T
631.36
LAR
D-6776

ESCUELA SUPERIOR

POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

ESPOL
CIB
D-6776

"Diseño y Construcción de un Prototipo de Trilladora para Cereales con Flujo Axial"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

CIB-ESPOL
CIB-ESPOL

Presentado por:

TONY LARA CORDOVA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.983

A G R A D E C I M I E N T O

CIB-ESPOL

De todo corazón al DIOS DE AMOR, que me permite culminar este estudio, a la ESPOL, y al Ing. MARCELO ESPINOSA, Director de Tesis, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

CIB-ESPOL

D E D I C A T O R I A

CIB-ESPOL

CIB-ESPOL

Con mucho cariño:

A mi Madre LUCY

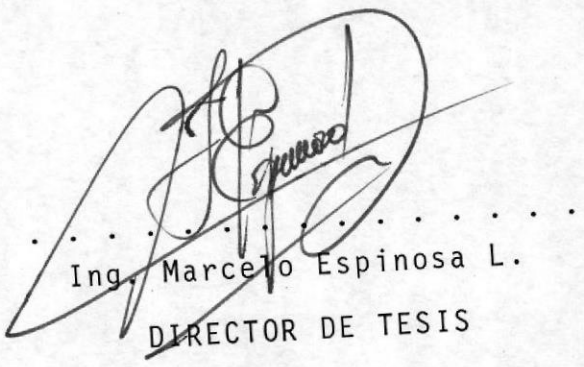
A mis Hermanos PEDRO y DAYSI

A mi Esposa ANA MARIA, y

A mi Hija BERENICE

CIB-ESPOL

CIB-ESPOL



. . . . . .

Ing. Marcelo Espinosa L.

DIRECTOR DE TESIS

CIB-ESPOL

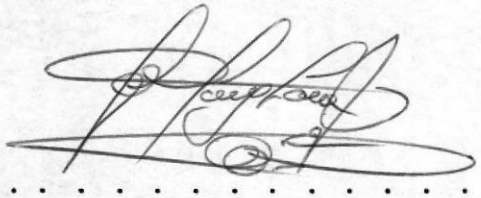
CIB-ESPOL

CIB-ESPOL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL)



. . . . . .

TONY LARA CORDOVA

CIB-ESPOL

R E S U M E N

El diseño de trilladoras estacionarias de mediana capacidad, tiene mucha importancia para el desarrollo de la agricultura en nuestro País, dado el número de personas que se involucran tanto en su producción, como en su operación para mejorar la producción del campo, y porque el consumo (de arroz) crece en proporción geométrica con respecto a la producción.

El presente diseño cumple con tres objetivos principales:

1.- Bajo costo, tanto en construcción como de operación y mantenimiento.

2.- De capacidad mediana, no menor a los 400 Kg/hr, de material cosechado, para que satisfaga a extensiones de cultivos pequeñas y medianas, y donde la maquinaria mayor no pueda operar.

3.- Ligera de peso, para una fácil transportación al sitio de trabajo.

La construcción del prototipo se la realizó contando con materiales encontrados en el mercado nacional, tales como ángulos, platinas de acero, planchas (láminas) de acero, pernos y accesorios de fácil obtención.

Los diferentes elementos son construidos a base de soldadura, y otros, formados con pernos.

Básicamente la máquina está constituida por dos unidades:

- La unidad separadora cuya función es arrancar el grano de la espiga por impacto y fricción entre dos superficies (un cilindro y una camisa cóncava).

- La unidad limpiadora: que clasifica el grano trillado del grano vano, usando un movimiento alternativo en la zaranda, y un flujo de aire para expulsar el grano vano.

La velocidad de alimentación de cosecha, velocidad del cilindro trillador, juego (claro) entre cilindro y cóncavo, espaciamiento entre varillas del cóncavo y ángulo de los lóbulos (guías), juegan un papel importante en la eficiencia de la máquina. Una mejor selección y combinación de estos parámetros, permitirá que el grano no trillado, grano dañado y pérdidas sean relativamente bajas.

De igual forma la frecuencia de oscilación y carrera en zaranda y el flujo de aire influirán en las pérdidas por zaranda y en la limpieza del grano.

De los resultados obtenidos, se aprovechará para mejorar el diseño y optimizar la máquina.

INDICE GENERAL

Pág.

RESUMEN. VI

INDICE GENERAL IX

INDICE DE FORMULAS XIII

INDICE DE FIGURAS. XV

LISTA DE SIMBOLOS. XVIII

INTRODUCCION. 22

- Maquinaria Agrícola: Su importancia y campo de acción. 22

- Trilladoras: Clasificación. 23

- Objetivo del Diseño. 27

I INGENIERIA DEL DISEÑO. 31

1.1 Reconocimiento de la necesidad 31

1.2 Diseño Básico. 33

1.2.1 Trabajo Principal: función (acción requerida). 33

1.2.2 Productos existentes 37

1.2.3 Potencia. 37

1.3 Material. 40

1.3.1 Medida (tamaño) y peso 40

Pág.

1.3.2 Cargas Mecánicas. 40
1.3.3 Vida de Servicio 41
1.3.4 Costos. 42
1.4 Forma del Diseño. 43
1.4.1 Influencia de las Cargas Mecánicas . . . 43
1.4.2 Influencia del Material. 44
1.4.3 Influencia de los Métodos de Producción. 45
1.4.4 Influencia del Tamaño y Peso 46
1.4.5 Influencia de productos existentes . . . 47
1.4.6 Influencias de manejo y adaptabilidad (facilidad) de transporte. 47
1.4.7 Influencias del mantenimiento y reparación. 48
1.4.8 Influencia de la potencia requerida y energía consumida 49
II EVALUACION. 50
2.1 Soluciones posibles. 50
2.1.1 Unidad Separadora 50
2.1.2 Unidad Limpiadora 57
2.2 Cuadro de Evaluación. 63
III SINTESIS. 68
3.1 Solución Optima 68
3.2 Modelo (Dibujo) 71

Pág.

3.3 Dimensionamiento (Planos). 72
3.4 Materiales (Selección) y Accesorios. 73
IV CALCULOS. 74
4.1 Unidad Limpiadora. 74
4.1.1 Ventilador: Flujo, inercia 74
4.1.2 Excéntrica y Zaranda: Velocidad, número de láminas en resortes. 81
4.1.3 Potencia en el eje ventilador, potencia en el motor. 101
4.1.4 Diámetro en el eje ventilador. 103
4.2 Unidad Separadora. 111
4.2.1 Juego (claro) de: cilindro-cóncavo, espaciamiento de varillas cóncavo. 111
4.2.2 Diámetro del cilindro, velocidad periférica, longitud dientes. 115
4.2.3 Velocidad Alimentación. 118
4.2.4 Angulo de los Lóbuloss (guías) 119
4.2.5 Potencia en el eje cilindro trillador. . .121
4.2.6 Diámetro del eje cilindro trillador. . . .127
4.3 Estructura: Sección de los miembros. 133
4.4 Soldadura. 143
4.5 Accesorios 147
4.5.1 Selección de poleas y bandas 147

Pág.

4.5.2 Selección de Rodamientos y Chumaceras. .150
4.5.3 Selección del Chavetero. 153
V CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO. 156
5.1 Estructura. 156
5.2 Unidad Separadora 156
5.3 Unidad Limpiadora. 159
VI PRUEBAS Y RESULTADOS. 164
6.1 Capacidad Trilladora, pérdidas, limpieza de grano y capacidad de módulos zaranda. 164
6.2 Facilidad de transporte. 167
6.3 Potencia. 167
VII EVALUACIONES FINALES. 174
7.1 Análisis de Resultados. 174
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. 181
TABLAS Y GRAFICOS. 185
BIBILIOGRAFIA. 217

INDICE DE FORMULAS

Nº		Pág.
1	Velocidad de Suspensión.	74
2	Flujo en el Ventilador	77
3	Momento torsor debido al flujo	78
4	Potencia.	79
5	Momento Torsor Inercial.	79
6	Fuerza en zaranda.	82
7	Aceleración zaranda.	83
8	RPM en eje de biela.	83
9	Fuerza estática en resortes.	84
10	Fuerza dinámica en resortes.	85
11	Reacciones en zaranda.	86
12	Teoría del máximo esfuerzo cortante.	87
13	Esfuerzo cortante máximo.	87
14	Esfuerzos principales.	87
15	Esfuerzos normales.	88
16	Esfuerzos medios y alternantes.	90
17	Límite de Resistencia a la Fatiga.	90
18	Factor de Reducción de Resistencia en Fatiga . .	91
19	Carga Crítica de Pandeo.	96

Nº		Pág.
20	Fuerza balanceadora.	97
21	Fuerzas en Poleas.	104
22	Potencia transmitida por polea.	104
23	Diámetro de eje (cargas estáticas)	109
24	Diámetro de eje (fatiga)	110
25	Momento torsor por fuerza de rozamiento.	121
26	Cabezal de Presión.	169
27	Velocidad de Aire.	169
28	Potencia debido al flujo aire.	169
29	Variación de Potencia.	170
30	Sección de miembros de la estructura	138
31	Esfuerzo permisible de compresión.	138
32	Momento de inercia unitario.	144
33	Momento de inercia.	144
34	Area dp Soldadura.	145
35	Longitud de Banda.	148
36	Potencia actual en banda.	148
37	Vida Nominal.	150

INDICE DE FIGURAS

FIG.Nº		Pág.
1	Unidad Trilladora con Flujo Axial.	25
2	Unidad Trilladora con Flujo Radial	29
3	Unidad Trilladora con flujo radial sin cóncavo	29
4	Máquina Cosechadora.	30
5	Unidad Separadora.	35
6	Unidad Limpiadora.	36
7	Diseño Básico de Trilladora.	37
8	Distribución de Potencia para Trilladora Estacionaria.	38
9	Distribución de potencia para máquinas cosechadoras.	39
10	Resistencia al Desgaste	43
11	Cilindro Trillador de Dientes Rectos.	53
12	Cilindro trillador de dientes en forma de U. .	53
13	Cilindro de Barras Estriadas.	54
14	Cilindro de Barras Angulares.	54
15	Cóncavo de Barras.	55
16	Cóncavo de Varillas.	55
17	Cóncavo de Varillas (tipo malla)	56

FIG.Nº Pág.

