III

3.1.- DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA MANUAL DE ALETAS DESGRANADORAS DE FRIJOLES

La máquina constituida de una estructura de transmisión de potencia y otra de trabajo que conjuntamente forman una estructura general.

3.1.1.- Estructura de Transmisión de potencia.

La estructura de transmisión de potencia consta de una manivela y de cuatro (04) árboles (ejes que transmiten torque), que se encargarán de transmitir la potencia suministrada por el operario, a los distintos elementos de la estructura de trabajo.

3.1.1.1.- Manivela.

Es el elemento manual que inicia la transmisión de la potencia ejercida por el usuario.

3.1.1.2.- Árbol N° 1, transmisor de potencia.

Las revoluciones por minuto que son transmitidas por el usuario al accionar la manivela, es transmitida y multiplicada en este eje, a través de una polea, debido a las condiciones imperantes de trabajo.

3.1.1.3.- Árbol N° 2, transmisor y multiplicador de velocidad.

La potencia al igual que las r.p.m., proveniente del árbol N° 1, es redistribuida al árbol N° 3 y N° 4 respectivamente, a través de un juego de poleas.

3.1.1.4.- Árbol N° 3, transmisor de potencia secundario.

Este árbol se encarga de transmitir la potencia procedente del árbol N° 2, al árbol N° 5.

3.1.1.5.- Árbol N° 4, transmisor de potencia final.

La potencia al igual que las r.p.m., proveniente del árbol N° 2, es transmitida a la hélice, que tiene la función de generar el flujo de aire que separará el polvo y pequeñas impurezas, de los granos.

3.1.2.- Estructura de Trabajo.

La estructura de trabajo es la encargada de realizar la labor de desgranar los frijoles, además de separar los granos de la vaina que los retiene, y se encuentra dividida en tres (03) sectores.

3.1.2.1.- Primer sector (Entrada de la materia prima).

Donde se va a agregar las vainas secas de frijol (Tolva).

3.1.2.2.- Segundo sector (Desgranado).

Está constituido por un Tambor colocado en posición vertical para aprovechar el efecto de la gravedad, en el cual van colocadas treinta y dos (32) aletas de metal fijas y un rotor con veinte (20) aletas de metal móviles que van separadas convenientemente y entrecruzadas con las aletas fijas (soldadas al Tambor), de tal manera que actúen como una escardilla que golpea y abre las vainas secas para liberar a los frijoles (Desgranarlos).

Cabe recalcar que el rotor con veinte (20) aletas de metal móviles, va acoplado al árbol N° 5, el cual recibe la potencia transmitida por el árbol N° 3.

3.1.2.3.- Tercer sector (Separación).

A continuación tanto la vaina como el grano (mezclados), caen bajo la acción de la gravedad y se aceleran por efecto de ésta y del

golpeteo, cayendo de un conducto de transporte a un conducto de separación, el cual posee una hélice en su inicio y a lo largo de éste dos tamices, que en conjunto, van a separar a las vainas rotas, los frijoles y el polvo.

CAPÍTULO IV

DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL GRANO Y DE LA CÁSCARA

4.1.- Adquisición de datos.

De acuerdo a la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) en su Boletín N° 84, se toma una muestra representativa del material en prueba, se separan a mano los granos y la paja (cáscara que envuelve el grano) y se mide el tamaño de 50 granos. De estas mediciones se calcula el diámetro y largo promedio (ver Anexo B-1).

4.2.- Tamaño Promedio de los granos.

El tamaño a calcular se le realizó a cinco (05) variedades de granos del sector agrícola venezolano, dentro de las cuales se encuentran: el frijól Negro, el frijól Bayo, la arveja amarilla entera, la Arvejas verdes entera y el frijól Blanco (ver Anexo C).

Se utilizó un vernier como instrumento de medición para determinar las longitudes y diámetros promedios respectivamente para cada grano.

Para obtener un tamaño representativo de la serie de datos, vamos a recurrir al uso del promedio aritmético, y de esta manera obtener el punto de equilibrio, el centro de gravedad de la serie.

Para ello recurrimos al uso de la siguiente fórmula

$$\bar{X} = \bar{X}_a = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{N}$$

, es decir, que el promedio aritmético es igual a cualquier valor escogido abreviadamente como promedio aritmético \bar{X}_a más la división de la suma de los desvíos tomados con respecto a dicha media $\sum_{i=1}^n x_i - \bar{X}_a$ entre el número de términos (N). Los resultados obtenidos para la longitud (L) y diámetro (D) del grano, se encuentran plasmadas en el Anexo B-2, en las respectivas Tablas, correspondientes a cada tipo de grano.

Posteriormente se determinó la desviación típica de la muestra para representar la medida absoluta de dispersión, ya que es la mejor que nos proporciona la variación de los datos con respecto a la promedio aritmética, su valor se encuentra en relación directa con la dispersión de los datos, a mayor dispersión de ellos, mayor desviación típica, y a menor dispersión, menor desviación típica. Para el cálculo de la desviación se utilizó la siguiente fórmula:

$$\frac{\sum_{i=1}^n x^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n x)^2}{n}}{n-1}$$

4.3.- Tamaño Promedio de la paja (cáscara que envuelve al grano).

Debido a la facilidad de adquisición de la cáscara del frijól negro (ver Anexo C), solo se le efectuaron las medidas respectivas a dicha cáscara y no al resto de las cinco variedades de granos, aunque cabe recalcar que poseen semejanza entre ellas.

Se utilizó un vernier como instrumento de medición para determinar las longitudes y anchos promedios. Igualmente se procedió al cálculo del promedio aritmético de la longitud (L) y del ancho (A) de la cáscara, tomando las mismas consideraciones especificadas en el punto 4.2., (ver Anexos B-3 y B-4).

CAPÍTULO V

MANIVELA, ELEMENTO PRINCIPAL TRASMISOR DE POTENCIA

5.1.- Análisis de la fuerza aplicada en la manivela.

Conforme a la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) en su Boletín N° 84, afirma que la fuerza corporal representa el potencial de la habilidad del cuerpo para ejecutar trabajo mecánico, el cual puede ejecutarse por medio del movimiento relativo entre miembros del cuerpo que pueden efectuarse solamente por la tensión y recogimiento de un músculo alrededor de una coyuntura (codo, rodilla) y acercando más los miembros o segmentos.

La carga de trabajo va a ser dinámica, debido a que los esfuerzos aplicados son variables más no estacionarios. La carga dinámica en el sentido mecánico convencional, se puede determinar midiendo la fuerza aplicada y la distancia a través de la cual se mueve y la demanda energética es el producto de estos dos y la tasa a la cual se degrada la energía entregada a la demanda de la potencia.

$$\text{Potencia} \approx \frac{\text{Energía}}{\text{tiempo}} \approx \frac{\text{Fuerza} \times \text{distancia}}{\text{tiempo}} \quad \text{Ec. (5-1)}$$

Se ha aceptado generalmente, que la producción de potencia mecánica humana en un día de trabajo es alrededor de 70 W. Sin embargo, este valor

probablemente se relaciona más con poblaciones vigorosas y saludables de países desarrollados que con obreros agrícolas de países en desarrollo. La evidencia reciente sugiere que 40W es un más real para los países en desarrollo (Dibbits, 1993).

El nivel de carga dinámica aceptable está influenciado por la duración de la tarea. Sobre períodos cortos la producción de potencia mecánica puede ser mucho mayor, por ejemplo muy aproximado a 3 kW instantáneamente, 1 kW por minuto o 400 W por una hora (Patrick, 1993), (ver Anexo K).

Por lo tanto, la demanda de la máquina no debe exceder una potencia de 400 W, de manera que el usuario pueda operar la maquinaria con comodidad.

Con respecto al diseño de los árboles, se va a asumir una potencia mecánica de 1000 W, ya que a futuro si en la zona llegase energía eléctrica, podrían adaptarle un motor eléctrico y en relación a las revoluciones por minuto (r.p.m.) se asume un valor de 60 r.p.m, ya que es aceptable que una persona haga girar la manivela sesenta (60) veces en un minuto. Pero con respecto al dimensionado de la manivela vamos a considerar una fuerza derivada de una potencia mecánica de 400 W.

5.1.1.- Cálculo de la fuerza aplicada en la manivela.

$\omega = 60 \text{ r.p.m.}$

Potencia = 400 W;

De acuerdo al momento rotacional y de torsión T que corresponde a la potencia en watts, tenemos que:

$$T = \frac{9,55 \text{ Potencia}}{?} \quad \text{Ec. (5 ? 2)}$$

$$T = \frac{9,55 \cdot 400}{60} = 63,67 \text{ N.m}$$

$$T = 63,67 \text{ N.m}$$

Ahora, con este Torque procedemos a calcular la fuerza aplicada en la manivela (ver anexo C-1 y anexo C-2), para mayor claridad.

$$T = f \cdot \frac{320}{1000} \quad f = 0,32 \quad f = \frac{T}{0,32} = \frac{63,67}{0,32} = 198,97 \text{ N}$$

$$f = 198,97 \text{ N (20,29 Kgf)}$$

5.1.2.- Cálculo del diámetro de barras que componen la manivela.

Una vez realizado el diagrama de cuerpo libre (ver anexo C-2), se determinó las fuerzas, momentos y torques actuantes en los elementos EF y ED generados por el efecto de la fuerza “f”, tomando en consideración que la suma de todos los vectores fuerza externos que actúan, sobre un sistema en equilibrio, es igual a cero y que la suma de todos los vectores momentos externos que actúan, sobre un sistema en equilibrio, es igual a cero, la cual genera las siguientes ecuaciones:

$$\sum_{i=1}^n F_x = 0 \quad \text{Ec. (5 ? 3)}$$

$$\sum_{i=1}^n M_x = 0 \quad \text{Ec. (5 ? 4)}$$

Para el cálculo del diámetro de las barras que conforman la manivela se realizaron las siguientes consideraciones:

1. No se consideró el peso de las barras por ser despreciables.
2. Se va a trabajar con un acero 1045 (AISI), con una resistencia a la fluencia de: $S_y = 310 \text{ MPa}$. Y $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$.

3. Vamos a asumir un factor de seguridad (FS) = 1, ya que a la hora de una falla no existe peligro de vida humana, aparte de reducir los costos.
4. Para el diagrama de cuerpo libre de la barras FE y ED, se van a asumir empotradas en un extremo y libre en el otro (en voladizo).

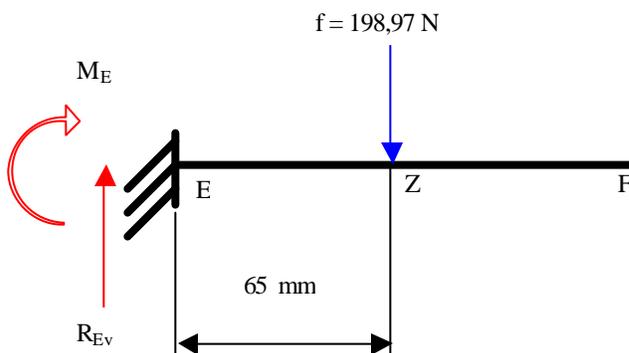


Figura N° 5.1.2.1. Diagrama de cuerpo libre de la barra FE

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ey} - 198,97 \text{ N} = 0 \quad R_{Ey} = 198,97 \text{ N}$$

$$\text{(sentido horario positivo)} \quad \sum M_E = 0 \quad 198,97 \text{ N} \cdot 65 \text{ mm} - M_E = 0$$

$$M_E = 12933,05 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Debido a que en los elementos de estudio están presentes los esfuerzos normales por flexión, se tiene que:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} ; \quad \text{Ec. (5.5)}$$

La ecuación (5-5) establece que el esfuerzo por flexión s es directamente proporcional a la distancia “ c ” desde el eje neutro y al momento flexionante M , además se tiene por costumbre escribir la ecuación (5-5) de la siguiente forma:

$$s = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{Z} \quad \text{Ec. (5-6)}$$

Donde $Z = I/c$ se llama módulo de sección.

De la ecuación (5-5) se tenemos que $s = \frac{M_E}{I/c}$ donde $\frac{I}{c} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

$s = \frac{32 \cdot M_E}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 12933,05}{\pi \cdot d^3}$ y despejando a “ d ” queda que:

$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12933,05}{\pi \cdot s}}$, donde $s = \frac{S_y}{FS}$

$$s = \frac{310 \text{ MPa}}{1} = 310 \text{ MPa} \quad d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12933,05 \text{ N}\cdot\text{mm}}{\pi \cdot 310 \text{ N/mm}^2}}$$

$d = 7,52 \text{ mm.}$

Por lo tanto, se selecciona el diámetro inmediato superior de 9,5 mm, (ver Anexo L).

De igual manera se procede para la barra ED.

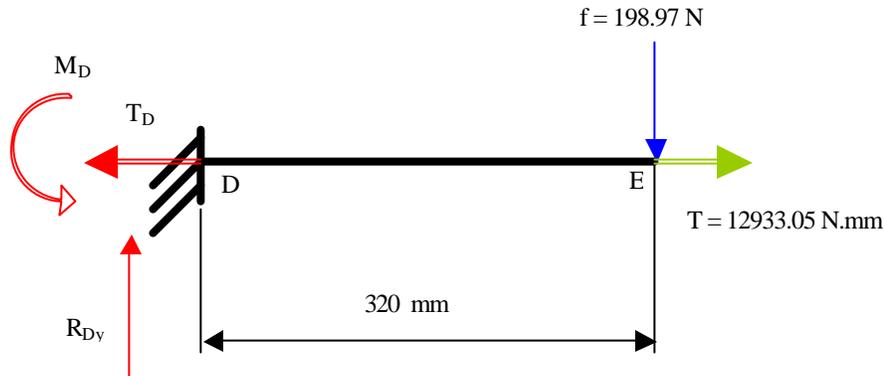


Figura N° 5.1.2.2. D.C.L. de la barra ED

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Dy} - 198,97 \text{ N} = 0 \quad R_{Dy} = 198,97 \text{ N}$$

$$\text{(sentido horario positivo)} \quad \sum M_D = 0 \quad 198,97 \text{ N} \cdot 320 \text{ mm} - M_D = 0$$

$$M_D = 63670,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

De la ecuación (5.5) se tiene que $s = \frac{M_D}{I/c}$ donde $\frac{I}{c} = \frac{p \cdot d^3}{32}$

$$s = \frac{32 \cdot M_D}{p \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 63670,4}{p \cdot d^3} \text{ y despejando a "d" queda que:}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 63670,4}{p \cdot s}}, \text{ donde } s = \frac{S_y}{FS}$$

$$s = \frac{310 \text{ MPa}}{1} = 310 \text{ MPa} \quad d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 63670,4 \text{ N}\cdot\text{mm}}{p \cdot 310 \text{ N/mm}^2}}$$

$d = 12,79 \text{ mm}$

Por lo tanto, se selecciona el diámetro de 12,7 mm, (ver Anexo L).

Debido a que la acción de la carga hace que el elemento experimente una torcedura con respecto al eje “x” entonces se está en presencia de un vector momento torsionante, el cual se expresa de la siguiente manera:

$$t = \frac{T \cdot r}{J} \tag{Ec. (5-7)}$$

Donde “J” que es el momento polar de inercia del área transversal, se puede expresar para una sección circular maciza de la siguiente forma:

$$J = \frac{\rho \cdot d^4}{32} \tag{Ec. (5-8)}$$

$$T_D = 12933,05 \text{ N.mm}$$

De la ecuación (5-7) tenemos que $t = \frac{T \cdot r}{J}$

y la ecuación (5-8) se tiene que $J = \frac{\rho \cdot d^4}{32}$ sustituyendo este valor de "J" en la ecuación (5-7) nos queda que :

$$t = \frac{T \cdot 16}{\rho \cdot d^3}, \text{ sustituyendo valores se tiene que: } t = \frac{12933,05 \cdot 16}{\rho \cdot (12,79)^3}$$

$$t = 31,48 \text{ N.mm.}$$

$$\text{Se tiene que: } t_{adm} = \frac{s_{adm}}{2 \cdot FS} = \frac{310 \text{ MPa}}{2 \cdot 1} = 155 \text{ MPa} \quad t_{adm} = 155 \text{ MPa}$$

$t < t_{adm}$ "NO FALLA".