18 Aletas para Flujo Axial, rectas. 56

19 Aletas para Flujo Axial, curvas. 56

20 Paletas para expulsión paja. 57

21 Zaranda de dos niveles. 59

22 Zaranda de un nivel, varios módulos. 60

23 Mecanismo para movimiento alternativo 1. 60

24 Mecanismo para movimiento alternativo 2. 61

25 Mecanismo para movimiento alternativo 3. 61

26 Mecanismo para movimiento alternativo 4. 62

27 Modelo (Dibujo) de máquina trilladora. 71

FOT.Nº

1 Construcción Cilindro Trillador. 157

2 Verificación de Medidas. 158

3 Cubierta del Cilindro. 158

4 Montaje de cubierta cilindro. 159

5 Construcción cubierta del ventilador. 160

6 Prueba de velocidad. 162

7 Flujo de aire. 162

8 Alimentación de Cosecha. 163

9 Medidas de Presión. 163

10 Pruebas: Grano no trillado 171

FOT.Nº		Pág.
11	Pruebas: Grano no trillado.	171
12	Pruebas: Pérdidas por zaranda	172
13	Limpieza de Grano	172
14	Limpieza de Grano	173
15	Alimentación de Cosecha	173

LISTA DE SIMBOLOS

A	Area
a_v	Aceleración vertical de Zaranda
a_z	Aceleración de Zaranda
b, B	Ancho
c	Capacidad Kg/hr
d,D	Diámetro
e	Espesor
f	Coeficiente de Fricción
F	Fuerza Kgf
F_{ba}	Fuerza Balanceador
F_{bi}	Fuerza de Biela Zaranda
F_d	Fuerza de doblado
F_{re}	Fuerza en Resortes Zaranda
g	Aceleración de Gravedad
h_T	Cabezal de presión total
h_v	Cabezal de velocidad
I	Momento de inercia Kgf-cm-seg^2
I_u	Momento de inercia unitario
K	Constante de Resorte
Ka, Kb	Constantes para Fatiga
L	Longitud

M	Momento de Flexión
M_t	Momento torsor Kgf-cm
m	Masa
n	Factor de seguridad
n_{re}	Número de láminas en resortes
N	Velocidad de Rotación RPM
P	Potencia c.v., HP
Pcr	Carga Crítica de Pandeo Kgf
Q	Flujo m^3/seg
R, r	Radio
Rx	Reacción en dirección x Kgf
Ry	Reacción en dirección y
Se	Límite de Resistencia a la Fatiga Kgf/cm^2
Sut	Resistencia última (máxima)
Sy	Resistencia a la Fluencia
t	Tiempo
T	Momento Torsor Kgf-cm
V	Velocidad m/seg
V_s	Velocidad de suspensión
W	Peso Kgf
Wc	Peso de cilindro
Wz	Peso zaranda
Wv	Peso de ventilador
ω	Velocidad dp rotación rad/seg

α	Aceleración angular rad/seg^2
β θ	Angulo grado
γ	Peso específico Kgf/m^3
ρa	Densidad aire
σ	Esfuerzo normal Kgf/cm^2
σp	Esfuerzo permisible
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
τ	Esfuerzo cortante
τmax	Esfuerzo cortante máximo

La siguiente simbología corresponde a las fórmulas 30-37 y son iguales a las simbologías usadas en los textos respectivos:

fa	Esfuerzo axial de compresión Ksi
fb	Esfuerzo normal de flexión
Fa	Esfuerzo permisible de compresión
Fb	Esfuerzo permisible de flexión
h	Espesor de gargante soldadura cm.
I	Distancia entre centros de poleas mm.
Pa	Potencia actual
Pb	Potencia base
C_γ, C_I	Constantes
$L_{10}h$	Duración Nominal hr
P	Capacidad de carga, Newton

ABREVIATURAS

AISC	American Institute of Steel Construction
PNA	Programa Nacional del Arroz
RPM	Revoluciones por minuto
c.v.	Caballo de Vapor Internacional
HP	Caballo de Vapor Inglés
Kgf	Kilogramo fuerza
Pér.	Pérdidas
Ksi	Kips por pulgada cuadrada
hr	Horas
seg	Segundos
rad	Radianes
cm	Centímetro

I N T R O D U C C I O N

MAQUINARIA AGRICOLA: SU IMPORTANCIA Y CAMPO DE ACCION

El aumento de capital en la agricultura, es un hecho que tiene relación directa con la mecanización agrícola.

La maquinaria agrícola afecta a la producción y al nivel de vida, ofreciendo la oportunidad de incrementar la producción y crear un mejor nivel de vida en el campo. El uso de maquinaria agrícola siempre conlleva un cambio de tipo económico y social. A través de todas las épocas el hombre se ha visto precisado a incrementar la producción y mejorar la rentabilidad de sus cultivos. Frente a esta necesidad se implementó el uso de ciertas herramientas y mecanismos sencillos, para mejorar la producción, hasta tener en la actualidad grandes maquinarias cuyos rendimientos benefician directa e indirectamente a todos.

Para cosechar trigo se comenzó en el año de 1829 con el uso de la hoz para cortarlo; luego en 1830 con la guadaña, seguidamente al corte con segadora, y ya en 1896 al corte con segadora-atadora. Desarrollo éste, que nos ha llevado

a la presente fecha a tener las máquinas cosechadoras de mandos electrónicos.

En la Tabla I se muestra en forma más detallada las horas-hombre necesarias para cosechar 0.4 Ha. de trigo, apreciándose claramente que con el uso de maquinaria agrícola, las horas-hombre disminuyen notoriamente, con lo cual la producción y economía aumentan en forma directa, de ahí pués la gran importancia del uso de maquinaria agrícola aplicada a los cultivos.

TRILLADORAS: CLASIFICACION

Al hablar de trilladoras y su clasificación, se tendría que mencionar también a las máquinas cosechadoras porque realizan de manera principal el trillado.

Existen dos grupos:

1.- Trilladoras estacionarias
2.- Trilladoras con desplazamiento (máquinas cosechadoras).

Dentro de cada grupo, se tienen a aquellas que son de flujo radial, axial, con unidad limpiadora o sin ella.

El siguiente cuadro visualiza esta clasificación:

Clasificación de las Trilladoras

Trilladoras Estacionarias				Trilladoras con desplazamiento
de flujo axial		de flujo radial		de flujo radial
sin unidad limpiadora	con unidad limpiadora	sin unidad limpiadora	con unidad limpiadora	con unidad limpiadora

Trilladoras estacionarias

Estas máquinas se diferencian de las que tienen desplaza - miento porque las estacionarias necesitan ser alimentadas.

Trilladoras estacionarias de flujo axial (Fig. 1)

Estas máquinas se construyen para que la panca (paquete de espigas con la semilla) pase una o más veces entre el cilindro trillador y la camisa cóncava, obteniéndose un mejor trillado (separación del cereal de la espiga), por cuya acción cae el grano a través de la camisa, y la paja es llevada axialmente hacia una salida lateral.