Consecuentemente se va a construir la manivela con barras 1045 (AISI) de 12,7 mm de diámetro, las cuales van a requerir de conectores para su unión. Con respecto al conector entre las barras FE y ED, se

utilizará una barra maciza redonda (AISI 1045), al igual que para el conector entre la barra ED y el árbol N° 1. En los planos N° 8-1 y N° 8-2, se pueden observar los detalles del mecanizado que se requirieron efectuar en dichos conectores para acoplar las barras FE y ED con el árbol N° 1.

CAPÍTULO VI

ÁRBOL N° 1: TRANSMISOR PRINCIPAL DE POTENCIA

6.1.- Descripción.

Este árbol cumple con la función de transmitir la potencia mecánica suministrada por el usuario, además de aumentar las r.p.m., a través, de una polea.

6.2.- Material utilizado.

Se va a requerir un acero al carbono AISI 1045, muy utilizado en la industria metalmecánica, sobre todo en elementos con exigencias medianas como: ejes, árboles, piezas prensadas, etc.

Además de lo anterior, es un material de fácil accesibilidad en el mercado metalmecánico aunado a su bajo costo.

6.3.- Cálculos.

6.3.1.- Análisis del torque aplicado.

$$\omega = 60 \text{ r.p.m.}$$

Potencia = 1000 W; de acuerdo a la ecuación (5-2), se tiene que:

$$T = \frac{9,55 \cdot \text{Potencia}}{\omega} = \frac{9,55 \cdot 1000}{60} = 159,17 \text{ N.m}$$

$$T = 159,17 \text{ N.m}$$

6.3.2.- Consideraciones iniciales.

Para el cálculo del diámetro del árbol se realizaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El árbol N° 1 va a recibir un torque máx. de 159,17 N.m. y un torque mín. de 29,59 N.m.
- 2.- Se consideró el peso de la barra, distribuido uniformemente a lo largo de ésta.
- 3.- La resistencia a la fluencia del material: $S_y = 310$ MPa.
- 4.- Para el diagrama de cuerpo libre del árbol, se va a asumir con una articulación plana en uno de sus apoyos y en el otro una articulación tipo rodillo.
- 5.- Inicialmente vamos a asumir un diámetro de 25,4 mm, lo que implica una carga distribuida a lo largo del árbol de 3,97 kg/m, de acuerdo a las especificaciones del fabricante (ver Anexo L).

6.3.3.- Determinación de las fuerzas generadas en la correa de la polea de transmisión N° 1.

Antes de determinar el diámetro del árbol debemos calcular las fuerzas generadas en la polea de transmisión, las cuales se pueden observar en la figura N° 6.3.3.1.

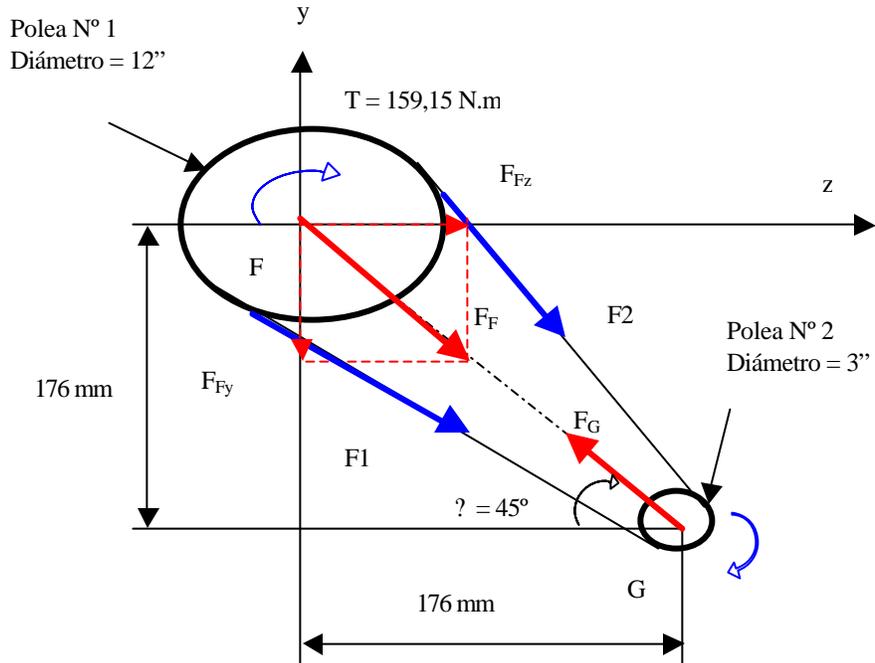


Figura N° 6.3.3.1. Fuerzas generadas en la correa de la polea de transmisión.

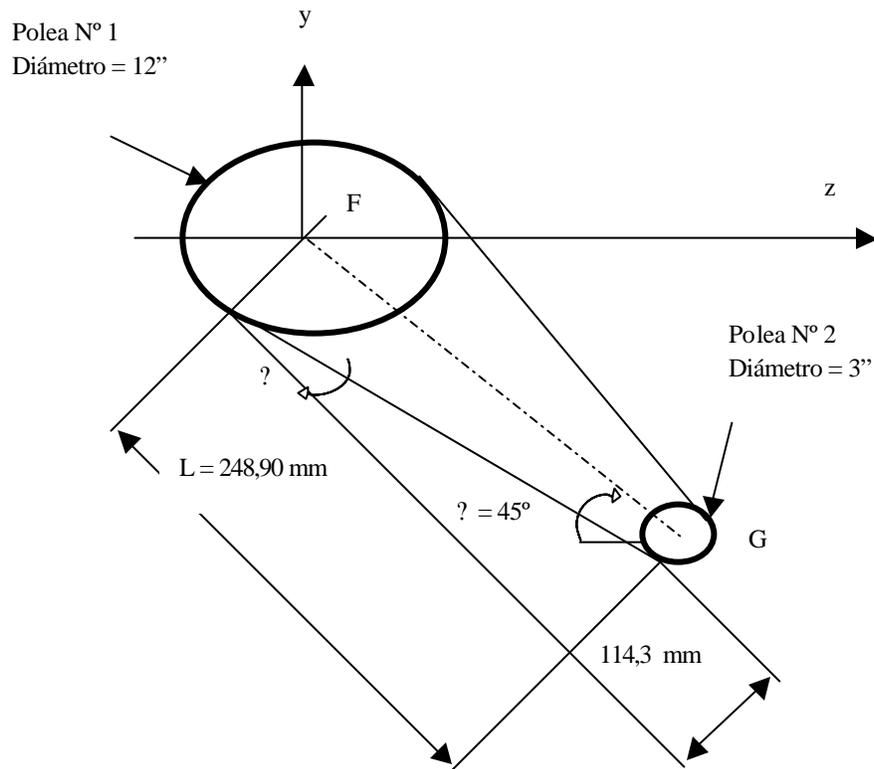


Figura N° 6.3.3.2. Ubicación de los centros de las poleas N° 1 y N° 2.
De acuerdo a la figura N° 6.3.3.1 y N° 6.3.3.2, se tiene que:

$$a = \arctan \frac{176}{176} = 45^\circ \quad a = 45^\circ$$

$$\sin 45^\circ = \frac{176}{L} \quad L = \frac{176}{\sin 45^\circ} = 248,90 \text{ mm} \quad L = 248,90 \text{ mm}$$

$$\theta = \arctan \frac{114,3}{248,90} = 24,66^\circ \quad \theta = 24,66^\circ$$

De acuerdo a la ecuación (5-1), se tiene que:

$$F_F = F_G = 0 \quad F_F = F_G = (F_1 - F_2) \cos \theta$$

$$T_F = (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} \cos \theta$$

$$T_G = (F_1 - F_2) \frac{d_2}{2} \cos \theta$$

$$\text{Fuerza de Tracción: } F_{No} = (F_1 - F_2) \cos \theta$$

Como $\cos(24,66^\circ) = 0,91 > 1,0$ y la polea es en "V", queda:

$$F_1 = 5 F_2 \quad F_G = C F_N \quad C = \frac{F_G}{F_N} = C = \frac{(F_1 - F_2)}{(F_1 - F_2)}$$

$$C = \frac{6 F_2}{4 F_1} = 1,5 \quad C = 1,5 \quad T_F = T_G = 1,5 F_N$$

$$F_N = \frac{T_F}{\cos \theta} = \frac{T_G}{\cos \theta} = T_G \frac{\cos \theta}{\cos \theta} = T_G$$

$$T_G = \frac{159,17 \frac{m^3}{s^2}}{\frac{12 \times 10^{-3}}{2}} = 39,79 \text{ N.m} \quad T_G = 39,79 \text{ N.m}$$

$$F_{No} = \frac{T_F}{\frac{d1}{2}} = \frac{159,17}{\frac{304,8 \times 10^{-3}}{2}} = 1044,42 \text{ N} \quad F_{No} = 1044,42 \text{ N}$$

$$F_{No} = (F1 + F2) \quad F_{No} = 5 \times F2 = 4 \times F2 \quad F2 = \frac{F_{No}}{4} = \frac{1044,42}{4}$$

$$F2 = 261,11 \text{ N} \quad F1 = F_{No} = F2 = F1 = 1044,42 + 261,11 = 1305,53 \text{ N}$$

$$F1 = 1305,53 \text{ N} \quad F_F = F_G = C \times F_{No} = 1,5 \times 1044,42 = 1566,63 \text{ N}$$

$$F_F = F_G = 1566,63 \text{ N}$$

Ahora se descompone a las fuerzas F_F en las direcciones "y" y "z".

$$\sin 45^\circ = \frac{F_{Fz}}{F_F} \quad F_{Fz} = F_F \times \sin 45^\circ = 1566,63 \times \sin 45^\circ = 1107,79 \text{ N}$$

$$F_{Fz} = 1107,79 \text{ N}$$

$$\cos 45^\circ = \frac{F_{Fy}}{F_F} \Rightarrow F_{Fy} = F_F \cdot \cos 45^\circ = 1566,63 \cdot \cos 45^\circ = 1107,79 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{Fy} = 1107,79 \text{ N.}$$

De manera análoga se va a calcular las fuerzas F_{Fy} y F_{Fz} en la correa de la polea N° 1, pero con un **Torque mínimo** para lograr hacer girar la manivela con un valor de $T_x = 21,59 \text{ N.m}$.

Los resultados de los cálculos se reflejan en la tabla N° 6.3.3.1.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	FFy (N)	FFz (N)
159,17	1107,79	1107,79
21,59	75,13	75,13

Tabla N° 6.3.3.1. Fuerzas F_{Fy} y F_{Fz} generadas en la correa de la Polea N°1, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

6.3.4.- Determinación de las fuerzas cortantes y Momentos flectores del árbol N° 1.

Una vez determinada las cargas actuantes en el árbol N° 1, y las reacciones en los puntos de apoyo “A” y “C”, derivadas de la utilización de las ecuaciones de equilibrio (5-1) y (5-2), se procedió a realizar el

diagrama de la fuerza cortante y momento flector del árbol N° 1, considerando que la fuerza cortante y el momento flexionante están relacionados por la ecuación: $V = dM / dx$; Ec. (6-1)

y la cual puede escribirse como: $\frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} = -q$; Ec. (6-2)

donde “q” es una carga vertical hacia abajo en unidades de fuerza por unidad de longitud. Además que al integrar de acuerdo a las ecuaciones (6-1) y (6-2), se obtienen otras relaciones, tales como:

$$\int_{V_A}^{V_B} dV = \int_{X_A}^{X_B} -q \cdot dx \Rightarrow V_B - V_A = Ec. (6-3)$$

que establece que el cambio de la fuerza cortante desde A hasta B es igual al área del diagrama de cargas entre X_A y X_B .

En forma análoga

$$\int_{M_A}^{M_B} dM = \int_{V_A}^{V_B} V \cdot dx \Rightarrow M_B - M_A = Ec. (6-4)$$

que expresa que el cambio en el momento flexionante desde A hasta B es igual al área del diagrama de fuerzas cortantes entre X_A y X_B (Estos puntos A y B son arbitrarios). Los diagramas de corte y momento se pueden observar en el anexo D y los resultados de los cálculos con respecto a los Momentos flectores y Torques se reflejarán en las tablas N° 6.3.4.1 y N° 6.3.4.2.

Puntos	Momento Flector (N.mm)		Tx (N.mm)
	Mxz	Mxy	
D	0,00	32327,10	159170,00
A	34410,66	32327,10	159170,00
F	21234,31	75927,58	159170,00
C	7,06	0,00	0,00

Tabla N° 6.3.4.1. Momentos flectores debido a la aplicación del torque máximo.

Puntos	Momento Flector (N.mm)		Tx (N.mm)
	Mxz	Mxy	
D	0,00	4385,55	21590,00
A	4751,61	4385,55	21590,00
F	304,85	6955,39	21590,00
C	7,06	0,00	0,00

Tabla N° 6.3.4.2. Momentos flectores debido a la aplicación del torque mínimo.

6.3.5.- Determinación del diámetro del árbol N° 1.

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo, vamos a obtener los esfuerzos medios y alternantes, de manera que análogamente a las

ecuaciones (6-5) y (6-6) aplicadas a los esfuerzos medio y alternante respectivamente, se determinarán los momentos y torques correspondientes.

$$s_m = \frac{s_{\text{máx.}} + s_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-5)}$$

$$s_a = \frac{s_{\text{máx.}} - s_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-6)}$$

$$M_m = \frac{MR_{\text{máx.}} + MR_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-7)}$$

$$M_a = \frac{MR_{\text{máx.}} - MR_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-8)}$$

$$T_m = \frac{T_{\text{máx.}} + T_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-9)}$$

$$T_a = \frac{T_{\text{máx.}} - T_{\text{mín.}}}{2} \tag{Ec(6-10)}$$

La máxima combinación de Momentos flectores se obtendrá con el uso de la siguiente ecuación: $MR = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$, Ec. (6-11).

De manera que en la tabla 6.3.5.1, se mostrarán los resultados de la utilización de las ecuaciones Ecs. (6-7) hasta la Ec. (6-11).

Puntos:	D	A	F	C
$MR_{m\acute{a}x.} =$ (N.mm)	32327,10	47213,72	78840,94	7,06
$MR_{m\acute{i}n.} =$ (N.mm)	4385,55	6466,13	6962,07	7,06
$Ma =$ (N.mm)	18356,33	26839,92	42901,50	7,06
$Mm =$ (N.mm)	13970,78	20373,79	35939,43	0,00
$T_{m\acute{a}x.} =$ (N.mm)	159170,00	159170,00	159170,00	0,00
$T_{m\acute{i}n.} =$ (N.mm)	21590,00	21590,00	21590,00	0,00
$Ta =$ (N.mm)	90380,00	90380,00	90380,00	0,00
$Tm =$ (N.mm)	68790,00	68790,00	68790,00	0,00

Tabla N° 6.3.5.1. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques.

Debido a que en nuestro árbol rotatorio se encuentra cargado por momentos estacionarios de flexión y torsión actuarán esfuerzos por flexión completamente invertida, debido a la rotación del árbol, pero el esfuerzo torsional permanecerá constante. De manera que se va a utilizar una de las relaciones más útiles, el cual es la combinación de la teoría de la energía de distorsión para el esfuerzo y la línea de Goodman modificada para la

resistencia a la fatiga. A fin de desarrollar esto, se usa las dos ecuaciones (6-11) y (6-12), para obtener los esfuerzos de Von Mises Ec. (6-13).

$$s_m = \frac{32 M_m}{p d^3} \quad t_m = \frac{16 T_m}{p d^3} \quad \text{Ec. (6-11)}$$

$$s_a = K_f \cdot \frac{32 M_a}{p d^3} \quad t_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{p d^3} \quad \text{Ec. (6-12)}$$

$$s_a = \frac{16}{p d^3} \sqrt{4 K_f^2 M_a^2 + 3 K_{fs}^2 T_a^2} \quad \text{Ec. (6-13)}$$

$$t_a = \frac{16}{p d^3} \sqrt{4 M_m^2 + 3 T_m^2}$$

Ahora se sustituye la ecuación (6-13) en la relación de Goodman modificada Ec. (6-14), y se obtienen las ecuaciones para determinar el diámetro.

$$\frac{n \cdot s_a}{s_e} + \frac{n \cdot s_m}{s_{ut}} = 1 \quad \text{Ec. (6-14)}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 n}{p} \sqrt{\frac{K_f^2 M_a^2}{4} + \frac{3 K_{fs}^2 T_a^2}{4}} + \frac{M_m}{S_{ut}} + \frac{3 T_m}{4 S_{ut}}}$$

$$\text{Ec. (6-15)}$$

Antes de realizar el cálculo del diámetro del árbol, se deben considerar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Con base a lo anterior se obtiene que:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_R \cdot K_e \cdot S_\epsilon \quad \text{Ec. (6-16)}$$

El Límite de Resistencia a la fatiga $S_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 570 = 287,28 \text{ Mpa}$.

Factor de superficie: (K_a)

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$ Ec. (6-17)
 Debido a que el árbol se le practicó un maquinado; $a = 4,51 \text{ MPa}$ y
 $b = -0,265$.
 $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$.

$$K_a = 4,51 \cdot 570^{-0,265} = 0,839 \quad K_a = 0,839$$

Factor de tamaño: (K_b)

$$K_b = \frac{d^{0,1133}}{0,3} \quad (in) \quad 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \quad Ec. (6-18)$$

$$K_b = \frac{d^{0,1133}}{7,62} \quad (mm) \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

Se va a asumir inicialmente un diámetro del árbol de 1 in (25,4 mm), por lo tanto:

$$K_b = \frac{25,4^{0,1133}}{7,62} = 0,872 \quad K_b = 0,872$$

Factor de carga: (K_c)

$K_c = 0,577$; debido a que existe una carga de torsión.

Factor de temperatura: (K_d)

Este factor depende de los efectos de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero (S_T) y de la resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo (S_{RT}).

En el lugar de trabajo existe una temperatura promedio de 30°C , por lo tanto $K_d = 1,003$.

Factor de confiabilidad: (K_R)

Debido a que el trabajo de maquinado no requiere de una precisión altísima, se puede estimar un 90% de confiabilidad, de manera que:

$$K_R = 0,897.$$

Factor de efectos diversos: (K_e)

Este factor depende de la concentración de esfuerzos, y viene dado por la siguiente expresión:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \cdot q \cdot K_t \quad \text{Ec. (6?19)}$$

$$K_f = 1 + q \cdot K_t - 1 \quad \text{Ec. (6?20)}$$

Donde:

K_e : Factor de reducción de la resistencia a la fatiga.

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga.

q : Sensibilidad a la entalla.

Se va a considerar en las secciones donde no existe entalladura, un valor de $q = 0$, por lo tanto $K_f = 1$, y en las secciones donde existe entalladura (todas las entalladuras el radio no sobrepasa el valor de $Q2$

mm), entonces tenemos un valor de $q = 0,6$ y $K_t = 1,6$; resultando un valor de $K_f = 1,36$.

Con el uso de la ecuación (6-15) y de los resultados anteriores, se obtienen los diámetros requeridos bajo las solicitaciones especificadas para cada sección, los cuales se muestran en la tabla N° 6.3.5.2.

Sección	D	A	F	C
d (mm) =	21,77	24,25	22,57	1,03

Tabla N° 6.3.5.2. Resultados del diámetro requerido en cada sección del árbol N° 1.

Por lo tanto, se va a trabajar con el mayor diámetro de todas las secciones, lo que implica que $d = 24,25$ mm, pero debido a que en el mercado metalmecánico no existe ese tamaño nos vamos por un diámetro mayor a 24,25 mm y que sea estándar en el mercado, es decir, **d = 25,4 mm**, (ver Anexo L).

En el plano N° 3, se pueden observar los detalles del mecanizado en el árbol N° 1.

CAPÍTULO VII

ÁRBOL N° 2: TRANSMISOR Y MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD

7.1.- Descripción.

La potencia al igual que las r.p.m., proveniente del árbol N° 1, se transmite al árbol N° 2 y de este se redistribuye a los árboles N° 3 y N° 4 respectivamente, a través de un juego de poleas.

7.2.- Material utilizado.

Se va a requerir un acero al carbono AISI 1045, muy utilizado en la industria metalmeccánica, sobre todo en elementos con exigencias medianas como: ejes, árboles, piezas prensadas, etc.

7.3.- Cálculos.

7.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en las correas de las poleas de transmisión N° 2, N° 3 y N° 5.

De la figura N° 6.3.3.1 se tienen las fuerzas generadas en las poleas de transmisión N° 1 y N° 2, estando esta última acoplada al árbol N° 2, de manera que se van a colocar los resultados de los torques y fuerzas

generadas en la tabla N° 7.3.1.1; cálculos realizados análogamente a los desarrollados en el punto 6.3.3 del capítulo VI.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	FGy (N)	FGz (N)
39,79	1107,79	1107,79
5,40	75,13	75,13

Tabla N° 7.3.1.1. Fuerzas F_{Gy} y F_{Gz} generadas en la correa de la Polea N°2, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

De igual forma en el árbol N° 2 está acoplada la polea N° 5, la cual consume un torque de $T_I = 1,89$ N.mm, cálculo efectuado similarmente al referido en el punto 6.3.3 del capítulo VI; ahora bien, este torque genera unas fuerzas constantes F_{Iz} y F_{Iy} , independientemente de los torques máximo y mínimo aplicados en el árbol N° 1. Los resultados de los torques y fuerzas generadas en la correa de la polea N° 5, se mostrarán en la tabla N° 7.3.1.2.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	F_{Iy} (N)	F_{Iz} (N)
39,79	15,06	10,91
5,40	15,06	10,91

Tabla N° 7.3.1.2. Fuerzas F_{Iy} y F_{Iz} generadas en la correa de la Polea N° 5, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

Una vez conocidos los torques en el punto “G” e “I”, por sumatoria de torques en equilibrio se tiene que: $T_G + T_H + T_I = 0$ $T_H = T_G + T_I$
 Y los resultados se mostrarán en la tabla N° 7.3.1.3.

Torques:	TG (N.mm)	TI (N.mm)	TH (N.mm)
Máximo =	39,79	1,89	37,79
Mínimo =	5,40	1,89	3,51

Tabla N° 7.3.1.3. Torques transmitidos en las poleas N° 2, N° 3 y N° 5.

Una vez determinados los torques actuantes en el árbol N° 2, se procederá al cálculo de las fuerzas generadas en las poleas N° 3 y N° 4, de acuerdo a lo especificado en el punto 6.3.3 el capítulo VI. Los resultados de dichas fuerzas se muestran en las tablas N° 7.3.1.4 y N° 7.3.1.5.

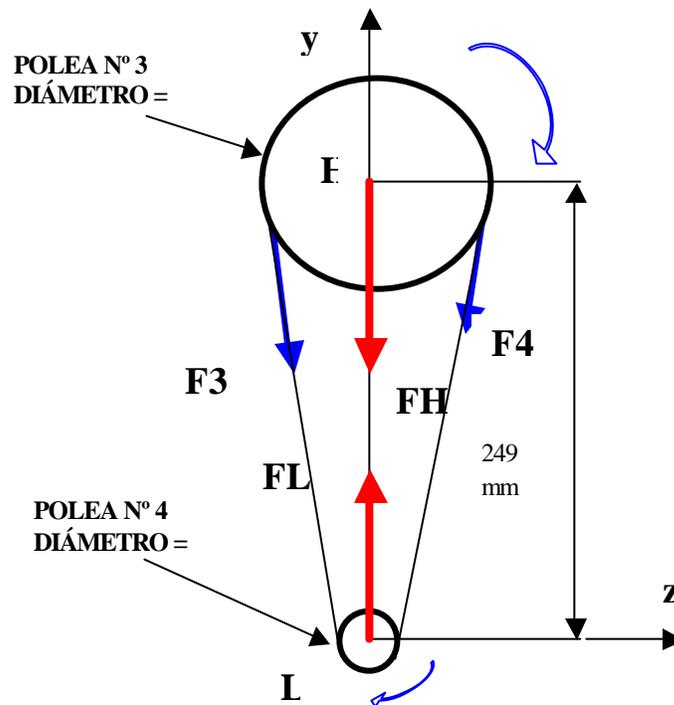


Figura N° 7.3.1.1. Fuerzas generadas en las correas de las poleas de transmisión.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	F _{Hy} (N)	F _{HZ} (N)
37,79	587,45	0,00
3,51	51,83	0,00

Tabla N° 7.3.1.4. Fuerzas F_{Hy} y F_{Hz} generadas en la corra de la Polea N° 3, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	F _{Ly} (N)	F _{Lz} (N)
37,79	587,45	0,00
3,51	51,83	0,00

Tabla N° 7.3.1.5. Fuerzas F_{Ly} y F_{Lz} generadas en la corra de la Polea N° 4, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

7.3.2.- Consideraciones iniciales.

Para el cálculo del diámetro del árbol, se realizaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El árbol N° 2 va a recibir un torque máximo de 39,79 N.m. y un torque mínimo de 5,40 N.m.
- 2.- Se consideró el peso de la barra, distribuido uniformemente a lo largo de ésta.
- 3.- La resistencia a la fluencia del material: $S_y = 310$ MPa.

4.- Para el diagrama de cuerpo libre del árbol, se va a asumir con una articulación plana en uno de sus apoyos y en el otro una articulación tipo rodillo.

5.- Inicialmente se va a asumir un diámetro de 22,20 mm, lo que implica una carga distribuida a lo largo del árbol de 3,04 kg/m, de acuerdo a las especificaciones del fabricante (ver Anexo L).

7.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y Momentos flectores del árbol N° 2.

Para realizar los cálculos respectivos al diagrama de corte y momentos remitiremos a lo establecido en el punto 6.3.4 del capítulo VI, y los diagramas de corte y momento se pueden observar en el anexo E. Los resultados de los cálculos con respecto a los Momentos flectores y Torques, se reflejarán en la tabla N° 7.3.3.1.

Aplicando torque máximo					
Puntos:	E	G	H	I	J
Mxz (N.mm)	6,35	30409,48	7631,39	3666,88	0,00
Mxy (N.mm)	0,00	47655,86	31815,83	12445,73	0,00
Aplicando torque mínimo					
Mxz (N.mm)	6,35	1396,52	1932,75	1369,00	6,30
Mxy (N.mm)	0,00	3113,21	1885,13	383,36	0,00

Tabla N° 7.3.3.1. Momentos flectores debido a la aplicación del torque.

7.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 2.

Para efectuar los cálculos respectivos de los momentos y torques medios y alternantes respectivamente, se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.5 del capítulo VI, y los resultados se pueden observar en las tablas N° 7.3.4.1 y N° 7.3.4.2.

De igual manera precedentemente a realizar el cálculo del diámetro del árbol, se deben considerar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, además del uso de la ecuación (6-15) y de los resultados antepuestos, se obtendrán los diámetros requeridos bajo las solicitaciones definidas para cada sección, los cuales se muestran en la tabla N° 7.3.4.3.

Puntos:	E	G	H	I	J
$MR_{m\acute{a}x.} =$ (N.mm)	6,35	56531,56	32718,27	12974,68	0,00
$MR_{m\acute{i}n.} =$ (N.mm)	6,35	3412,08	2699,86	1421,66	6,30
$Ma =$ (N.mm)	6,35	29971,82	17709,06	7198,17	3,15
$Mm =$ (N.mm)	0,00	26559,74	15009,21	5776,51	3,15

Tabla N° 7.3.4.1. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Puntos:	E	G	H	I	J
$T_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	0,00	39790,00	37900,00	1890,00	0,00
$T_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	0,00	5400,00	3510,00	1890,00	0,00
$T_a =$ (N.mm)	0,00	22595,00	20705,00	1890,00	0,0
$T_m =$ (N.mm)	0,00	17195,00	17195,00	0,00	0,00

Tabla N° 7.3.4.2. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Sección	E	G	H	I	J
d (mm) =	0,99	16,63	14,79	9,79	0,82

Tabla N° 7.3.4.3. Resultados del diámetro requerido en cada sección del árbol N° 2.

Por lo tanto, se va a trabajar con el mayor diámetro de todas las secciones, lo que implica que $d = 16,63$ mm, pero debido a que en el mercado metalmecánico no existe ese tamaño nos vamos por un diámetro mayor a 16,63 mm y que sea estándar en el mercado, o sea, $d = 19,00$ mm, inconvenientemente no había en existencia el diámetro inmediato superior, por lo tanto se trabajará con un **$d = 22,20$ mm.**

En el plano N° 4, se pueden observar los detalles del mecanizado en el árbol N° 2.

CAPÍTULO VIII

ÁRBOL N° 3: TRANSMISOR DE POTENCIA SECUNDARIO

8.1.- Descripción.

Una vez transmitida la potencia procedente del árbol N° 2, al N° 3, este último se encargará de transmitir dicha potencia al árbol N° 5, en el cual se encuentra el rotor que realizará el trabajo de romper las vainas de frijoles.

8.2.- Material utilizado.

Se va a requerir un acero al carbono AISI 1045, muy utilizado en la industria metalmecánica, sobre todo en elementos con exigencias medianas como: ejes, árboles, piezas prensadas, etc.

8.3.- Cálculos.

8.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en las corres de las poleas de transmisión N° 3 y N° 4.

De la figura N° 7.3.1.1 y de la tabla N° 7.3.1.5 se tienen las fuerzas generadas en las poleas de transmisión N° 3 y N° 4, estando esta última

acoplada al árbol N° 3, de manera que, se van a colocar los resultados de los torques y fuerzas generadas en la tabla N° 8.3.1.1; cálculos realizados análogamente a los desarrollados en el punto 6.3.3 del capítulo VI.

Torque aplicado (N.m)	Fuerzas generadas en la polea	
	FLy (N)	FLz (N)
14,92	587,45	0,00
1,32	51,83	0,00

Tabla N° 8.3.1.1. Fuerzas F_{Ly} y F_{Lz} generadas en la Polea N° 4, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

Además de las fuerzas generadas en la polea N° 4, se tienen las fuerzas generadas en la transmisión de potencia entre los engranes del árbol N° 3 al árbol N° 5. La dirección de dichas fuerzas se pueden observar en la figura N° 8.3.1.1 y los resultados de los cálculos en la tabla N° 8.3.1.2, los cuales son tomados del punto N° 10.3.1 del capítulo X.