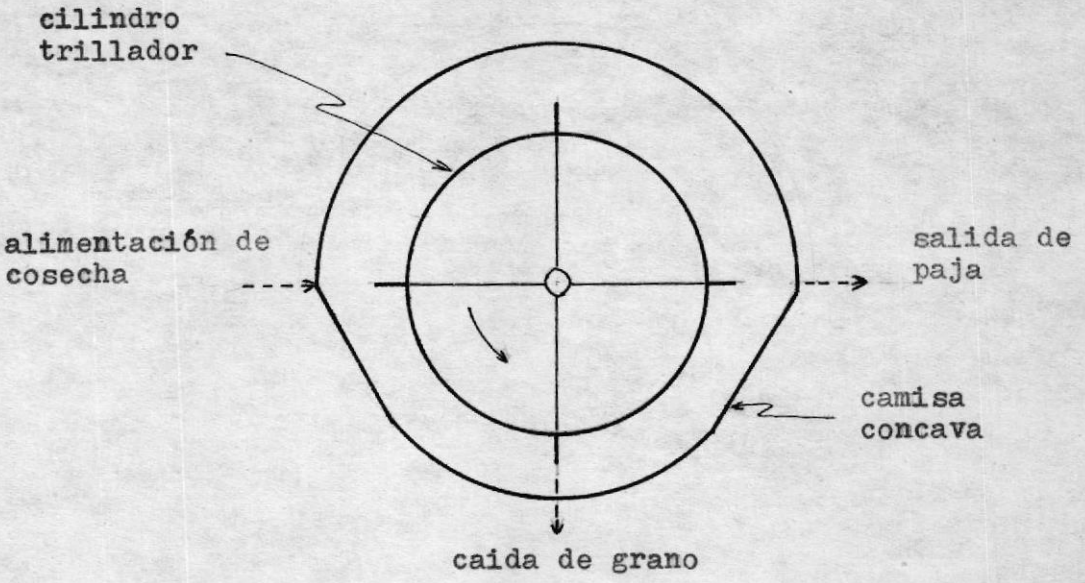


Fig.1.- Flujo axial

Trilladoras estacionarias de flujo radial

A más de que tengan o no la unidad limpiadora también pueden ser con cóncavo (camisa), o sin cóncavo.

En las trilladoras con cóncavo (Fig. 2) la panca pasa entre el cilindro trillador y el cóncavo, saliendo radialmente la paja, y el grano en cambio cae a través del cóncavo.

En las trilladoras sin cóncavo (Fig. 3) el trillado lo realiza solamente el cilindro, para lo cual el operario sostiene la panca mientras el cilindro gira, cayendo el

grano hacia adelante.

Trilladoras con desplazamiento

Generalmente estas máquinas son de flujo radial con unidad limpiadora completa y unidad cortadora alimentadora (Fig. 4).

Se clasifican en dos grupos (1):

1.- De acuerdo a la forma en que reciben la potencia de accionamiento. Se las subdivide en:

- Cosechadora de arrastre accionada por motor auxiliar.

- Cosechadora de arrastre accionada por la toma de fuerza del tractor.

- Cosechadora automotriz. Un mismo motor acciona los mecanismos de la cosechadora, así como la transmisión en sus ruedas delanteras.

2.- De acuerdo al tipo de cultivo, o el tipo de terreno para el que fueron diseñadas.

(1) Clasificación tomada del Boletín de Servicios Agrícolas de la FAO. 12.

- Cosechadora para terrenos planos

- Cosechadora para laderas

- Cosechadora especial para operar en terrenos pantanosos.

OBJETIVO DEL DISEÑO

El éxito o el fracaso de la agricultura depende en muchos casos del uso correcto que se le dé a las maquinarias agrícolas. La selección de máquinas está relacionada con el tipo de suelos, extensión del cultivo, su utilización, operabilidad y mantenimiento de las mismas.

El agricultor además se ve afectado por los recursos de capital, de tierra, mano de obra y créditos. Estos recursos que puede poseer en mayor o menor cantidad el agricultor han sido considerados como uno de los factores que influyen en los objetivos del presente diseño.

De lo expuesto anteriormente, puedo formular los siguientes objetivos:

1.- La maquinaria agrícola deberá construirse a un costo relativamente bajo, a fin de evitar costos fijos demasiado altos en el agricultor.

2.- El diseño deberá ofrecer una fácil operación y mantenimiento.

3.- La máquina será ligera de peso y de dimensiones apropiadas, para una fácil transportación.

4.- La máquina estará dirigida a pequeños y medianos agricultores, y también donde no se pueda usar maquinarias grandes.

5.- La capacidad de la máquina guardará estrecha relación con la extensión del cultivo.

6.- Los mecanismos y demás elementos a usarse, serán sencillos y de fácil construcción.

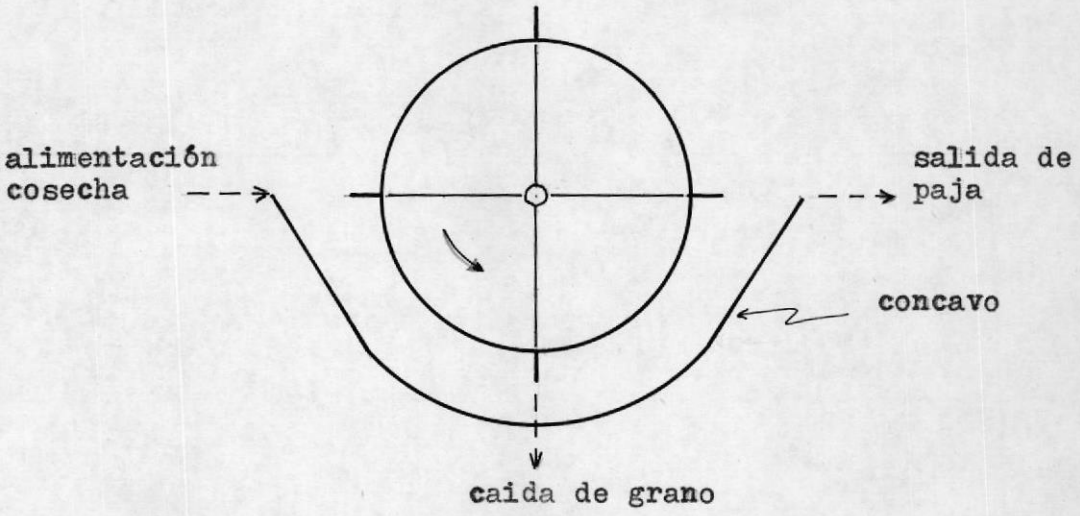


Fig. 2.- Flujo radial

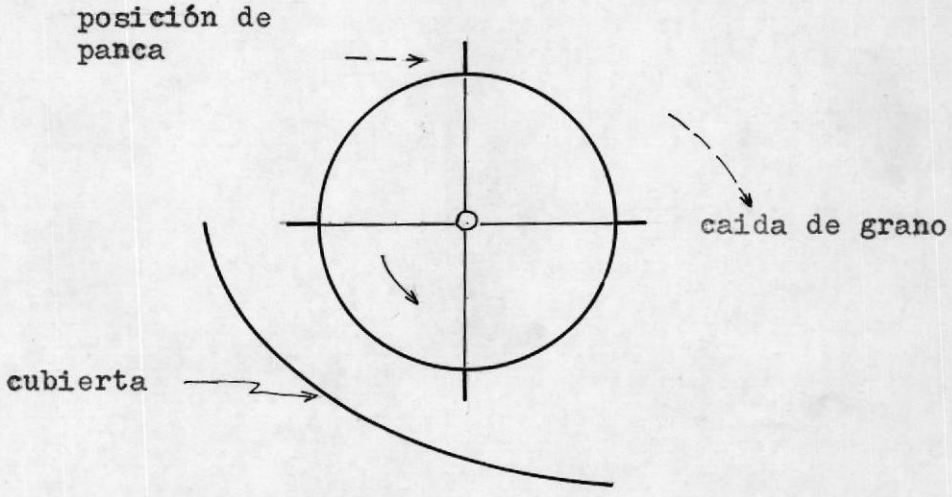
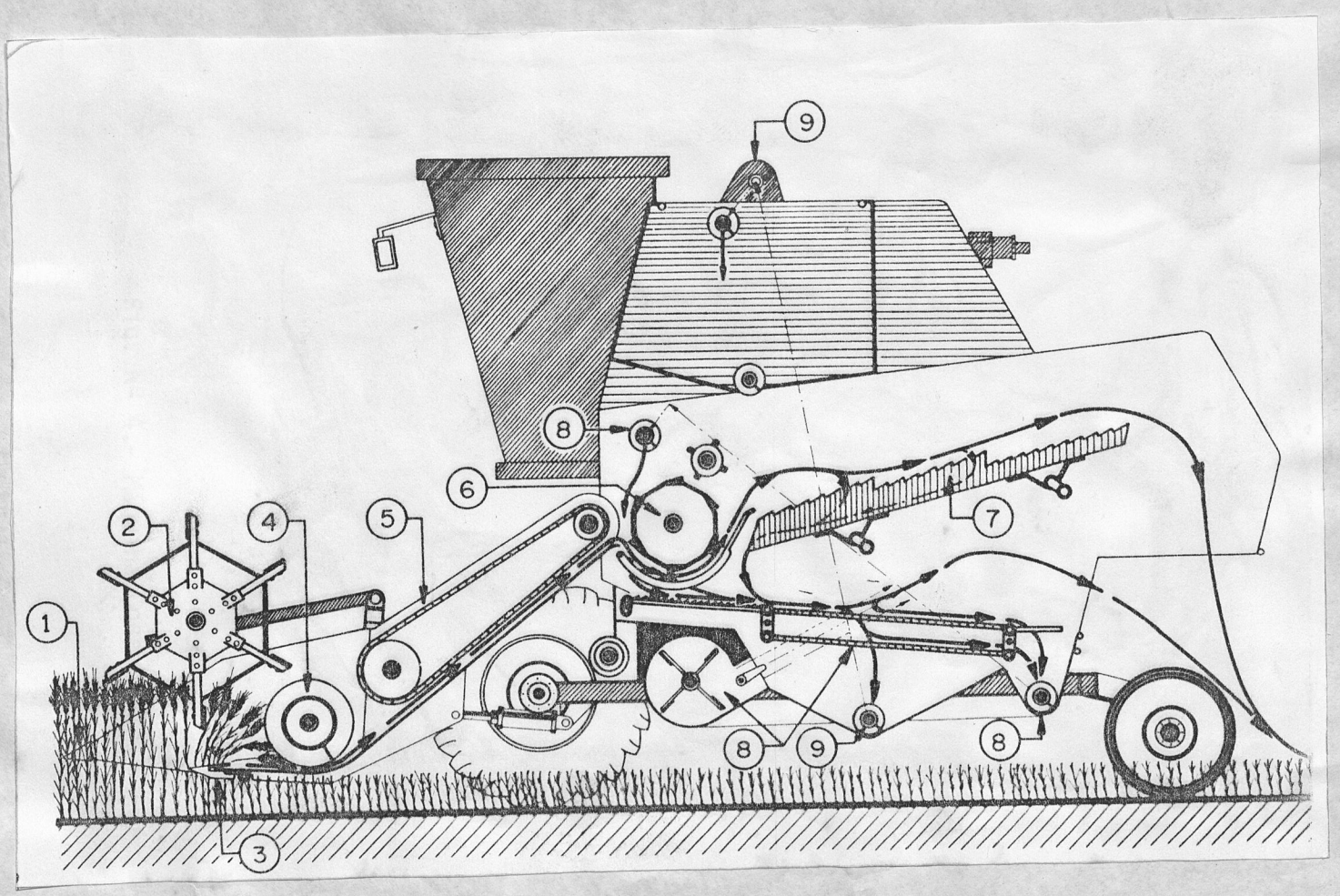


Fig. 3.- Flujo radial (sin concavo)



⑥ Unidad Separadora

⑧ Unidad Limpiadora

Figura 4.- Máquina Cosechadora

C A P I T U L O I

INGENIERIA DEL DISEÑO

1.1 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

Es de conocimiento general, que nuestro País realiza todos los esfuerzos por salir del subdesarrollo, etapa ésta que requiere de mística y colaboración general. El camino hacia el progreso y desarrollo tiene estre - cha relación con la producción de bienes de capital, la producción agrícola.

Ante este desafío de desarrollo industrial y agrícola, es importante y a la vez necesario el uso e incremento de maquinaria agrícola para satisfacer los requeri --- mientos del desarrollo en que estamos empeñados.

Según la Tabla II se puede observar que la producción de arroz no ha aumentado considerablemente. Es así que en el año 1964 la producción de arroz en cáscara fue de 239.990 T.M., y en 1980 de 380.494 T.M., es de- cir un aumento en el orden del 59% con respecto al año

1964. También se puede observar que la producción de arroz pilado aumentó en 16 años, un 67% mientras que el consumo llegó al 115%. Se puede notar en el mismo cuadro que el aumento en las hectáreas de superficies sembradas y superficies cosechadas no ha sido significativo, encontrándose un 27% de aumento en superficie sembrada y 19% en superficie cosechada. Esto relacionado al 115% de aumento en el consumo, indica que la producción no crece acorde a las necesidades.

Analizando la Tabla III se puede detectar que un gran porcentaje de estratos no utilizan maquinaria agrícola, correspondiendo ésto a estratos pequeños que van de 0-5 Has. y 5-20 Has. en su mayoría.

Observando la Tabla IV, se nota que por lo menos el 50% del área usada para cultivo de arroz, corresponde a estratos pequeños que van de 0-5 Has y 5-20 Has.

Resumiendo el análisis de las Tablas II, III y IV, se tiene lo siguiente:

- La producción de arroz no marcha acorde con las necesidades de consumo.

- Existe un alto porcentaje de estratos que no utilizan maquinaria.

- Que ese elevado porcentaje corresponde en su mayoría a estratos pequeños y medianos.

Estos tres puntos dejan ver claramente la gran necesidad del uso de maquinaria agrícola, especialmente de aquellas maquinarias que pueden ser accesibles al pequeño y mediano agricultor, ésto es máquinas de bajo costo, de fácil operación y mantenimiento, y de fácil transportación.

1.2 DISEÑO BASICO

1.2.1 Trabajo Principal: Función (Acción Requerida)

El funcionamiento de la trilladora y su construcción se basan en tres operaciones básicas:

- Separación o arranque del grano (trillado)

- Separación del grano de la paja

- Limpieza del grano trillado

Las dos primeras operaciones, llevan a formar la unidad separadora, y la última operación a la unidad limpiadora.

La separación del grano de la espiga, determina lo que se conoce como la acción del trillado, es decir la separación o arranque del grano.

Esta separación se puede conseguir usando dos principios:

- Impactar o golpear la panca. Conocido por el agricultor, como "chicotear a mano".

- Friccionar (rozamiento) la panca entre dos superficies.

Según el principio que se use, un cilindro trillador, con cóncavo o sin él, puede realizar esta operación de separar el grano de la espiga. (Fig. 5).

La segunda operación, separación del grano de la paja (o clasificación), se consigue generalmente con un cóncavo situado alrededor y por debajo del

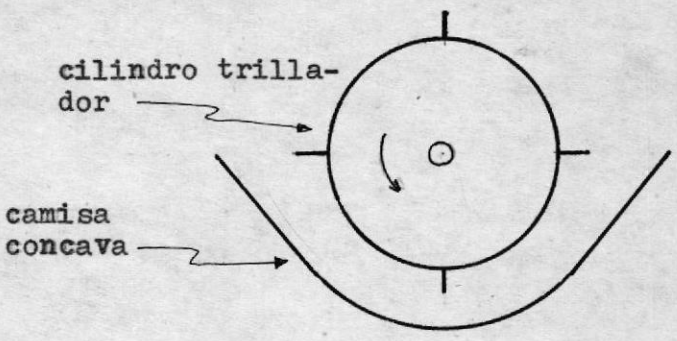


Fig. 5.- Sección transversal esquematica de unidad separadora

cilindro, constituido por un enrejado que permita solo el paso del grano y retenga la paja, grano que caerá por gravedad, y la paja será lanzada hacia afuera tangencialmente por la acción de la fuerza centrífuga.

La limpieza del grano trillado, del grano vano y pequeñas espigas, se obtiene aprovechando la diferencia de peso existente. Para lo cual se necesita de:

- Un recipiente que recoja el grano y permita el paso a través de él.

- Un movimiento alternativo en el recipiente para que el producto pueda desplazarse.

- Un flujo de aire necesario para que el grano bueno caiga por su propio peso, y el grano vano y paja sean llevados en la dirección del movimiento.

El recipiente y un ventilador forman la unidad limpiadora que podría realizar esta operación (Fig. 6).

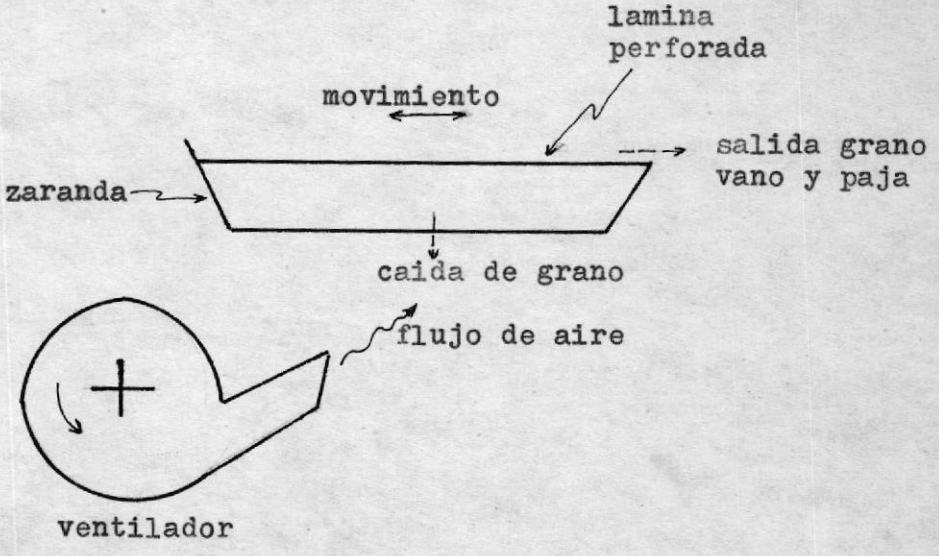


Fig. 6.- Sección transversal esquematica de la unidad limpiadora.

La unidad separadora (Fig. 5) y la unidad limpiadora (Fig. 6), constituyen el diseño básico de una trilladora (Fig. 7).