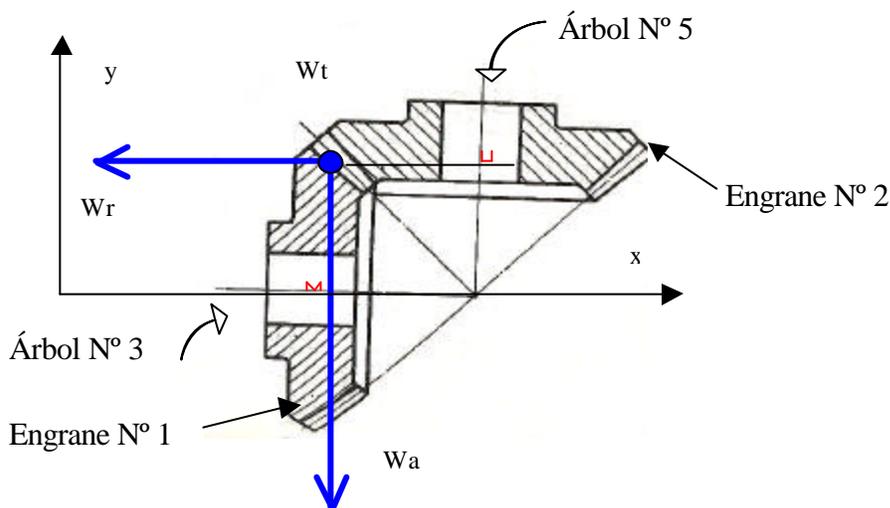


Figura N° 8.3.1.1. Dirección de las fuerzas generadas en los engranes de transmisión.

Torques (N.m):	W_t (N)	W_r (N)	W_a (N)
$T_{\text{máx.}} = 14,92$	473,65	121,90	121,90
$T_{\text{mín.}} = 1,32$	41,90	10,78	10,78

Tabla N° 8.3.1.1. Fuerzas generadas en los engranes de transmisión, correspondientes a los Torques máximo y mínimo.

Ahora ya obtenidas las fuerzas en los engranes, éstas se transmiten a los árboles N° 3 y N° 5, a través, del par - fuerza, los cuales pueden observarlos en los anexos G y H respectivamente.

8.3.2.- Consideraciones iniciales.

Para el cálculo del diámetro del árbol, se realizaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El árbol N° 2 va a recibir un torque máximo de 14,92 N.m. y un torque mínimo de 1,32 N.m.
- 2.- Se consideró el peso de la barra, distribuido uniformemente a lo largo de ésta.
- 3.- La resistencia a la fluencia del material: $S_y = 310$ MPa.
- 4.- Para el diagrama de cuerpo libre del árbol, se va a asumir con una articulación plana en uno de sus apoyos y en el otro una articulación tipo rodillo.
- 5.- Inicialmente se va a asumir un diámetro de 22,20 mm, lo que implica una carga distribuida a lo largo del árbol de 3,04 kg/m, de acuerdo a las especificaciones del fabricante (ver anexo L).

8.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y Momentos flectores del árbol N° 3.

Para realizar los cálculos respectivos al diagrama de corte y momento se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.4 del capítulo VI, y los diagramas de corte y momento se pueden observar en el anexo F. Los resultados de los cálculos con respecto a los Momentos flectores y Torques los reflejaremos en la tabla N° 8.3.3.1.

Aplicando torque máximo				
Puntos:	K	L	LL	M
Mxz (N.mm)	6,35	30409,48	7631,39	3666,88
Mxy (N.mm)	0,00	47655,86	31815,83	12445,73
Aplicando torque mínimo				
Mxz (N.mm)	6,35	1396,52	1932,75	1369,00
Mxy (N.mm)	0,00	3113,21	1885,13	383,36

Tabla N° 8.3.3.1. Momentos flectores debido a la aplicación del torque.

8.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 3.

Para efectuar los cálculos respectivos de los momentos y torques medios y alternantes respectivamente, se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.5 del capítulo VI, y los resultados se pueden observar en las tablas N° 8.3.4.1 y N° 8.3.4.2.

Antes de realizar el cálculo del diámetro del árbol, se deben considerar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, además del uso de la ecuación (6-15) y de los resultados antepuestos, se obtendrán los diámetros requeridos bajo las solicitaciones definidas para cada sección, las cuales se muestran en la tabla N° 8.3.4.3.

Puntos:	K	L	LL	M
$MR_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	6,33	62396,56	141219,60	3839,15
$MR_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	6,33	5601,63	12231,77	338,84
$Ma =$ (N.mm)	6,33	33999,09	76725,68	2089,00
$Mm =$ (N.mm)	0,00	28397,46	64493,92	1750,16

Tabla N° 8.3.4.1. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Puntos:	K	L	LL	M
$T_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	0,00	14920,00	14920,00	14920,00
$T_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	0,00	1320,00	1320,00	1320,00
$T_a =$ (N.mm)	0,00	8120,00	8120,00	8120,00
$T_m =$ (N.mm)	0,00	6800,00	6800,00	6800,00

Tabla N° 8.3.4.2. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Sección	K	L	LL	M
d (mm) =	0,99	16,43	23,61	9,79

Tabla N° 8.3.4.3. Resultados del diámetro requerido en cada sección del árbol N° 3.

De manera que, se va a trabajar con el mayor diámetro de todas las secciones, lo que implica que $d = 23,61$ mm, pero debido a que en el mercado metalmecánico no existe ese tamaño nos vamos por un diámetro inmediato superior a 23,61 mm y que sea estándar en el mercado, es decir, **$d = 25,4$ mm**, (ver Anexo L).

En el plano N° 5, se pueden observar los detalles del mecanizado en el árbol N° 3.

CAPÍTULO IX

ÁRBOL N° 4 TRANSMISOR DE POTENCIA FINAL

9.1.- Descripción.

La potencia procedente del árbol N° 2, es transmitida al árbol N° 4 y esta energía es consumida por el trabajo realizado por la hélice en el extremo de dicho árbol.

9.2.- Material utilizado.

Se va a requerir un acero al carbono AISI 1045, muy utilizado en la industria metalmeccánica, sobre todo en elementos con exigencias medianas como: ejes, árboles, piezas prensadas, etc.

9.3.- Cálculos.

9.3.1.- Análisis del torque aplicado.

De acuerdo al catalogo de Metalaire, para ventiladores helicoidales modelo PA (ver anexo H), para una hélice Modelo PA-12, esta consume una potencia de 50 W a unas r.p.m. de 1550.

De acuerdo al conjunto de poleas del cual se dispuso para aumentar las r.p.m. suministradas por el usuario, se logró aumentar de aproximadamente 60 r.p.m. en el árbol N° 1 hasta aprox. 1440 r.p.m. en el árbol N° 4. Y de acuerdo a las relaciones de semejanza aplicadas a ventiladores se tiene que:

$$n_1 D^3 = \text{constante} \quad \text{PEV} \propto n^2 D^2 \quad \text{PEV} \propto n^2 \quad \text{Ec. (10-1)}$$

La ecuación (10-1) representa la curva característica del sistema, y con la utilización de curvas de igual rendimiento, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{PEV_A}{n_1^2} = \frac{PEV_A}{n_2^2} \quad \text{Ec. (10-2)}$$

Con la utilización de la ecuación (10-2) se calculará la nueva potencia.

$$\frac{PEV_Q}{n_4^2} = \frac{PEV_Q}{n_1^2} \quad 50 \text{ Watts} \quad \frac{1440^2}{1550^2} = 43,16 \text{ Watts}$$

$$PEV_Q = 43,16 \text{ Watts.}$$

Se va a asumir una pérdida del 10%, de manera que:

$$PEV_{Q'} = 43,16 \text{ W} + (43,16 * 10) / 100 = 47,48 \text{ W}$$

$$PEV_{Q'} = 47,48 \text{ W.}$$

$$n_4 = 1440 \text{ r.p.m.}$$

Potencia = 47,48 W; de acuerdo a la ecuación (5-2), se tiene que:

$$T_Q = \frac{9,55 \cdot \text{Potencia}}{?} = \frac{9,55 \cdot 47,48}{1440} = 0,315 \text{ N.m}$$

$$T_Q = 0,315 \text{ N.m}$$

Por equilibrio de torques se tiene que:

$$T_Q = T_O = 0,315 \text{ N.m}$$

9.3.2.- Consideraciones iniciales.

Para el cálculo del diámetro del árbol, se realizaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El árbol N° 4 va a trabajar con un torque de 0,315 N.m.
- 2.- Se consideró el peso de la barra, distribuido uniformemente a lo largo de éste.
- 3.- La resistencia a la fluencia del material: $S_y = 310 \text{ MPa}$.
- 4.- Para el diagrama de cuerpo libre del árbol, se va a asumir con una articulación plana en uno de sus apoyos y en el otro una articulación tipo rodillo.
- 5.- Inicialmente se va a asumir un diámetro de 13,05 mm, lo que implica una carga distribuida a lo largo del árbol de 1,05 kg/m, de acuerdo a las especificaciones del fabricante, (ver Anexo L).

9.3.3.- Determinación de las fuerzas generadas en la correa de la polea de transmisión N° 6.

Una vez obtenida la potencia que va a consumir la hélice, se procede a calcular las fuerzas actuantes en la polea N° 5 y N° 6; cálculos realizados semejantemente a los desarrollados en el punto 6.3.3 del capítulo VI y con la ayuda de la figura N° 9.3.3.1.

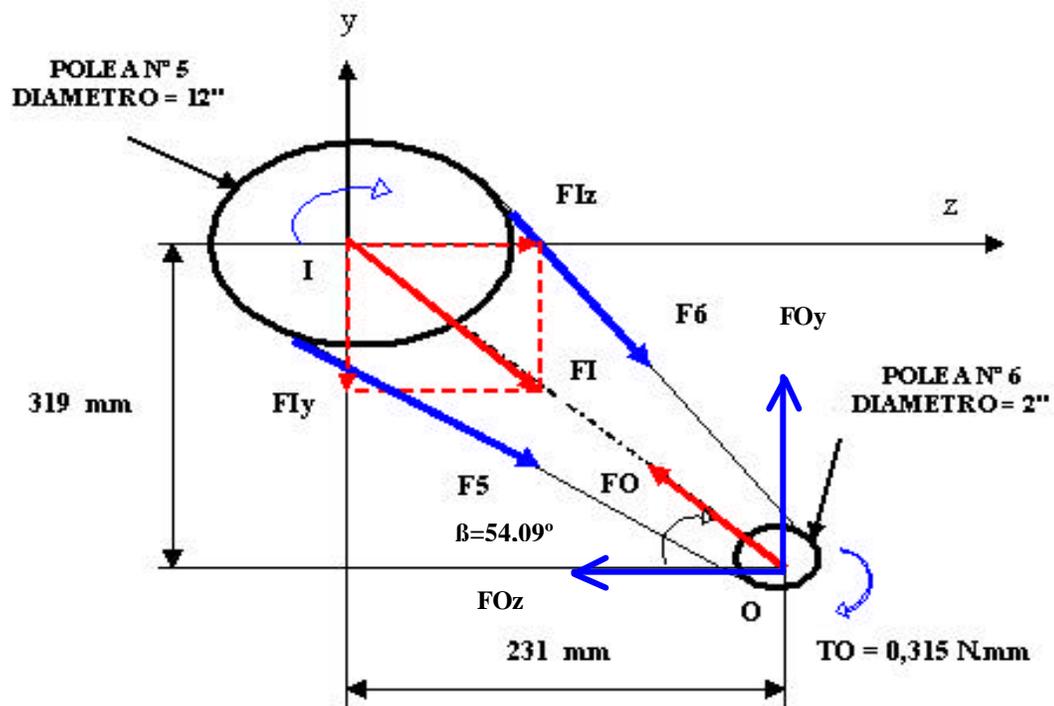


Figura N° 9.3.3.1. Fuerzas generadas en las correas de la polea de transmisión.

$$\arctan\left(\frac{319}{231}\right) = \beta = 54,09^\circ$$

$$T_O = (F_5 - F_6) \frac{d_6}{2} \cos\theta \quad T_I = (F_5 - F_6) \frac{d_5}{2} \cos\theta$$

$$FN_1 = (F_5 - F_6) \cos\theta$$

$$\sin(54,09^\circ) = \frac{319}{l_2} \quad l_2 = 393,86 \text{ mm} \quad \arctan\left(\frac{127}{393,86}\right) = \theta = 17,87^\circ$$

$$\cos\theta = 1,00 \quad FN_1 = (F_5 - F_6)$$

Como la polea es en "V" se tiene que:

$$F_5 = 5.F_6 \quad F_O = F_I = 1,5.FN_1 \quad T = T_Q = 0,315 \text{ N.m}$$

Por equilibrio de Torques se tiene que: $T_O = T_Q = 0$

$$T_O = T_Q = 0,315 \text{ N.m}$$

$$FN_1 = \frac{T_O}{\frac{d_6}{2}} = \frac{T_I}{\frac{d_5}{2}} \quad T_I = \frac{T_O \cdot \frac{d_5}{2}}{\frac{d_6}{2}} = \frac{0,315 \cdot \frac{12}{2}}{\frac{2}{2}} = 1,89 \text{ N.m}$$

$$T_I = 1,89 \text{ N.m}$$

$$FN_1 = \frac{0,315}{(25,4 \cdot 10^{-3})} = 12,40 \text{ N} \quad FN_1 = 12,40 \text{ N} \quad FN_1 = 4.F_6$$

$$F_6 = \frac{FN_1}{4} = \frac{12,40}{4} = 3,10 \text{ N} \quad F_6 = 3,10 \text{ N.}$$

$$F_5 ? F_6 ? F_{N1} ? 3,10 \text{ N} ? 12,40 \text{ N} ? F_5 ? 15,50 \text{ N} ?$$

$$F_O ? F_I ? 1,5.F_{N1} ?$$

$$F_O ? F_I ? 1,5.(12,40) ? 18,60 \text{ N} ? F_O ? F_I ? 18,60 \text{ N}.$$

Descomposición de las fuerzas en sus componentes "y" y "z":

$$F_{O_z} ? F_O ? \cos\beta ? 18,60.\cos 54,09^\circ ? 10,91 \text{ N}$$

$$F_{O_y} ? F_O ? \sin\beta ? 18,60.\sin 54,09^\circ ? 15,06 \text{ N}$$

De la figura N° 9.3.1.1 se tiene que :

$$F_{I_y} ? F_I ? \cos(90^\circ ? \beta) ? 18,60.\cos(90^\circ ? 54,09^\circ) ? 15,06 \text{ N}$$

$$F_{I_z} ? F_I ? \sin(90^\circ ? \beta) ? 18,60.\sin(90^\circ ? 54,09^\circ) ? 10,91 \text{ N}$$

9.3.4.- Determinación de las fuerzas cortantes y Momentos flectores del árbol N° 4.

Para realizar los cálculos respectivos al diagrama de corte y momento se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.4 del capítulo VI, y los diagramas de corte y momento se pueden observar en el anexo G. Los resultados de los cálculos con respecto a los Momentos flectores y Torques los reflejaremos en la tabla N° 9.3.4.1.

Puntos	Momento Flector (N.mm)		Tx (N.mm)
	Mxz	Mxy	
N	1,72	0,00	315,00
O	498,42	317,96	315,00
P	131,41	0,00	315,00
Q	0,00	0,00	315,00

Tabla N° 9.3.4.1. Momentos flectores debido a la aplicación del torque.

9.3.5.- Determinación del diámetro del árbol N° 4.

Para efectuar los cálculos respectivos de los momentos y torques medios y alternantes respectivamente, se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.5 del capítulo VI, y los resultados se pueden observar en la figura N° 9.3.5.1.

De igual manera precedentemente a realizar el cálculo del diámetro del árbol, se deben considerar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga los cuales se mostrarán en la tabla N° 9.3.5.1, y con la utilización de la ecuación (6-15) y de los resultados antepuestos, se obtendrán los diámetros requeridos bajo las sollicitaciones definidas para cada sección, los cuales se muestran en la tabla N° 9.3.5.2.

Puntos:	N	O	P	Q
$MR_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	1,72	591,20	131,41	0,00
$MR_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	1,72	591,20	131,41	0,00
$Ma =$ (N.mm)	1,72	591,20	131,41	0,00
$Mm =$ (N.mm)	0,00	0,00	0,00	0,00
$T_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	0,00	315,00	315,00	315,00
$T_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	0,00	315,00	315,00	315,00
$Ta =$ (N.mm)	0,00	315,00	315,00	315,00
$Tm =$ (N.mm)	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla N° 9.3.5.1. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques.