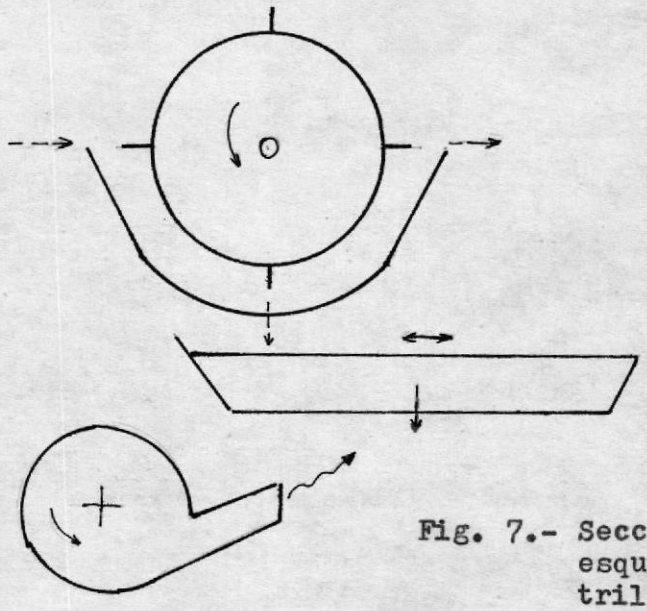


Fig. 7.- Sección transversal esquematica de una trilladora.

1.2.2 Productos Existentes

En la parte introductoria se mencionó los distintos grupos de trilladoras que existen.

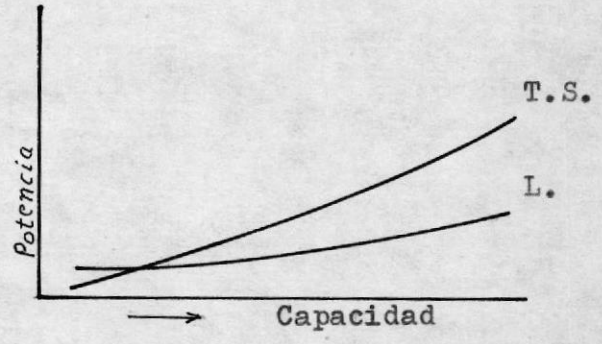
1.2.3 Potencia

La potencia está directamente relacionada con la capacidad de la máquina, ya que a una mayor acción del trillado, se requerirá mayor energía.

Pero la capacidad de la maquinaria está comprometida con el peso y fácil transportación de la misma, como también por el costo, de ahí que tienen que establecerse necesariamente un compromiso con la potencia a usar.

La Fig. # 8 muestra cómo varía la potencia para el trillado y separación del grano, a diferencia de la energía consumida para limpieza, que no varía mucho conforme aumenta la capacidad.

Fig. 8 .- Distribución de potencia para una trilladora estacionaria.

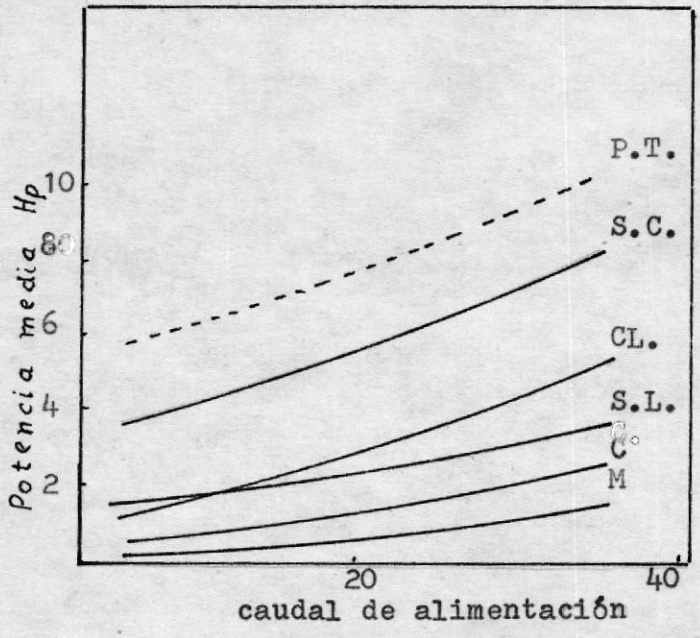


T.S. :Trillado y separado del grano
L. : Limpieza

Fuente: Boletin de servicios agricolas de la FAO 12.

En una máquina cosechadora se presenta similar variación. (Fig. 9)

Fig. 9.- Distribución de potencia para una maquina cosechadora.



P.T. : Potencia total
S.C. : Suma de componentes
CL. : Cilindro trillador
S.L. :Separación y limpieza
C : Barra de corte
M : Molinete

Se puede notar que uno de los mayores consumo de energía se debe a la acción del trillado y a la inercia.

Las máquinas cosechadoras usan potencia que va desde los 30 HP hasta los 60 HP, mientras que

las trilladoras estacionarias no pasan de los 10 HP.

1.3 MATERIAL

1.3.1 Medida (Tamaño) y Peso

Dado que uno de los objetivos es evitar costos demasiado altos, se usará materiales de tamaño standard existentes en el mercado.

El peso del material se seleccionará para que cumpla con la facilidad de transporte, sin descuidar la seguridad de la máquina.

1.3.2 Cargas Mecánicas

- Flexión alternante y torsión constante se presentarán en los ejes del cilindro trilla - dor, por consiguiente el material deberá re - sistir a la fatiga.

- Impacto y fricción en los dedos y/o barras del cilindro y cóncavo. El material será resis - tente al desgaste.

- Cargas concentradas, o pandeo de los miembros de la estructura, por lo cual el material resistirá a la flexión.

1.3.3 Vida de Servicio

Es de mucha importancia la vida útil de la máquina, para que exista una gran aceptación. Esta vida útil se verá afectada por los siguientes factores que son:

- Obsolescencia
- Condiciones mecánicas
- Tamaño de la máquina (satisfacción de condiciones presentes y futuras).
- Cambios en la metodología de trabajo.
- Daño accidental.
- Desgaste y corrosión.

El desgaste y corrosión, es uno de los factores que harían perder el valor y capacidad de trabajo de la máquina, con mayor rapidez que cualquiera de los otros puntos mencionados, dado que el producto usado es muy abrasivo, añadiéndose a ésto la acción del trabajo que es por fricción

o rozamiento, con lo cual se ahonda el problema.

Por consiguiente, el material a usar, deberá tener cierta dureza que resista al desgaste. (Fig. 10), y así prolongar la vida de la máquina.

1.3.4 Costos

El costo del material a usar se verá confrontado a dos condiciones:

- A la condición para mantener una vida útil satisfactoria de la máquina, porque se requerirá de un buen material, lo cual elevaría el costo.

- Que cumpla con uno de los objetivos que es reducir lo costos.

Por consiguiente, se tendrá que llegar a un compromiso. Es de mencionar que esta confrontación de vida útil Vs. Costos, se deriva del costo inicial, resultando que si a la máquina se le pro - longa su vida útil, este costo inicial se dis - tribuirá por un mayor número de años.

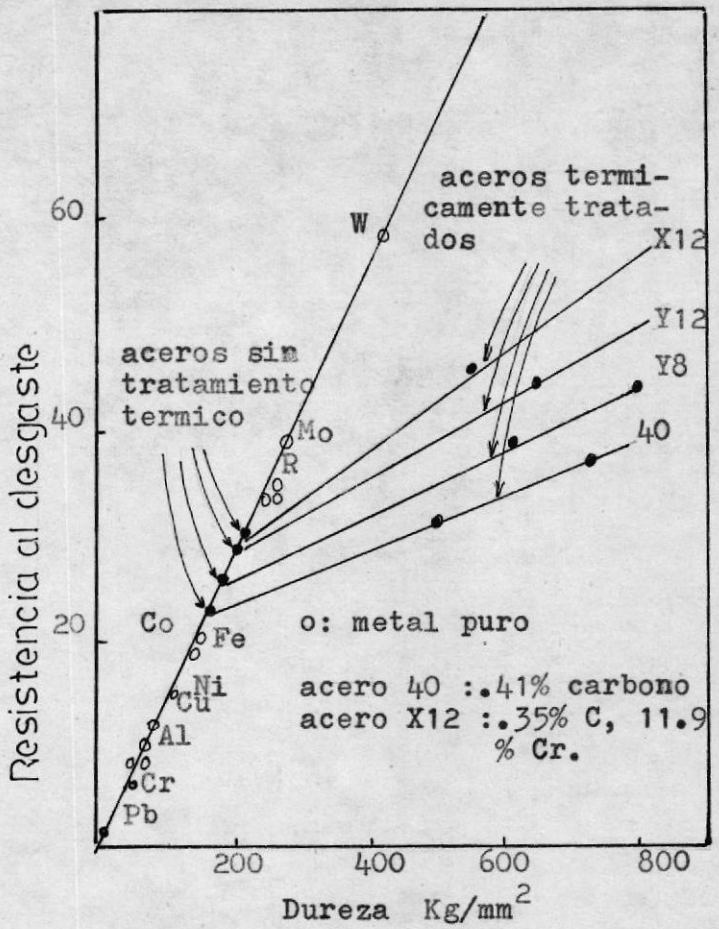


Fig. 10.- Resistencia al desgaste

Fuente: Importancia del desgaste en el diseño. Charles Lipson.

1.4 FORMA DE DISEÑO

1.4.1 Influencia de las cargas Mecánicas

Las cargas mecánicas dan al diseño la pauta, so-

bre la forma y dimensionamiento de las diferen -

tes partes debido a que cada elemento transmite una fuerza. Sin embargo dependiendo de la forma que tenga el diseño, esta fuerza puede llegar a ser muy alta, o baja, prefiriéndose siempre que cada componente transmita la fuerza más baja posible, para obtener un menor dimensionamiento.

Para la máquina trilladora, una de las mayores fuerzas se presentan en el cilindro trillador para cumplir la acción del trillado. Además, el cilindro va montado sobre una estructura, la cual se verá afectada por las cargas producidas por el accionamiento del cilindro.

Otra carga importante es el peso del motor que también afectará a la estructura. Por consiguiente la forma y dimensionamiento de la estructura deberá ser tal que resista eficientemente estas cargas.

1.4.2 Influencia del Material

El material usado influye también sobre la forma del diseño, en razón de que generalmente se diseña en base a resistencia del material, sea

esta resistencia al desgaste, flexión y fatiga, dependiendo de la carga, movimiento y acción de trabajo que tenga que cumplir el material. Por ejemplo, los dientes del cilindro trillador y el cóncavo, estarán mayormente influenciados por el desgaste a la fricción, de ahí que se diseñará un material que resista este desgaste, o a su vez que sea de fácil reposición (económica).

Por consiguiente deben conocerse todas las propiedades, tanto físicas, químicas y tecnológicas (mecánicas), para diseñar el material.

1.4.3 Influencia de los Métodos de Producción

Dependiendo de los métodos de producción con que se disponga, la forma de diseño se verá afectada en una mayor o menor escala.

los métodos de producción necesarios para la trilladora estacionaria, requieren de lo siguiente:

- Máquina para soldar ángulos, soldar platinas, unir piezas, formar la estructura.

- Torno mecánico para la excéntrica y otras piezas similares.

- Cortadora de lámina de acero para cubiertas, paredes y otros elementos afines.

- Un taladro, esmerilador para el acabado, etc.

Estos métodos de producción son de fácil obtención, por consiguiente, no afectarán mayormente a la forma del diseño.

1.4.4 Influencia del Tamaño y Peso

El tamaño y peso, si van a influenciar notoriamente en la forma del diseño de la máquina trilladora, ya que uno de los objetivos principales es que sea económica y ligera de peso, por consiguiente el material seleccionado será tal que pese lo menos posible, pero que cumpla con las exigencias de resistencia.

El tamaño va a influenciar en los mecanismos para transmitir movimiento, especialmente movimiento oscilatorio de la zaranda, como también en la

estructura ya que sobre ella se montarán las diferentes unidades.

Algo importante es que a un mayor dimensionamiento, mayor peso, por consiguiente el tamaño y peso tendrá mucha influencia sobre la forma del diseño.

1.4.5 Influencia de Productos Existentes

Como la trilladora está compuesta de elementos de fácil construcción en cualquier taller, productos similares que puedan o no existir, no influenciarán sobre la forma del diseño.

Los accesorios como polea, rodamientos, bandas, pernos, etc. son también de fácil obtención, con lo que se evita influencia alguna en la forma del diseño.

1.4.6 Influencia del Manejo y Adaptabilidad (Facilidad) de Transporte.

Como la función principal de trabajo de la máquina es separar el grano de la espiga y luego lim-

piarlo, no se hace necesario de muchos mecanismos para el funcionamiento y regulación.

Además, la máquina es estacionaria, lo cual reduce toda condición de manejo y adaptabilidad de transporte, por consiguiente no habrá mucha influencia en la forma del diseño.

1.4.7 Influencia del Mantenimiento y Reparación

Cuando una máquina posee muchos elementos en constante movimiento, aquella máquina necesita una especial atención en lo concerniente al mantenimiento.

El mantenimiento y reparación puede influenciar en la forma del diseño, ya sea por la facilidad que preste la máquina a tal mantenimiento y reparación, como también por el costo que puede conllevar dicho mantenimiento.

De ahí que el presente diseño se verá influenciado por el mantenimiento y reparación, ya que no se desea elevar el costo de la máquina.

1.4.8 Influencia de la Potencia Requerida y Energía Consumida

La potencia requerida influenciará notablemente en la forma de diseño ya que una mayor potencia de consumo, implicará que se trata de una máquina considerable en capacidad, tamaño y peso, lo cual resulta contrario a los objetivos expuestos.

Por tal motivo, el diseño debe ser en tal forma que cumpla con los requerimientos de capacidad de la máquina, pero a la menor potencia posible.

C A P I T U L O II

E V A L U A C I O N

2.1 SOLUCIONES POSIBLES

En el numeral 1.2.1 correspondiente al trabajo principal se mencionó que las acciones principales pueden ser realizadas por dos unidades básicas, ésto es por la unidad separadora y por la unidad limpiadora.

2.1.1 Unidad Separadora

Esta unidad está compuesta de: cilindro trilla - dor, cóncavo o camisa, rejillas, y otros elementos para la separación.

Cilindro Trillador:

El cilindro trillador puede ser:

i.- de dientes

ii.- barras, y

iii.- barras angulares

Los cilindros de dientes van montados en barras transversales al eje del cilindro pudiendo ser:

- de dientes rectos (pernos acerados) (Fig. 11)
- de dientes rectos (varilla)
- tipo grapa (Fig. 12)

El elemento sobre el cual se apoyan las barras transversales pueden ser de madera (disco macizo) o un aro de metal, dependiendo del tipo de flujo a usar.

Los cilindros de barras: formados de barras transversales paralelas al eje del cilindro, (Fig. 13) con la superficie activa estriada, talladas diagonalmente respecto a las barras y en sentido opuesto a las barras adyacentes.

Los cilindros de barras angulares: (Fig. 14), formados por ángulos paralelos al eje del cilindro, con goma vulcanizada al metal.

CONCAVO O CAMISA

Necesario para el frotamiento (rozamiento) con

el cilindro trillador. En general están formados de barras estacionarias, extendidas a lo ancho del cilindro y rodeando aproximadamente la mitad de la circunferencia del cilindro.

Al igual que los cilindros, los cóncavos pueden ser:

i.- cóncavos de dientes
ii.- cóncavos de barras (Fig. 15)
iii.- cóncavos de barras angulares
iv.- cóncavo de varillas

Esta última se diferencia de las tres primeras, en que el espaciamiento entre varillas es mucho menor, formando una especie de rejilla.

REJILLAS

Las rejillas necesarias para separar el grano de la paja (clasificación Inicial), permitiendo que entre sus aberturas pase solamente el grano. Generalmente está compuesta de varillas estacionarias formando hileras (Fig. 16) o entrecruzadas formando una malla (Fig. 17), situadas por debajo y alrededor del cilindro.

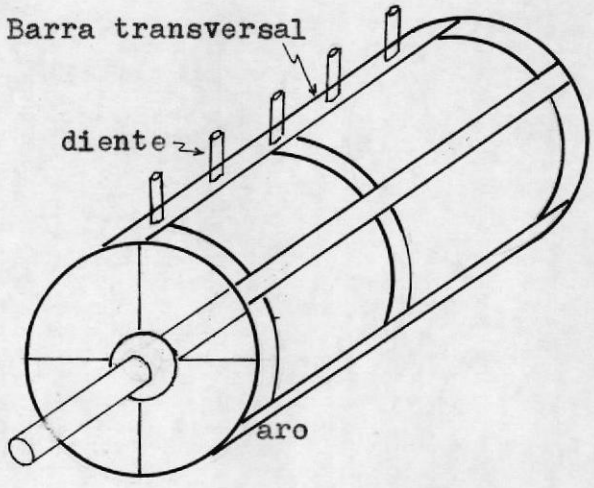


Fig. 11.- Cilindro trillador de dientes rectos.

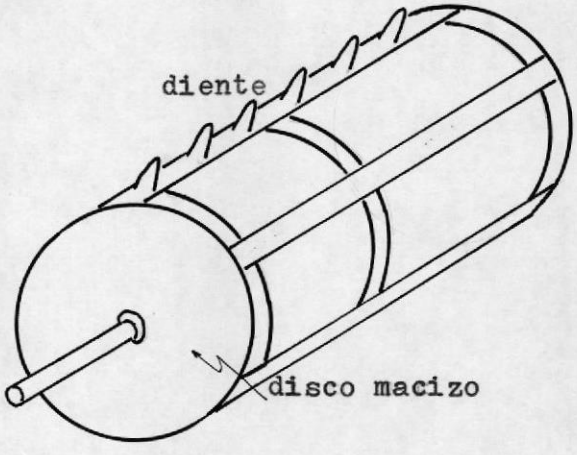


Fig. 12.- Cilindro trillador de dientes rectos tipo grapa.

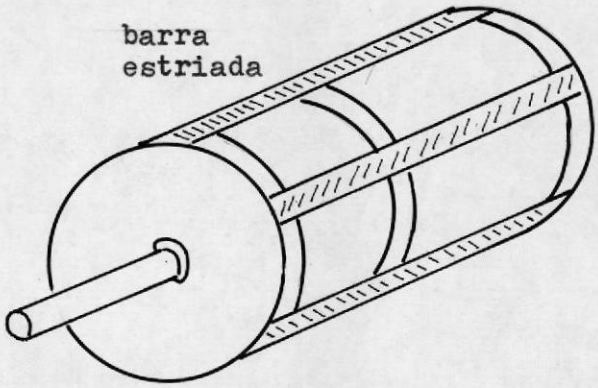


Fig. 13.- Cilindro de barras

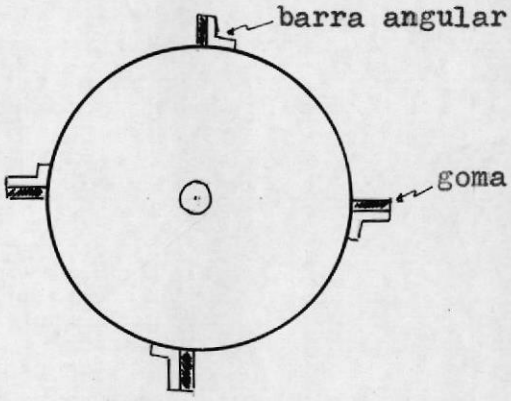


Fig. 14.- Sección transversal de un cilindro de barras angulares.