Sección	N	O	P	Q
d (mm) =	0.63	4.07	3.52	3.04

Tabla N° 9.3.5.2. Resultados del diámetro requerido en cada sección del árbol N° 4.

Por lo tanto, se va a trabajar con el mayor diámetro de todas las secciones, lo que implica que $d = 4,07$ mm, pero debido a que en el mercado metalmecánico no existe ese tamaño se trabajará con un diámetro inmediato superior de 6,3 mm (ver Anexo L). Debido a que la chumacera tipo puente de menor tamaño viene con un diámetro de 12,7 mm (ver Anexo M), es más factible adquirir las chumaceras, que fabricar el soporte y comprar los rodamientos necesarios para el árbol de 6,3 mm de diámetro, de manera que se selecciona, **$d = 12,70$ mm.**

En el plano N° 6, se pueden observar los detalles del mecanizado en el árbol N° 4.

CAPÍTULO X

ÁRBOL N° 5: RECEPTOR FINAL DE POTENCIA.

10.1.- Descripción.

La potencia al igual que las r.p.m., proveniente del árbol N° 3, se transmite al árbol N° 5, a través de un par de engranes cónicos, y una vez transmitida la potencia ésta será consumida por el rotor de aletas móviles, que realizará el trabajo de golpear las vainas de frijoles.

10.2.- Material utilizado.

Se va a requerir un acero al carbono AISI 1045, muy utilizado en la industria metalmeccánica, sobre todo en elementos con exigencias medianas como: ejes, árboles, piezas prensadas, etc.

10.3.- Cálculos.

10.3.1.- Análisis del torque aplicado y determinación de las fuerzas generadas en los engranes N° 1 y N° 2.

El árbol N° 3 transmite la potencia al árbol N° 5, a través de un par de engranes cónicos, los cuales se determinarán de la siguiente manera:

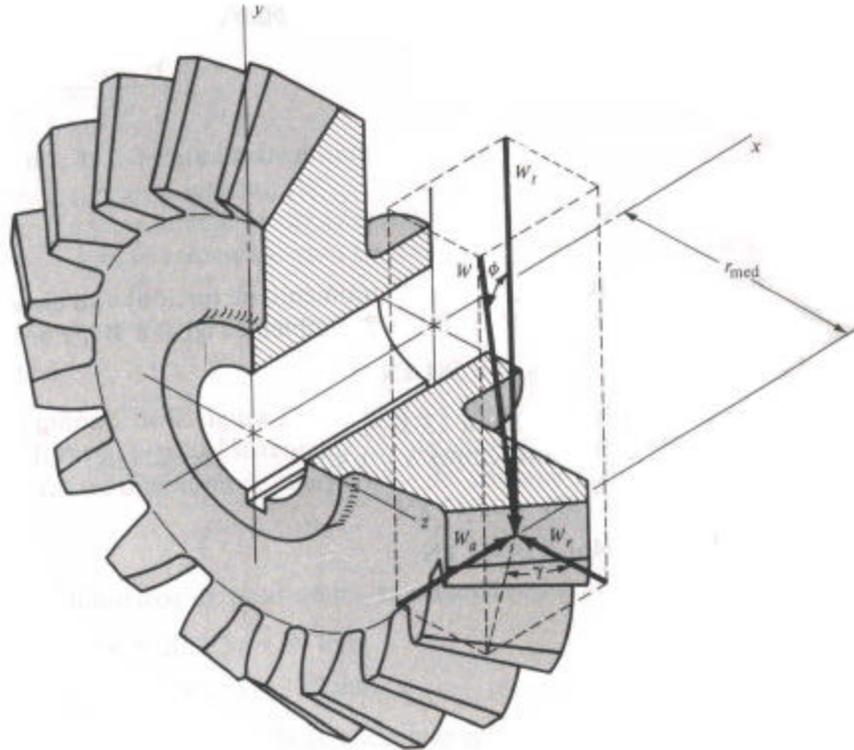


Figura N° 10.3.1.1. Dirección de las fuerzas generadas en los engranes de transmisión N° 1 y N° 2. Fuente: Figura 13-34, p. 632, Joseph Shigley, 1990, México.

Inicialmente se tiene que, a través, de las poleas N° 3 y N° 4, se transmite un torque máximo de 14,92 N.m y un torque mínimo de 1,32 N.m. Las fuerzas que actúan en el centro del diente se indican en la figura N° 10.3.1.1, donde la fuerza resultante W tiene tres componentes: una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r y una fuerza axial W_a , y aplicando trigonometría de la figura se obtiene que:

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad \text{Ec. (10?1)}$$

$$W_r = W_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \beta \quad \text{Ec. (10?2)}$$

$$W_a = W_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \beta \quad \text{Ec. (10?3)}$$

Con el uso de las ecuaciones anteriores y los torques aplicados, se obtiene las fuerzas que actúan en el centro del diente del engrane cónico.

$$dp = 63 \text{ mm} \quad r_{med} = \frac{dp}{2} = \frac{63}{2} = 31,50 \text{ mm} \quad r_{med} = 31,50 \text{ mm.}$$

Aplicando Torque máximo :

$$W_t = \frac{14,92 \text{ N.m}}{31,50 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 473,65 \text{ N} \quad W_t = 473,65 \text{ N. (Dirección ? z)}$$

$$W_r = 473,65 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 45^\circ = 121,90 \text{ N} \quad \text{(Dirección ? x)}$$

$$W_a = 473,65 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 45^\circ = 121,90 \text{ N} \quad \text{(Dirección ? y)}$$

Aplicando Torque mínimo :

$$W_t = \frac{1,32 \text{ N.m}}{31,50 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 41,90 \text{ N} \quad W_t = 41,90 \text{ N. (Dirección ? z)}$$

$$W_r = 41,90 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 45^\circ = 10,78 \text{ N} \quad \text{(Dirección ? x)}$$

$$W_a = 41,90 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 45^\circ = 10,78 \text{ N} \quad \text{(Dirección ? y)}$$

Una vez obtenida estas fuerzas, se transmitirán en igual magnitud pero en sentido opuesto a los árboles N° 3 y N° 5, acompañados por un par adicional, los cuales pueden observarse en el anexo H.

Momentos (pares) generados por la acción de las fuerzas que actúan en el centro de los dientes de los engranes:

Aplicando Torque máximo:

$$M_{xz} = 121,90 \text{ N.mm} \times (63/2) \text{ mm} = 3839,85 \text{ N.mm}$$

$$M_{zy} = T_x = 121,90 \text{ N.mm} \times (63/2) \text{ mm} = 3839,85 \text{ N.mm}$$

Aplicando Torque mínimo:

$$M_{xz} = 10,78 \text{ N.mm} \times (63/2) \text{ mm} = 339,57 \text{ N.mm}$$

$$M_{zy} = T_x = 10,78 \text{ N.mm} \times (63/2) \text{ mm} = 339,57 \text{ N.mm}$$

Debido a que el árbol va a estar colocado en posición vertical, se va a considerar dos fuerzas verticales indicadas de la siguiente manera:

a) Peso del tubo mecánico más el peso de las aletas de metal, que conforman el rotor:

$$F_r = 2,55 \text{ kg} + 2,40 \text{ Kg} = 4,95 \text{ kg} \times 9,80665 = 48,54 \text{ N}$$

$$F_r = 48,54 \text{ N.}$$

b) Peso de la barra (árbol N° 5):

$$F_b = 3,97 \text{ Kg} \times 0,73 \text{ kg} = 2,90 \text{ kg} \times 9,80665 = 28,40 \text{ N}$$

$$F_b = 28,40 \text{ N.}$$

Para resolver cuánto vale las reacciones en los puntos “T y S” en la dirección “y”, se recurre a la aplicación del método de superposición ya que el hiperestático del sistema es igual a uno.

$$R_{Sy} + R_{Ty} - F_b - F_r - W_a = 0 \quad \text{Ec. (10-4)}$$

$$dT = 0 \quad ? \quad dT = d1 + d2 + d3 + d4 = 0 \quad \text{Ec. (10 ? 5)}$$

$$dT = \frac{48,54 + 188,31}{E \cdot A} + \frac{48,54 + 28,40 + 344,11}{E \cdot A}$$

$$\frac{48,54 + 28,40 + 595,5}{E \cdot A} = RTy = 595,5$$

$$? \frac{48,54 + 28,40 + 121,90 + 671,96}{E \cdot A} = 0$$

Despejando a RTy de la ecuación anterior se tiene que:

$$RTy = 169,67 \text{ N}$$

Sustituyendo el valor de RTy en la ecuación (10 ? 4) se obtiene el valor de RSy:

$$RSy = 29,17 \text{ N}$$

10.3.2.- Consideraciones iniciales.

Para el cálculo del diámetro del árbol, se realizaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El árbol N° 5 va a recibir un torque máximo de 14,92 N.m.
- 2.- Se consideró el peso de la barra, distribuido uniformemente a lo largo de ésta.
- 3.- La resistencia a la fluencia del material: $S_y = 310 \text{ MPa}$.
- 4.- Para el diagrama de cuerpo libre del árbol, se va a asumir con una articulación plana en uno de sus apoyos y en el otro una articulación tipo rodillo.

- 5.- Las cargas verticales se consideran constantes.
- 6.- Inicialmente vamos a asumir un diámetro de 22,20 mm, lo que implica una carga distribuida a lo largo del árbol de 3,04 kg/m, de acuerdo a las especificaciones del fabricante (ver Anexo L).

10.3.3.- Determinación de las fuerzas cortantes y Momentos flectores del árbol N° 5.

Para realizar los cálculos respectivos al diagrama de corte y momento se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.4 del capítulo VI, y los diagramas de corte y momento se pueden observar en el anexo H. Los resultados de los cálculos con respecto a los Momentos flectores y Torques los reflejaremos en la tabla N° 10.3.3.1.

Aplicando torque máximo					
Puntos:	U	T	Ñb	Sr	S
Mz (N.mm)	3839,85	13161,79	7622,42	4161,25	0,00
My (N.mm)	0,00	36209,49	20970,09	11448,04	0,00
Aplicando torque mínimo					
Mz (N.mm)	339,97	1163,94	674,07	367,99	0,00
My (N.mm)	0,00	3204,18	1855,64	1013,04	0,00

Tabla N° 10.3.3.1. Momentos flectores debido a la aplicación del torque.

10.3.4.- Determinación del diámetro del árbol N° 5.

Para efectuar los cálculos respectivos de los momentos y torques medios y alternantes respectivamente, se remitirá a lo establecido en el punto 6.3.5 del capítulo VI, y los resultados se pueden observar en las tablas N° 10.3.4.1 y N° 10.3.4.2.

De igual manera, precedentemente a realizar el cálculo del diámetro del árbol, se deben considerar los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, además del uso de la ecuación (6-15) y de los resultados antepuestos, se obtienen los diámetros requeridos bajo las solicitaciones definidas para cada sección, los cuales se muestran en la tabla N° 10.3.4.3.

Puntos:	U	T	Ñb	Sr	S
MR_{máx.} = (N.mm)	389,85	38527,39	22312,46	12180,87	0,00
MR_{mín.} = (N.mm)	339,97	3409,04	1974,28	1077,81	0,00
Ma = (N.mm)	2089,91	20968,21	12143,37	6629,34	0,00
Mm = (N.mm)	1749,44	17559,18	10169,09	5551,53	0,00

Tabla N° 10.3.4.1. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Puntos:	U	T	Ñb	Sr	S
$T_{\text{máx.}} =$ (N.mm)	14920,00	14920,00	14920,00	14920,00	0,00
$T_{\text{mín.}} =$ (N.mm)	1320,00	1320,00	1320,00	1320,00	0,00
$T_a =$ (N.mm)	8120,00	8120,00	8120,00	8120,00	8120,00
$T_m =$ (N.mm)	6800,00	6800,00	6800,00	6800,00	6800,00

Tabla N° 10.3.4.2. Resultados de los Momentos flectores alternantes y medios, al igual que en Torques

Sección	U	T	Ñb	Sr	S
d (mm) =	9,84	15,67	12,22	11,89	0,00

Tabla N° 10.3.4.3. Resultados del diámetro requerido en cada sección del árbol N° 5.

Consecuentemente, se procederá a trabajar con el mayor diámetro de todas las secciones, lo que implica que $d = 15,67$ mm, pero debido a que en el mercado metalmecánico no existe ese tamaño se trabajará con el diámetro inmediato superior a $15,67$ mm y que sea estándar en el mercado, o sea, $d = 19,00$ mm, inconvenientemente no había en existencia, por lo tanto se trabajará con un **$d = 25,40$ mm**, (ver Anexo L).

En el plano N° 7, se pueden observar los detalles del mecanizado en el árbol N° 5.

CAPÍTULO XI

COMPONENTES SECUNDARIOS DE LA ESTRUCTURA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y DE TRABAJO

11.1.- Estructura de transmisión de potencia.

Inicialmente se optó por adquirir como elementos de la estructura, a ángulos de alas de igual tamaño, por sus propiedades de alta inercia, alta absorción de vibraciones y por ser livianos. Para seleccionar el tamaño de los ángulos, se recurrió a realizar el método de la secciones y determinar las fuerzas actuantes en los distintos elementos de la estructura, escogiendo el más crítico, o sea, donde las cargas son mayores, con la finalidad de determinar a través de un diagrama de corte y momento, y con el uso de la ecuaciones de elementos sometidos a esfuerzos normales por flexión, esfuerzos cortantes y esfuerzos de tensión, se determinó el módulo de sección y área transversal, verificando que el ángulo de 25 mm x 25 mm x 3 satisface las condiciones imperantes en los elementos que conforman la estructura. Cabe reiterar que el mercado por no disponer del ángulo antes mencionado, se requirió adquirir de ángulos de 30 mm x 30 mm x 3.

En el caso de observar ángulos de mayor tamaño al de 30 mm x 30 mm x 3, sólo se deberá condiciones geométricas, como es el caso de los elementos donde están colocadas las chumaceras, (ver figura 11.1).

En los planos N° 1-1, N° 1-2 y N° 1-3, se pueden observar los detalles de la estructura de transmisión de potencia.

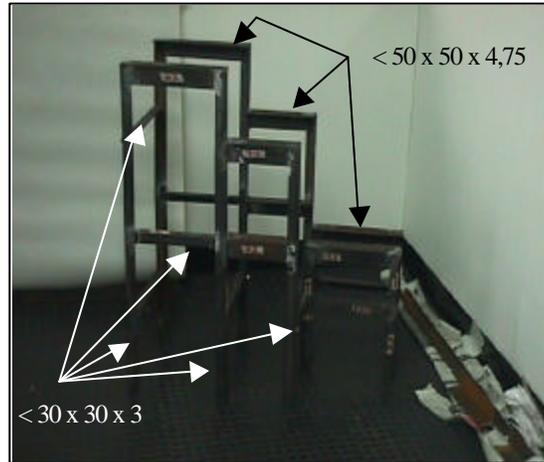


Figura N° 11.1. Estructura de transmisión de potencia.

Ahora bien, en la estructura de transmisión de potencia, aparte de la manivela y de los árboles de transmisión mencionados en capítulos anteriores, se encuentran las poleas, correas de transmisión, engranes y chumaceras; los cuales serán descritos en los siguientes puntos.

11.1.1.- Poleas de transmisión.

Inicialmente se seleccionó poleas de aluminio, ya que son fáciles de maquinar además de ser menos costosas que las de hierro (ver figura N° 11.1.1.1). Posteriormente para determinar el tamaño de las poleas se debe considerar las r.p.m. de cada árbol de transmisión de potencia, por lo tanto se van a realizar, las siguientes consideraciones:

- a) El operario puede hacer girar la manivela a razón de 60 r.p.m., o sea, que el árbol N° 1 gira a 60 r.p.m.
- b) La velocidad de la trilla (r.p.m.) debe realizarse a 600 r.p.m., de acuerdo a la Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la Alimentación (FAO), (ver Anexo N).
- c) Las revoluciones por minuto necesarias en la hélice del ventilador son de 1550 r.p.m.