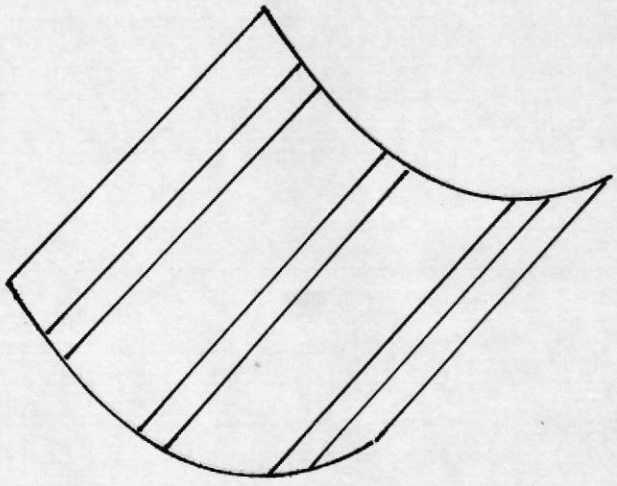


Fig. 15.- Cóncavo de barras.

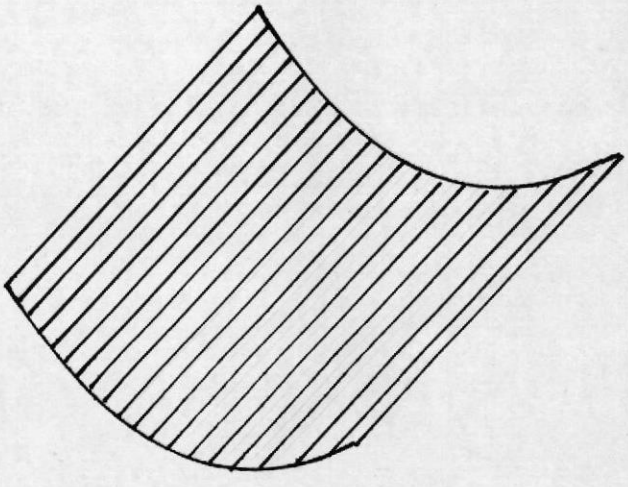


Fig. 16.- Rejilla de varillas (tipo hileras).

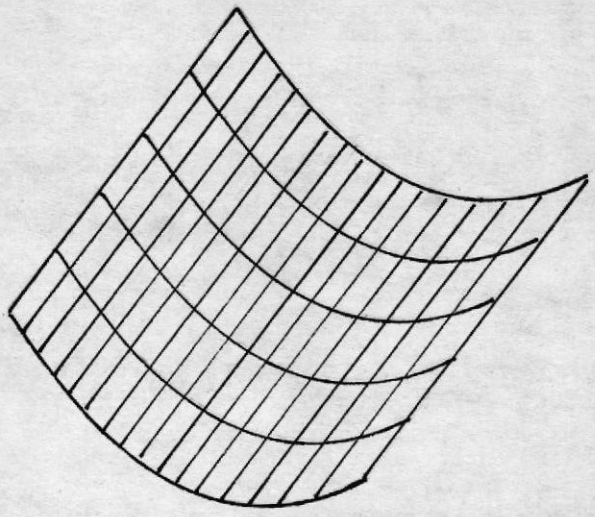


Fig. 17.- Rejilla tipo malla.

ALETAS

Las aletas usadas para generar un flujo axial, van colocadas en el cilindro trillador. Estas aletas no son más que unas plaquitas de metal, y generalmente son rectas o curvas.

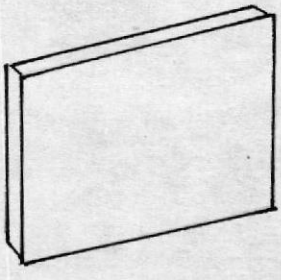


Fig. 18.- Aleta recta

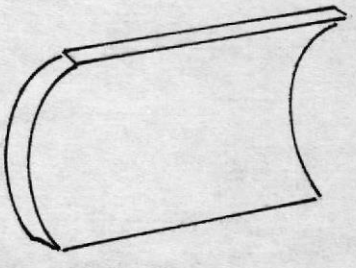


Fig. 19.- Aleta curva.

PALETAS

Necesarias para expulsar la paja cuando ésta es llevada hacia un lado por el flujo generado por las aletas y guiado por los lóbulos. Generalmente son rectas, colocadas paralelas al eje del cilindro en un extremo del mismo. (Fig.20).

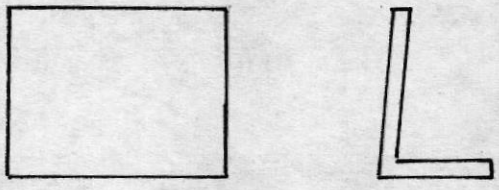


Fig. 20.- Paleta recta.

LOBULOS (GUIAS)

Son láminas situadas en la cubierta del cilindro, con cierta desviación (ángulo), para llevar la paja hacia la salida.

2.1.2 Unidad Limpiadora

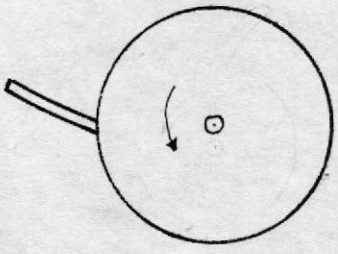
Esta unidad la vienen a formar:

- El ventilador
- Bandeja portadora de granos (zarandas)
- Mecanismo para movimiento alternativo.

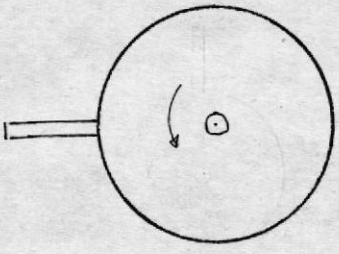
VENTILADOR

El ventilador centrífugo es el más usado y es de tres clases:

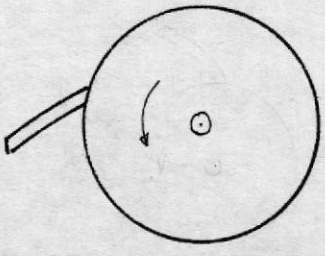
i.- Con paleta curvada hacia atrás



ii.- Con paletas radiales



iii.- Con paleta curvada hacia adelante



BANDEJA PORTADORA DE GRANOS

Estas bandejas se las conoce también como zarandas y son de:

i.- Uno o más niveles (Fig. 21)

ii.- Cada nivel con un porcentaje de perforaciones de diferentes tamaños y forma.

iii.- Cada nivel formado de una sola lámina o varios nódulos. (Fig. 22).

Las perforaciones pueden ser redondas, ovaladas, romboidales, etc. dependiendo del tipo de grano.

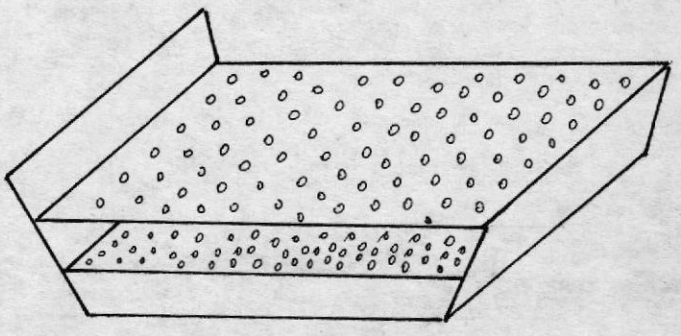


Fig. 21.- Zaranda de dos niveles y de diferentes perforaciones.