En vista de lo anterior, se tiene que:

Árbol N° 1: $n_1 = 60$ r.p.m., $d_1 = 12''$

Árbol N° 2: $n_2 = ?$, $d_2 = 3''$

De la siguiente relación se tiene que: $n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$? $n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2}$?

? $n_2 = \frac{60 \cdot 12''}{3''} = 240$ r.p.m. ? $n_2 = 240$ r.p.m.

Árbol N° 2: $n_2 = 240$ r.p.m., $d_3 = 8''$

Árbol N° 3: $n_3 = 600$ r.p.m., $d_4 = ?$

$n_2 \cdot d_3 = n_3 \cdot d_4$? $d_4 = \frac{n_2 \cdot d_3}{n_3}$? $d_4 = \frac{240 \cdot 8}{600} = 3,2''$? Como no hay poleas de diámetro iguales a 3,2'', se utilizará una de $d_4 = 3''$?

? $n_3 = \frac{240 \cdot 8''}{3''} = 640$ r.p.m. ? $n_3 = 640$ r.p.m.

Árbol N° 2: $n_2 = 240$ r.p.m., $d_5 = 12''$

Árbol N° 4: $n_4 = 600$ r.p.m., $d_6 = ?$

$n_2 \cdot d_5 = n_4 \cdot d_6$? $d_6 = \frac{n_2 \cdot d_5}{n_4}$? $d_6 = \frac{240 \cdot 12}{1550} = 1,86''$? Como no hay poleas de diámetro iguales a 1,86'', se utilizará una de $d_6 = 2''$?

? $n_4 = \frac{240 \cdot 12''}{2''} = 1440$ r.p.m. ? $n_4 = 1440$ r.p.m.

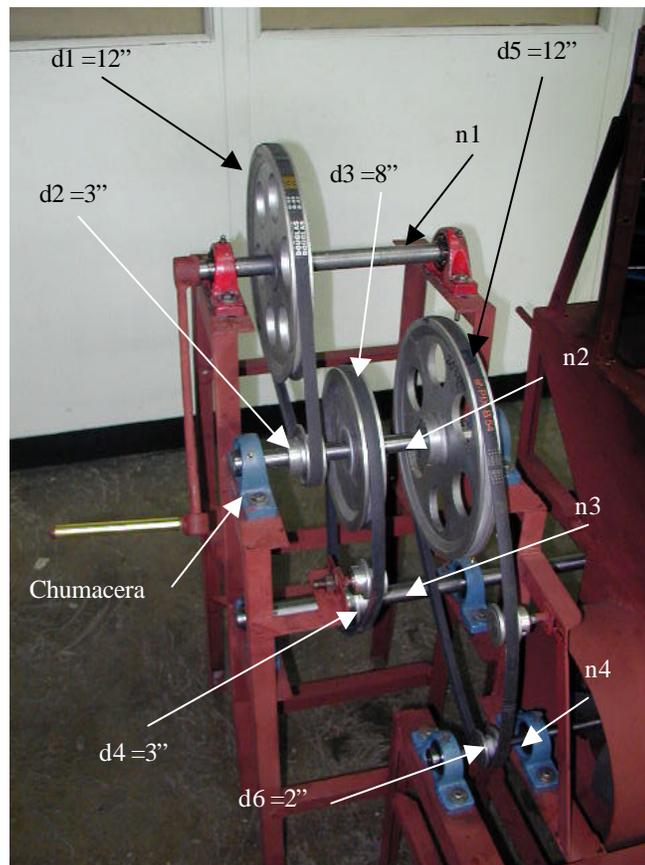


Figura N° 11.1.1.1 Poleas de transmisión de potencia.

11.1.2.- Correas de transmisión.

Se determinó la utilización de correas en V debido a sus notables ventajas sobre las transmisiones de engranes, aparte de que posee eficiencia de transmisión del 96%, casi igual a la de engranes con un 98%.

Las dimensiones de la sección transversal de las correas en V (o trapeciales) han sido estandarizado por los fabricantes, y cada sección se designa con una letra del alfabeto para tamaños con dimensiones en pulgadas.

Se va a trabajar con la máxima potencia a transmitir para ofrecer mayor seguridad, por lo tanto para la polea N° 1 y N° 2, se tiene que:

Potencia = 1000 W (1,34 hp)

r.p.m. = 60

De la figura N° 6.3.3.2 del capítulo VI se obtiene la distancia de centro a centro: C = 248,90 mm

Diámetro de la polea N° 1 : d1 = 12”

Diámetro de la polea N° 2 : d2 = 3”

Y con la utilización de las siguientes ecuaciones:

$$L_p = \frac{1}{2} \pi (d_1 + d_2) + \frac{C^2}{4C} \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \tag{Ec. (11-1)}$$

$$d_1 = 2C \cdot \sin \left(1 + \frac{d_1 - d_2}{2C} \right) \tag{Ec. (11-2)}$$

$$d_2 = 2C \cdot \sin \left(1 - \frac{d_1 - d_2}{2C} \right) \tag{Ec. (11-3)}$$

Se obtiene la longitud efectiva de la correa, y el ángulo de contacto, los cuales se pueden observar en la tabla N° 11.1.2.1.

Según Joseph Shigley (1990) se hará uso de las siguientes tablas:

Tabla 17-6. p.760; Tabla 17-7. p.762; Tabla 17-8. p.761; Tabla 17-9. p.763 y Tabla 17-10. p.764. (ver Anexo O).

Relación de Poleas: 12" a 3"		Relación de Poleas: 8" a 3"		Relación de Poleas: 12" a 2"	
d1 (")=	12	d3 (")=	8	d5 (")=	12
d2 (") =	3	d4 (") =	3	d6 (") =	2
d1 (mm)=	304,80	d3 (mm)=	203,20	d5 (mm)=	304,80
d2 (mm) =	76,20	d4 (mm) =	76,20	d6 (mm) =	50,80
Long. Hor. =	176,00	Long. Hor. =	0,00	Long. Hor. =	231,00
Long. Vert. =	176,00	Long. Vert. =	249,00	Long. Vert. =	319,00
C =	248,90	C =	249,00	C =	393,86
?d2 =	125,33	?d4 =	150,45	?d6 =	142,38
?d1 =	234,67	?d3 =	209,55	?d5 =	217,62
Lp1 =	1149,75	Lp2 =	953,16	Lp3 =	1387,60

Tabla N° 11.1.2.1. Longitud efectiva de las correas e transmisión. Fuente: Héctor Troya.

- De la ecuación (11-1) se tiene que: $Lp1=1149,75$;
- De tabla 17-6 (ver Anexo O), se trabajó con una correa tipo B, la cual posee un rango de trabajo para potencias desde (1 – 25) hp.
- La velocidad de desplazamiento de la correa e igual a:

$$V = \frac{d2 \cdot n2}{12} = \frac{3 \cdot 240}{12} = 188,50 \text{ ft/min}$$

- De la tablas N° 17-9¹²(ver Anexo O), e interpolando, la potencia nominal por correa es de, 1,68 hp.
- La potencia de 1,68 hp, debe corregirse por el ángulo de contacto, con el uso de la tabla N° 17-7 (ver Anexo O), y es de 0,85.
- La potencia de 1,68 hp, debe corregirse por la longitud efectiva de la correa, con el uso de la tabla N° 17-10 (ver Anexo O), y es de 0,95.
- En consecuencia, la potencia corregida de la banda es:

$$\text{Potencia} = 1,68 \times 0,85 \times 0,95 = 1,36 \text{ hp.}$$

por lo tanto el número de correas es : $N = 1,34 \text{ hp} / 1,36 = 0,98$

Por consiguiente, una (01) correa del tipo B, será la especificada para el trabajo. De forma análoga se realizaron los cálculos para las correas que trabajan con las poleas N° 3 y N° 4, y para las correas que trabajan con las poleas N° 5 y N° 6. Especificando en cada caso una (01) correa tipo B. Cabe destacar que con la potencia mínima de 400 W (0.53 hp) basta con especificar una (01) correa tipo A.

11.1.3.- Chumaceras.

Las chumaceras son los dispositivos de apoyo de los árboles, que van a restringir el movimiento de traslación en las direcciones x-y-z, pero permiten el movimiento rotacional, ver la figura 11.1.1.1 para mayor claridad.

11.1.3.1.- Selección de las chumaceras.

Según el catálogo BB-83 de la Seal Master (Mounted Ball Bearings) se hará uso de la carta del factor de servicio de vida, y de la tabla de la clase de cargas para unidades estándar sencillas, (ver Anexo M).

Consideraciones iniciales:

- a) En el árbol N° 1, se van a utilizar chumaceras de 25,00 mm de diámetro, por condiciones de diseño,
- b) El árbol gira a unas 60 r.p.m.
- c) Al calcular el tamaño de los rodamientos de una máquina, es a menudo difícil determinar la duración que debe ser considerada

como necesaria. Por lo tanto, para determinar esta duración, es necesario recurrir a la experiencia, y de acuerdo al manual del SKF, indica que para máquinas de accionamiento manual, para 8 horas de servicio diario, no totalmente utilizadas presentan una duración de funcionamiento entre 4000 – 8000; para este caso se utilizará una duración de 8000, (ver Anexo P).

- d) Se trabajará únicamente con cargas radiales, en caso sería la reacción $RA_y = 1530,67 \text{ N}$ (343,97 lb) y $RA_z = 806,67 \text{ N}$ (181,27 lb), lo que implica una carga radial de $R_r = 1730,22 \text{ N}$ (388,81 lb).
- e) Se asume un trabajo de choque ligero.

Ya establecidas las condiciones de trabajo, se procederá a realizar los cálculos respectivos:

- Con las 60 r.p.m. y el diámetro de 25,00 mm; se busca en la tabla de la clase de cargas para unidades estándar sencillas en la pág. 14 (ver Anexo M), e interpolando se obtiene una carga de 1906,00 lb.
- De la carta del factor de servicio de vida en la página 13 (ver Anexo M), se entra en la línea horizontal superior con mínimo de vida (horas) de 8000, y se intercepta a la línea inclinada de carga uniforme y se obtiene un factor de servicio de 2,5.
- La carga aplicada de 388,81 lb la multiplicamos por el factor anterior, y se obtiene una nueva carga: $388,81 \times 2,5 = 972,03 \text{ lb}$.
- Finalmente como $972,03 \text{ lb} < 1906,00 \text{ lb}$, se puede trabajar con una chumacera tipo NP – 205, (ver Anexo M).

Los cálculos para los árboles N° 2, N° 3, N° 4 y N° 5 se realizaron de manera similar a los anteriores, obteniendo el siguiente resultado:

- Árbol N° 2: chumacera tipo NP – 205.

- Árbol N° 3: chumacera tipo NP – 14.
 - Árbol N° 4: chumacera tipo NP – 8.
 - Árbol N° 5: chumacera tipo SFT – 14.
- (ver Anexo M).

11.1.3.2.- Lubricación de las chumaceras.

Una vez determinado la selección de cada una de las chumaceras, el fabricante recomienda en función de las revoluciones por minuto y de las condiciones del ambiente, la periodicidad con que se debe agregar grasa a las chumaceras tipo cálcicas para darle una mayor duración de vida. De acuerdo al catálogo BB-83 de la Seal Master (Mounted Ball Bearings) se hará uso de una tabla de condiciones (ver Anexo M), obteniendo el siguiente resultado:

Árbol N° :	r.p.m. =	Temperatura Ambiente:	Engrasar cada:
1	60	30° C (86 ° F)	6 a 12 Meses
2	240	30° C (86 ° F)	6 a 12 Meses
3	640	30° C (86 ° F)	2 a 6 Meses
4	1440	30° C (86 ° F)	1 a 2 Meses
5	640	30° C (86 ° F)	2 a 6 Meses

Tabla N° 11.1.3.2.1. Resultados de la lubricación para las chumaceras.
Fuente: Seal Master. Mounted Ball Bearings.

11.1.4.- Diseño del engrane cónico.

Debido a que los árboles N° 3 y N° 5 se cortan a 90° , y se requiere transmitir potencia y movimiento se requiere de la utilización de engranes cónicos rectos. Existe una teoría muy variada y completa con lo que respecta a engranes cónicos, pero se limitará a colocar los cálculos respectivos.

Consideraciones iniciales:

- De acuerdo al catálogo 40 de Martin. 1980 (Sprocket & Gear, INC.). (ver Anexo Q). Por experiencia del fabricante tienen una tabla indicando la potencia aproximada que puede transmitir los distintos engranes que ellos fabrican, de manera que para una revoluciones de 600 r.p.m. y una potencia de 0,50 hp se obtuvo un engrane Tipo M1221C.
- Debido a que en Venezuela, existen pocas distribuidoras de engranes, se requirió diseñar y construir el engrane cónico recto en los talleres de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.
- Según A. L. Casillas. Máquinas.1982. p. 200,201. Se realizó los cálculos respectivos para obtener la geometría del engrane cónico recto con el uso de las ecuaciones (11-4) hasta la Ec. (11-13); mostrando los resultados en la tabla N° 11.1.4.1 y para mayor claridad ver las figura N° 11.1.4.1 y N° 11.1.4.2.

Datos de entrada:

$\alpha = 45^\circ$ y la relación de transmisión es 1 : 1.

Módulo: $M = 3$

Nº de dientes: $N = 21$

Revoluciones por minuto: $n = 640$ r.p.m.

Material: Acero al carbono AISI 1045.

$$J = \frac{D_e}{2} \tan \alpha \quad \text{Ec. (11? 4)}$$

$$j = J \frac{c F}{c} \quad \text{Ec. (11? 5)}$$

$$c = 0,707 D_p \quad \text{Ec. (11? 6)}$$

$$Y = 0,707 L \quad \text{Ec. (11? 7)}$$

$$N_i = 1,41 N \quad \text{Ec. (11? 8)}$$

$$F = \frac{c}{3} \quad \text{Ec. (11? 9)}$$

$$D_e = 1,41422 M D_p \quad \text{Ec. (11? 10)}$$

$$\tan \beta = \frac{1,41422}{N} \quad \text{Ec. (11? 11)}$$

$$M = \frac{D_p}{N} \quad \text{Ec. (11? 12)}$$

$$D_p = N M \quad \text{Ec. (11? 13)}$$

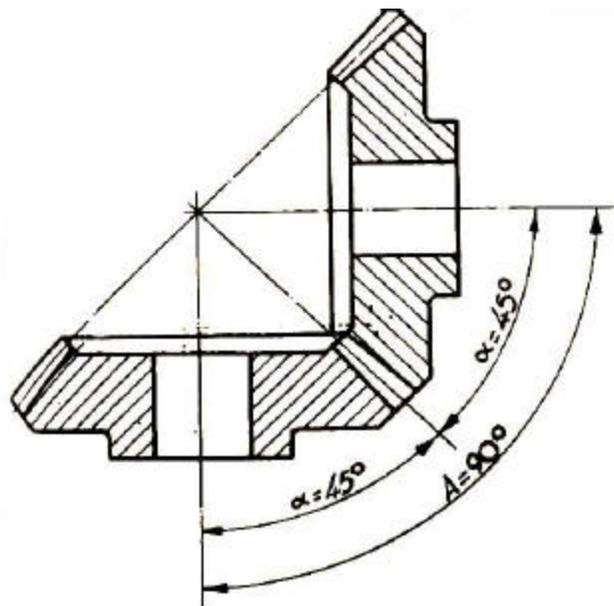


Figura Nº 11.1.4.1. Engranés cónicos con árboles a 90° y con el mismo número de dientes. Fuente: p. 632, A.L. Casillas, 1982, España.

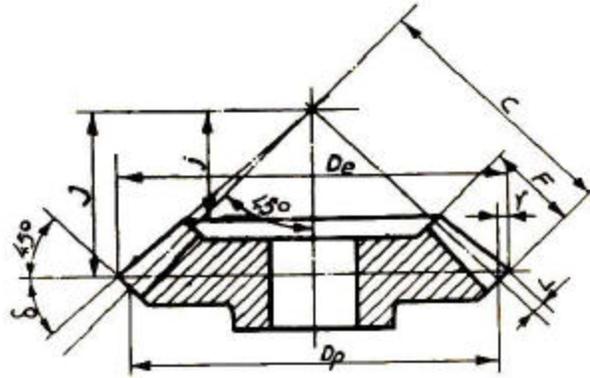


Figura N° 11.1.4.2. Configuración geométrica del engrane cónico Fuente: p. 632, A.L. Casillas, 1982, España.

d	41,15	(Grados)
	0,72	(Radianes)
De	67,24	(mm)
Dp	63,00	(mm)
c	44,54	(mm)
F	14,85	(mm)
Ni	29,61	(Dientes)
J	29,38	(mm)
j	19,59	(mm)
β	0,067242	(Radianes)
	3,85	(Grados)
?	3,03	(Grados)
	0,05	(Radianes)
L	3,00	(mm)
Y	2,12	(mm)
V	2,11	(m/s)
	126,669	(m/min)

Tabla N° 11.1.4.1. Resultados de geométrica del engrane cónico. Fuente: Troya Héctor.

Una vez definida la geometría del engrane cónico además de las cargas actuantes por efecto de la potencia transmitida, se verificó y constató que los esfuerzos de contacto y de geometría no excedieran a sus respectivos esfuerzos admisibles.

En el plano N° 15, se pueden observar los detalles del mecanizado del engrane cónico.

11.2.- Estructura de transmisión de potencia.

Se procedió de la misma forma que en el punto 11.1 y se determinó el módulo de sección y área transversal, verificando que el ángulo de 25 mm x 25 mm x 3 satisface las condiciones imperantes en los elementos que conforman la estructura. Cabe repetir que el mercado por no disponer del ángulo antes mencionado, se requirió adquirir de ángulos de 30 mm x 30 mm x 3, (ver Figura N° 11.2.1). En el caso de observar ángulos de mayor tamaño al de 30 mm x 30 mm x 3, sólo se deberá condiciones geométricas.

En el plano N° 2-1 hasta el N° 2-10, se pueden observar los detalles de la estructura de transmisión de potencia.

La estructura de trabajo se encuentra dividida cuatro sectores, donde el primer sector es la tolva, en el segundo sector se encuentra el rotor de aletas móviles, seguido por el tercer sector con las láminas separadoras y finalmente el cuarto sector en el cual están los tamices separadores.

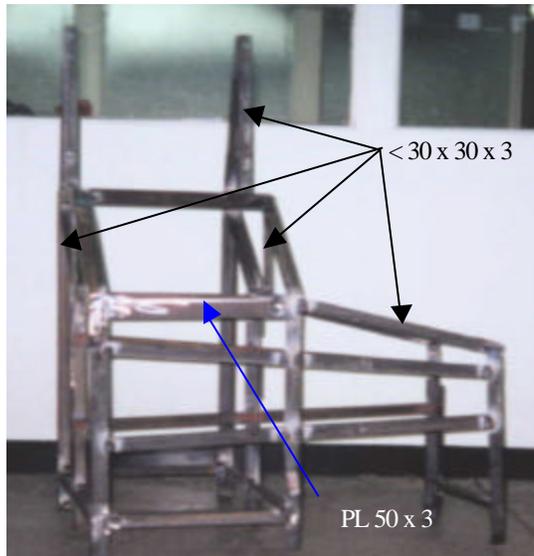


Figura N° 11.2.1. Estructura de trabajo

11.2.1.- La Tolva.

La tolva es el elemento por el cual van a introducirse las vainas a desgranar. La geometría de la tolva obedece a condiciones netamente geométricas además de garantizar una entrada uniforme sin trabamientos de vainas al sector de desgranado, (ver figura N° 11.2.1.1).

Se construyó con láminas de acero. El volumen de la tolva es de 13791 cm^3 .

En el plano N° 12-4, se pueden observar los detalles de la tolva.



Figura N° 11.2.1.1. Tolva.

11.2.2.- Rotor de aletas móviles.

El rotor de aletas móviles cumple con la función conjuntamente con las aletas fijas, de crear el efecto de golpeteo a las vainas que descienden de la tolva, y de esta manera poder sacar al grano de la vaina, (ver figura N° 11.2.2.1).

Este rotor está compuesto de un tubo mecánico, al cual se le insertó las aletas de metal, a través de una pletina y tornillos.

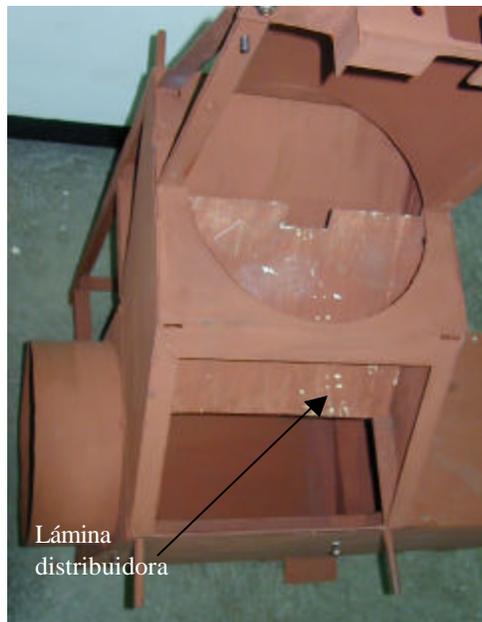
En el plano N° 14, se pueden observar los detalles del rotor de aletas móviles.



Figura N° 11.2.2.1. El rotor de aletas móviles.

11.2.3.- Lámina y tamices separadores.

La lámina separadora viene justamente después del rotor de aletas fijas, y esta cumple con la función de distribuir uniformemente el flujo en conjunto de vainas rotas y granos, hacia donde se encuentra los tamices. Seguidamente los tamices que no son más que unas mallas plásticas cuadrículas con una abertura predeterminada, que permite pasar a los grano liberados y atrapa a las vainas rotas, (ver figura N° 11.2.3.1).



(a)



(b)

Figura N° 11.2.3.1. (a) Lámina distribuidora. (b) Tamices separadores.

CAPÍTULO XII

MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

En el presente capítulo se realizará una secuencia de los materiales y equipos utilizados en el proceso de la construcción de la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles.

12.1.- Corte de los ángulos y barras de acero macizas.

Para cortar los ángulos de 30 x 30 x 3 mm, los ángulos de 50 x 50 x 4,75 mm y barras AISI 1045, que son los elementos principales que conforman la estructura de transmisión y de trabajo; se utilizó una máquina cortadora de metal tipo vaivén con segueta 12", la cual puede observarse en la figura N° 12.1.1.



Figura N° 12.1.1. Máquina cortadora de Metal tipo vaivén con segueta 12", modelo REMAC, marca Olivetti, N° 300, Milano Italia.

12.2.- Soldadura de los distintos elementos que conforman la máquina.

Una vez cortados los distintos elementos de las estructuras antes mencionadas, para su unión se requirió del uso de una máquina de soldadura eléctrica al arco (SMAW) y electrodos E-7018 (3/32”), ver figura N° 12.2.1.



Figura N° 12.2.1. Máquina para soldadura eléctrica al arco (SMAW)”, modelo Progress, marca Bellyott, N° 2P, Londres, Inglaterra.

12.3.- Maquinados en el torno.

Una vez armada la estructura de transmisión de potencia y de trabajo, se procedió al maquinado de los árboles y de las poleas, en el torno de eje horizontal (ver figura N° 12.3.1).

Los procesos de maquinado realizados en el torno fueron:

- a.- Cilindrado Externo en las barras.
- b.- Cilindrado Interno en las poleas.
- c.- Refrentado en las barras y poleas.
- d.- Taladrado en las barras y poleas.
- e.- Torneado cónico en barra maciza utilizada para la fabricación del engrane cónico.



Figura N° 12.3.1. Torno de eje horizontal, modelo BOEHRINGER, Alemania.

12.4.- Maquinados en la fresadora.

Al tubo mecánico que forma parte del rotor de aletas móviles, se le realizó un ranurado suave a cada 90° para ser utilizado como guías en la colocación de las 16 pletinas de metal.

Además se realizó un ranurado a las pletinas (aletas fijas), de manera de soldarle una barra maciza y de esta manera poder fácilmente colocar y soldarlas a las carcasas circulares (Ver figuras 12.4.1, N° 12.4.2 y N° 12.5.2).

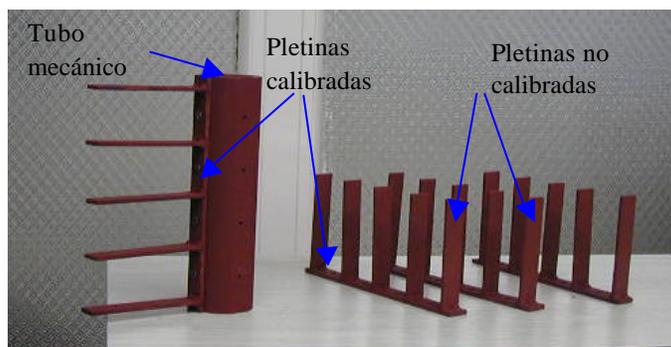
De forma similar, se utilizó la fresadora en la elaboración del engrane cónico recto.

Los procesos de maquinado realizados en la fresadora fueron:

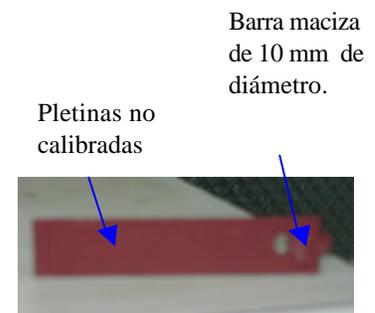
- a.- Ranurado con fresas de manguito en el tubo mecánico y pletinas.
- b.- Ranurado con fresas de disco en la barra maciza ya torneada cónicamente, utilizada para la manufactura del engrane cónico recto.



Figura N° 12.4.1. Fresadora de eje Vertical, modelo REMARC, marca Olivetti, N° 936, Milano Italia.



(a)



(b)

Figura N° 12.4.2. (a) Tubo mecánico con aletas móviles (pletinas no calibradas); (b) pletinas ranuradas soldada con barra de 10 mm de diámetro.

12.5.- Taladrado y otros.

Además del proceso de soldadura se utilizó tornillos como mecanismo de unión, y por ende se requirió la elaboración de agujeros en las distintas partes de la máquina. Estos agujeros se realizaron con la ayuda de un taladro de columna y de un taladro de mano. (ver figura N° 12.5.1). Cabe mencionar que se realizaron agujeros pasantes, como también el prerroscado del tipo Withworth con la utilización de escariadores tipo machos.



Figura N° 12.5.1. Taladro de columna, modelo Progress, Bellyott company, N° 1s, Londres, Inglaterra.

Entre otros procesos que se requirieron realizar en la construcción de la máquina, se encuentra el corte de las láminas de hierro negro, que sirven de carcasa o cubierta en la estructura de trabajo, dichos cortes se realizaron con una guillotina manual de capacidad para cortes de láminas de metal con espesores hasta 3 mm, en la figura N° 12.5.2, se puede observar los distintos cortes realizadas a láminas de hierro negro con espesores de 1 mm, para conformar la carcasa de la estructura de trabajo.

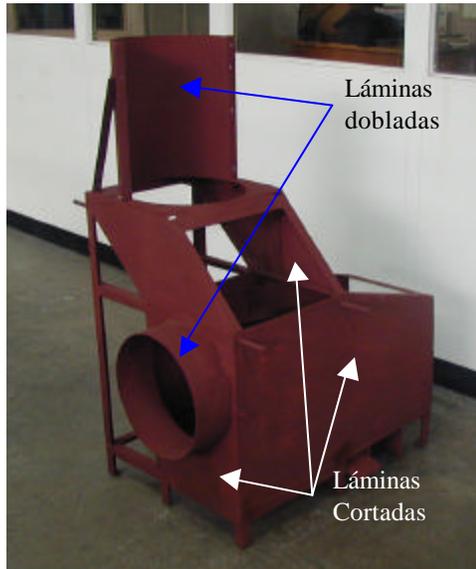


Figura N° 12.5.2. Estructura de trabajo parcialmente cubierta con su carcasa.

Como se puede observar en la figura N° 12.5.2, se necesitó realizar el rolado de láminas para construir la entrada y salida de la hélice que conforma el ventilador, y de igual forma, para construir las carcazas a media luna que unidas constituyen el sector del golpeo de las vainas. Este rolado o cilindrado se realizó con una máquina cilindradora manual, perteneciente a la escuela de ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela, (ver figura N° 12.5.3).



Figura N° 12.5.3. Máquina cilindradora manual, modelo Vallotti, Italia..

También se utilizó un esmeril de banco (ver figura N° 12.5.4) y un esmeril de mano, para realizar el esmerilado en la piezas que lo ameritaban.



Figura N° 12.5.4. Esmeril de banco, modelo BOEHRINGER, Alemania.

12.6.- Costos de materiales y manufactura.

Ya descrito las principales facetas de la construcción de la máquina, se presentará un estimado en los costos de los materiales, así como también en la manufactura de la construcción de la máquina.

Es de importancia mencionar que las compras de los distintos materiales se realizó en distintas casas ferreteras de la ciudad de Caracas. De igual manera, el presupuesto con respecto a la manufactura es el producto de un sondeo realizado a varios talleres metalmeccánico de la ciudad de Los Teques y de Caracas.

12.6.1.- Costos de los materiales:

Los costos de los materiales que se listan ha continuación corresponden a el mes de Abril hasta Agosto del 2002.

DESCRIPCIÓN:	Monto (Bs)	DESCRIPCIÓN:	Monto (Bs)
Ejes de diferentes calibre y Tubo mecánico	20.295,36	Prisioneros: 1/4"; 3/8"; 5/16" dia.	2.269,98
Angulo de 30 x 30 x 3 mm, 24 mts.	18.844,94	Resortes y tornillo 3/16" dia	650,00
Lámina HN 2x1015x2000	16.820,05	Pintura de color azul	1.300,00
Lámina HN 1x1015x2000	15.800,00	Pintura color oro	10.000,00
Angulo de 50 x 50 x 4 mm, 6 mts.	12.932,78	Electrodos E-7018; 3/32" dia.	3.350,00
Tornillos c/ tuerca 7/16" dia.	5.750,00	Hélice 12" dia. CW	4.400,00
Tornillos c/ tuerca 5/16" dia.	1.000,00	Par de bisagras	3.030,00
Tornillos c/ tuerca varios.	1.800,00	Pletina 1" x 3/16"x 6 mts.	2.802,96
Malla Plástica	5.250,00	Chumaceras tipo puente y Ovalada	76.449,76
Poleas de Aluminio	67.175,50	Varios	30.000,00
Sub-total (Bs) =	165.668,63	Sub-total (Bs) =	134.252,7
TOTAL (Bs) =		299.921,33	

Tabla N° 12.6.1.1. Lista de costos de materiales utilizados en la construcción de la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles. Fuente: Héctor Troya.

12.6.2.- Costos de la manufactura de la máquina:

El presupuesto que a continuación se presenta, estará vigente hasta el mes de Septiembre del 2002, e incluye el costo global en cada punto que se indique.

DESCRIPCIÓN:	Monto (Bs)=	DESCRIPCIÓN:	Monto (Bs)=
Estructura de transmisión de potencia.	60.000,00	Maquinado en Polea N° 1	15.000,00
Estructura de trabajo.	100.000,00	Maq. en Poleas N° 2,4 y 6	24.000,00
Maquinado árbol N° 1.	8.500,00	Par de engranes cónicos.	70.000,00
Maquinado árbol N° 2.	8.500,00	Corte de láminas.	15.000,00
Maquinado árbol N° 3.	15.000,00	Armado de la maquina	40.000,00
Maquinado árbol N° 4.	8.500,00	Agujeros roscados	25.000,00
Maquinado árbol N° 5.	20.000,00	Armado del rotor c/aletas	30.000,00
Sub-total (Bs) =	220.500,00	Sub-total (Bs) =	219.000,00
TOTAL (Bs) =		439.500,00	

Tabla N° 12.6.2.1. Presupuesto de la construcción de la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles. Fuente: Héctor Troya.

CAPÍTULO XIII

En el siguiente capítulo se realizarán las pruebas y ensayos pertinentes a la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles, al igual que se mostrarán los resultados obtenidos con sus respectivas conclusiones y recomendaciones.

13.1.- Pruebas y ensayos.

13.1.1.- Medidas de las revoluciones por minuto en los árboles de transmisión.

Inicialmente se comprobó que las revoluciones por minuto a las cuales giran los árboles, con la ayuda de una lámpara Estroboscópica (ver figura N° 13.1.1.1. (a)), arrojando los siguientes resultados:

Árbol N° :	r.p.m. medidas ~	r.p.m. teóricas =
1	55	60
2	302	240
3	620	640
4	1380	1440
5	620	640

Tabla N° 13.1.1.1. Comparación de los resultados de las r.p.m. teóricas y medidas (prácticas) de los árboles de transmisión de potencia. Fuente: Héctor Troya.



(a)



(b)

Figura N° 13.1.1.1. (a) Lámpara Estroboscópica. AMETEK. Mansfield & Green Division. Modelo 1965. Digistrobe III. (b) Tri-sense. Modelo 637-0090 Barmant company (con sensor de hilo caliente)

13.1.2.- Medidas de la velocidad del flujo de aire.

Posteriormente se realizó la medida de la velocidad del flujo de aire a la salida del ventilador y a la salida del conducto (ver figura N° 13.1.2.1), obteniendo los siguientes resultados:

a) Velocidad del aire a la salida del ventilador (V_{av}) = $(0,98 + 1,17) / 2$
 $= 1,08 \text{ m/s.}$

b) Velocidad del aire a la salida del conducto (V_{sc}) = $(2,50 + 3,06) / 2$
 $= 2,78 \text{ m/s.}$

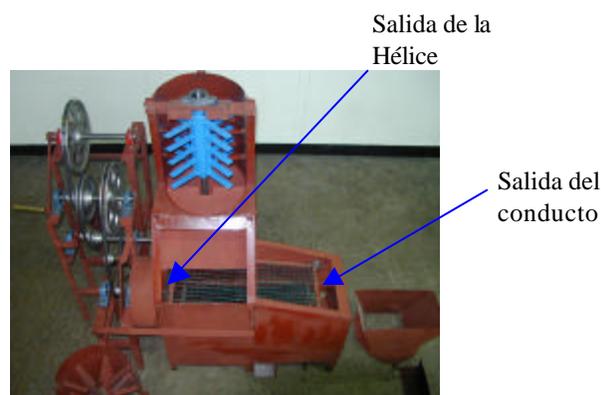


Figura N° 13.1.2.1. Zona de referencia donde se midió la velocidad del flujo de aire producida por el ventilador.

13.1.3.- Ensayos en la máquina manual de aletas desgranadora de frijoles.

De acuerdo a la Organización de las naciones unidas para la agricultura y la alimentación (FAO), en su boletín N° 110, de los principios y prácticas y evaluación de máquinas agrícolas, páginas 61,78,216-224. Estas pruebas están dirigida hacia maquinaria de grandes envergaduras con acoples de motores de alta potencia, por lo tanto se va a realizar comparación de dichas pruebas para efectuar un ensayo análogo que se adapte a la máquina manual en cuestión, ensayos que serán resumidos en los siguientes puntos:

1.- Hoja de datos para el análisis de las muestras de prueba.

Muestra N°	Tipo de grano:	Tasa de alimentación gr. / min.	Vel. de la Trilladora rev. / min.	Masa Total de la Muestra (gr.)
1	Frijol negro	1875	620	500
2	Frijol negro	500	620	500
3	Frijol negro	323	620	500
Muestra N°	Grano limpio (gr) :	Grano Quebrado (gr) :	Grano sin trillar (gr) :	Material extraño (gr) :
1	220	—	80	—
2	330	—	25	—
3	270	—	31	—

2.- Hoja de datos de la prueba, (ver figura N° 13.1.3.1).

Muestra N°	Fecha:	Inicio (seg.)	Terminación (seg.)	Potencia requerida (KW)
1	27-08-02	0	16	*
2	27-08-02	0	60	*
3	27-08-02	0	93	*
Muestra N°	Tasa de alimentación gr. / min.	Salida principal de granos (gr.)	Salida de cáscara s/granos (gr.)	Salida de cáscara s/desgranar (gr.)
1	1875	220	140	130
2	500	330	110	40
3	323	270	170	50

3.- Detenciones en la prueba:

Muestra N°	Tiempo			Razón por la cual se paró
	Desde (seg.) =	Hasta (seg.) =	Desde (seg.) =	
1	0	16	16	No se detuvo.
2	0	60	60	No se detuvo.
3	0	93	93	No se detuvo.

* : Debido a que en el taller de la Escuela de Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, no hay un Watímetro, equipo con el cual se pueda medir torques pequeños, no se pudo medir el torque en la trilladora (rotor de aletas móviles) y por ende la potencia.

4.- Determinación de la eficiencia (%) en base masa, donde se recurre al siguiente cuadro para su mayor entendimiento:

Muestra N°	Masa Total (gr.) [1]	Masa grano limpio (gr.) [2]	Masa cáscara desgranada (gr.) [3]	Masa cáscara s/desgranada (gr.) [4]
1	500	220	140	130
2	500	330	110	40
3	500	270	170	50
Muestra N°	Masa (gr.) [5] = ([2] + [3] + [4])	Pérdidas (gr.) [6] = ([1] - [2] - [3] - [4])	Pérdidas (%)	Eficiencia (%) [7] = (([2] + [3]) - ([4] + [6])) / [1]
1	490	10	2	44
2	480	20	4	76
3	490	10	2	76



Figura N° 13.1.3.1. Resultados de las muestras de frijoles negros.

13.2.- Análisis de los resultados.

1.- Con respecto a las revoluciones por minuto medidas en cada árbol, de acuerdo a la tabla N° 13.1.1.1 nos indica que existe una discrepancia pequeña con los valores calculados, ofreciendo un alto margen de confianza en los cálculos donde están involucrados las r.p.m..

2.- La velocidad del flujo de aire (viento) al comienzo del ventilador no es lo suficientemente alta para desplazar gran parte de las cáscaras (vainas) a través del conducto de la estructura de trabajo, pero si lo necesario para transportar el polvo y pequeñas trozos de cáscara y de esta manera poder obtener el grano completamente limpio. Y lo que respecta la velocidad del viento al final del conducto se debe a una reducción de este en el extremo final.

3.- De acuerdo a los resultados para la muestra N° 1 de frijoles negros, para una tasa de alimentación aproximada de 1875 gr. / min., se obtuvo masa de granos cáscaras sin desgranar de 130 gr., indicando de esta forma que:

- a) La velocidad de giro del rotor con aletas móviles es muy lenta.
- b) La tasa de alimentación es muy rápida.
- c) El número de aletas fijas en la carcasa circular es pequeño.

4.- De acuerdo a los resultados para la muestra N° 2 y N° 3 de frijoles negros, para una tasa de alimentación aproximada de 500 y 323 gr. / min. respectivamente, se obtuvo masa de granos cáscaras sin desgranar de 40 gr. en la muestra N° 2, y 50 gr. en la muestra N° 3. Indicando esta manera que:

- a) La velocidad de giro del rotor con aletas móviles es ajustada.
- b) La tasa de alimentación es adecuada.
- c) El número de aletas fijas en la carcasa circular debería incrementarse.

5.- De la masa total existe un rango del 2 al 4 % de masa (cáscaras y granos) que queda atrapada dentro de los conductos de estructura trabajo.

6.- En la masa de granos limpios obtenidos, se observó que se encontraban limpios y enteros, mostrándonos que la velocidad de giro en el rotor de aletas móviles golpea a los granos más no los rompe; y que la velocidad del viento en la salida del ventilador cumple con su función de separar el polvo e impurezas pequeñas del grano.

7.- De las eficiencias obtenidas para las tres (03) muestras, se tiene un promedio de 65,33 %, indicando de esta manera que deben realizarse ciertas modificaciones en la máquina, con la finalidad de aumentar la salida de granos limpios y disminuir la cantidad de cáscaras sin desgranar.

13.3.- Conclusiones.

En base al análisis de resultados obtenidos en las pruebas realizadas a la máquina manual de aletas desgranadoras de frijoles, se llegó a las siguientes conclusiones:

- 1.- Los distintos elementos que conforman la máquina, presentaron tanto en lo estático como en lo dinámico, un comportamiento coherente con lo establecido en el desarrollo de los cálculos previos a su construcción.
- 2.- Debido a que el accionamiento de la máquina es manual, el operario para accionar la máquina tendrá que vencer un torque inicial de 21,59 N.m, o sea, tendrá que transmitirle una fuerza a la manivela de 6,88 kg, lo cual es accesible para un hombre adulto, más no para una mujer o niño.
- 3.- La velocidad del flujo de aire a la salida del ventilador no es lo suficientemente alta para desplazar las vainas al final del conducto, donde se encuentran los tamices; pero ayuda en gran manera a desalojar el polvo y pequeñas impurezas del grano, obteniéndose así, un grano limpio.
- 4.- En las pruebas realizadas a la máquina, se introdujeron muestras de 500 grs., con un volumen aparente de $5,2 \times 10^3 \text{ cm}^3$ cada una. No obstante, cuando se ponga en operación la máquina se podrá introducir $15,6 \times 10^3 \text{ cm}^3$, ya que la capacidad del conducto donde están colocados los tamices lo admite.
- 5.- Debido a que la máquina no posee un dispositivo, el cual le ayude a controlar la tasa de alimentación de las cáscaras, el usuario deberá

adaptarse rápidamente y lograr introducir en la tolva, las vainas a razón de 500 gr. / min., para obtener la mayor cantidad de vainas desgranadas.

6.- De acuerdo a los resultados obtenidos, se tiene que por cada 100 gr. de frijól negro a obtener existe una pérdida de 13.01 gr. de frijól negro.

7.- Debido a que los rendimientos, si bien son función del tipo de máquina, de la habilidad de los operarios y de la organización del trabajo, podemos estimarlo en un máximo de 40 kg/h, el cual si lo comparamos con trabajo de trilla a mano, donde un grupo de 2 a 4 trabajadores pueden obtener de 20 a 80 kg/h, podemos afirmar que esta máquina no aumenta la producción, pero si facilita al usuario el cargado trabajo que requiere el trillar a mano.

8.- El costo de la construcción de la máquina incluyendo materiales y mano de obra, se encuentra en el orden de los 739.421,33 Bs. hasta el mes de Septiembre del 2002. Costos que pueden variar, en función del alza del dólar.

9.- Se elaboro un manual sencillo de operaciones y de mantenimiento con la finalidad de obtener un manejo eficaz del funcionamiento de la máquina, (ver Anexo J).

10.- El flujo de aire, producido por el ventilador no es lo suficientemente grande para desplazar a las cáscaras rotas, disminuyendo de ésta manera el rendimiento de la máquina al tener que retirar las cáscaras desgranadas de los tamices separadores.

13.4.- Recomendaciones.

- 1.- En la carcasa donde se encuentra las aletas fijas, debería incrementarse un número mayor de aletas, de manera que se aumente el efecto de golpeteo en las cáscaras y por ende se logre obtener una mayor cantidad de cáscaras desgranadas y un mayor rendimiento.
- 2.- Con la ayuda de un Watímetro, se puede determinar la potencia real que consume el rotor de aletas móviles y de este modo tomar una decisión de colocar una hélice de mayor potencia, para poder desplazar las vainas desgranadas hacia el final del conducto donde se encuentran los tamices.
- 3.- En el caso de no poder utilizar una hélice de mayor potencia, se puede desplazar la hélice actual, a una distancia de 390 mm hacia fuera, además de reducir el área en la entrada del conducto donde se encuentran los tamices, y garantizar de esta manera una mayor velocidad del flujo de aire.
- 4.- En el extremo final del conducto donde se encuentran los tamices, se puede reducir una longitud de 150 mm, de manera de ahorrar en costos de materiales y mano de obra.
- 5.- A pesar que la máquina se va ha accionar manualmente, ésta se diseño con las perspectivas que ha futuro, si en la zona llegase energía eléctrica, le colocasen un moto reductor eléctrico de $\frac{1}{4}$ hp hasta 1,5 hp con una salida en el eje de 60 r.p.m. máximo.

6.- Considerando que el costo de la máquina aumente, debido a la colocación del sistema de cadenas de rodillos, esta es la selección más adecuada para el correcto funcionamiento de la máquina, ya que trabaja a velocidades constantes debido a que no existe deslizamiento ni distensión, posee larga duración de vida útil y posee la actitud de impulsar varios ejes desde una misma fuente de potencia.

7.- De acuerdo a la Gaceta Oficial de la República Bolivariana de Venezuela, N° 36081, año 7/11/1996. Para el ministerio de Sanidad y asistencia Social en su capítulo III, de los equipos y utensilios, artículos N° 30 y 31. Todo alimento, procesado que vaya a ser ingerido por el ser humano, no debe tener contacto con materiales corrosivos o pintados, debido a que la máquina construida es un prototipo, para una futura construcción, se debe considerar colocar materiales inoxidables en aquellos lugares donde estén en contacto con el alimento.

BIBLIOGRAFÍA

Acevedo A., Rolando, Rivas F., Julian (1988). “Técnicas de Documentación e Investigación II”. Registro de Publicaciones de la Universidad Nacional Abierta. Caracas.

AutoDesk Mechanical Desktop, USA, Educational Software for Drawing Mechanical, Second Edition, 1989-2001, CD-ROM for Windows 95/98, 2000, XP and NT 4.0.

Bachmann F., (1959). “Dibujo Técnico”. Segunda Edición. Editorial Labor.España.

Grupo de Desarrollo Tecnológico, (1998). "Procesamiento Agroindustrial de Cereales". ITDG, Lima, Perú.

González E.,(1975). “Estadística General”. Quinta Edición. Ediciones de la Biblioteca de la Universidad Central de Venezuela. Caracas.

MDSolids, USA, Philpot T., Educational Software for Mechanical of Materials, versión 2.5.0, 1997-2002, CD-ROM for Windows 95/98,2000,XP and NT 4.0.

Organización de la Naciones Unidas para la agricultura y la Alimentación. (1991). “La Ingeniería agrícola en el desarrollo: la selección de insumos de mecanización”: Año: 1997. Boletín 84.Roma. Italia. Forster R., O’Kelly E.

- Organización de la Naciones Unidas para la agricultura y la Alimentación. (1994). "Principios y prácticas de prueba y evaluación de máquinas y equipos agrícolas": Año: 1994. Boletín 110. Roma. Italia. O'neal D., Sims B., Smith D.
- Shigley J., Mischke C., (1990). "Diseño en Ingeniería Mecánica". Quinta Edición. Editorial McGraw- Hill. México
- Tamayo, M., (1998). "El proceso de la investigación científica". Editorial Limusa, México.
- Spotts F., Shoup E., (1999). "Elementos de máquinas". Séptima Edición. Editorial Prentice Hall. México.
- UCV-FI/EIM, C.E. "Instructivo para la elaborar el Anteproyecto de Trabajo Especial".