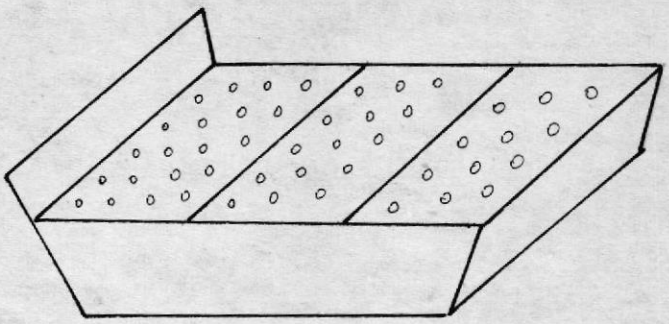


Fig. 22.- Zaranda de un nivel, de varios módulos

MECANISMO PARA DAR MOVIMIENTO ALTERNATIVO A ZARANDA

i.- Conjunto de Excéntrica y Biela (Fig. 23)

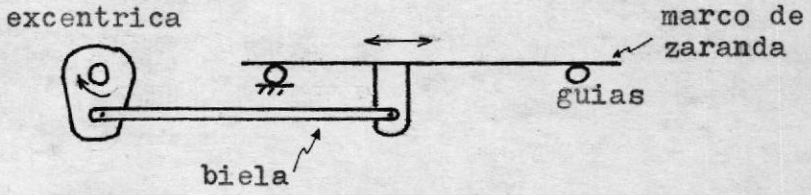


Fig.23

*Este conjunto necesita de guías para que el marco de la zaranda permanezca en su posición.

ii.- Conjunto de Leva y Resorte (Fig. 24)

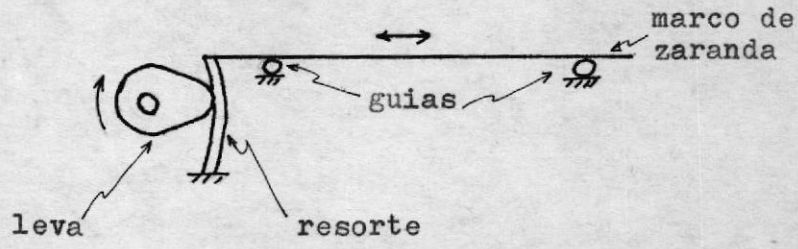


Fig. 24.

iii.- Conjunto de Doble Excéntrica-Biela y Resortes (Fig. 25).

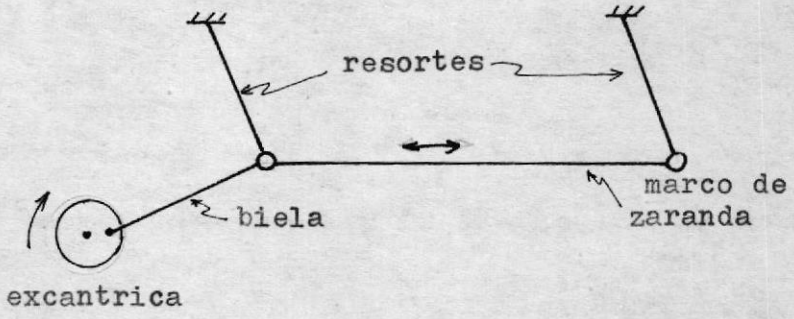


Fig. 25.

La excéntrica lleva hacia adelante a la zaranda y los resortes que actúan como guías regresan a la zaranda a su posición original.

iv.- Conjunto de Excéntrica-Resortes (Fig. 26)

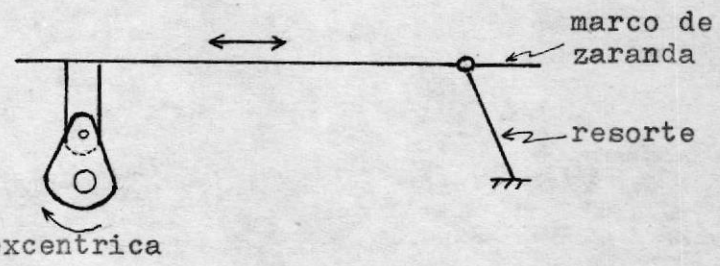


Fig. 26.

2.2 CUADRO DE EVALUACION

1.- Evaluación del cilindro trillador

Nº	Cilindro Trillador	Fabricación en Taller	Costo del material y fabricación	Resistencia	Mantenimiento	Costo de Mantenimiento	Eficiencia para flujo axial
1	de dientes rectos (pernos)	Endurecimiento de la superficie	bajo	alta	fácil	bajo	alta
2	de dientes rectos (varilla)	rosca, endurecimiento en la superficie	bajo	baja	fácil	bajo	alta
3	de dientes tipo grapa	cortar y doblar	menor que los dos primeros	baja	fácil	bajo	baja
4	de barras estriadas	tallar (estriar) las barras, endurecer la superf.	mayor que las anteriores	alta	fácil	mayor que las anter.	baja
5	de barras angulares	vulcanización de la goma	mayor que los tres primeros	aceptable para productos frágiles	fácil	mayor que los tres primeros	baja

2.- Evaluación de los Cóncavos y Rejillas

Por eficiencia si se utiliza un cilindro de barras sean estriadas o angulares, el cóncavo debe tener el mismo tipo de barras.

En cambio para el cilindro de dientes se puede prescindir de dientes en el cóncavo y usar rejilla para que actúe en el trillado. Esto resulta ventajoso, porque la fabricación del cóncavo comprendería sólo las rejillas, el costo de fabricación bajo, mantenimiento y costo de mantenimiento bajo, eficiencia alta, pero con la desventaja de la resistencia al desgaste.

En cambio los cóncavos de barras, necesitan adicionalmente de una rejilla, por consiguiente los costos de fabricación y mantenimiento serán mayores, pero compensados por la mayor resistencia al desgaste.

3.- Evaluación de las Aletas para generar Flujo Axial

Aletas Rectas

Fabricación: cortar y soldar

Costo material y fabricación: bajo

Resistencia: no se necesita mayormente

Mantenimiento: bajo

Costo mantenimiento: bajo

Eficiencia: Aceptable

Aletas Curvas

Fabricación: Cortar, doblar y soldar

Costo material y fabricación: mayor que aletas rectas.

Resistencia: No se necesita mayormente

Mantenimiento: bajo

Costo mantenimiento: bajo

Eficiencia: Aceptable

4.- Evaluación del Ventilador Centrífugo

	Paletas curvadas hacia atras	Paletas radiales (rectas)	Paletas curvadas hacia adelante
Fabricación en taller	El de paletas radiales es más fácil		
Costos de mater. y fabricac.	El de paletas radiales, por su fácil construcción, ofrece menos costos		
Mantenim. y costos de mantenim.	Si la fabricación y los costos son menores en paletas radiales, el mantenimiento seguirá igual camino.		
Eficiencia	altamente efic. para veloc.bajas	se obtiene una veloc. media entre las otras dos paletas	altamente eficiente para velocidades altas

5.- Evaluación de Zaranda

Nº	1	2	3
	Zaranda dos niveles	Zaranda de un nivel	Zaranda un nivel (con módulos)
Fabricación en taller	no tan fácil que 2 y 3	fácil	fácil
Costos de material y fabricación	mayor que 2 y 3	bajo	bajo
Resistencia (al desgaste)	igual	igual	igual
Mantenimiento	fácil	fácil	fácil
Costos de Mantenimiento	mayor que 2 y 3	menor que 1	menor que 1 y 2
Eficiencia	alta	aceptable	aceptable

6.- Evaluación de Mecanismos para Movimiento Alternativo

	i	ii	iii	iv
	Conjunto de excéntrica y biela	Conjunto de leva y resorte	Conjunto de doble excéntrica, biela y resorte	Conjunto de excéntrica y resortes
Fabricación en taller	Excéntrica, biela, eje adicional, guías laterales	De leva, resorte, eje adicional y guías	Excéntrica, biela y resortes	Excéntrica, eje adicional y resortes
Costo de material y fabricación (rango de 1 - 10)	10	10	6	8
Resistencia	alta	desgaste en la leva	baja en los resortes	alta
Mantenimiento	fácil	fácil	fácil	fácil
Costos de Mantenimiento (rango 1-10)	10	10	6	8
Eficiencia (Rango 1-10)	10	7	9	8

C A P I T U L O III

S I N T E S I S

3.1 SOLUCION OPTIMA

1.- Cilindro Trillador

Del Cuadro de Evaluación 1, se obtiene que el cilindro de dientes rectos de pernos acerados, ofrece un costo de mantenimiento y fabricación bajo, dado que en el mercado existe todo tipo y en cualquier cantidad de pernos. Además, la resistencia es alta, que es un factor muy importante, ya que estos pernos van a estar sometidos a la abrasión del cereal.

Por consiguiente, se seleccionará:

UN CILINDRO TRILLADOR DE DIENTES RECTOS (PERNOS)

2.- Cóncavo

En la Evaluación 2, el cóncavo de rejillas presenta

menos costos de fabricación y mantenimiento, como también la facilidad de construcción y mantenimiento, factores que resultan ventajosos ante la poca resistencia al desgaste de las rejillas. Por consiguiente se elegirá:

UN CONCAVO DE REJILLAS (VARILLAS REDONDAS)

3.- Aletas para Generar Flujo Axial

La aleta recta presenta mayores ventajas que la curva, por tanto se elegirá:

UNA ALETA RECTA

4.- Ventilador

El ventilador centrífugo de paletas radiales (rectas) ofrece menos costos de fabricación y mantenimiento, además de la facilidad de construcción y dado que la velocidad requerida para limpiar el grano trillado no puede ser muy alta, éste ventilador es el adecuado. Entonces se elegirá:

UN VENTILADOR CENTRIFUGO DE PALETAS RADIALES

5.- Zaranda

Dado que se desea una trilladora de capacidad media, la zaranda de un solo nivel y construida a base de módulos intercambiables, ofrece las mejores ventajas porque es de fácil construcción y fácil mantenimiento, además de que el costo de construcción y mantenimiento es relativamente bajo. Por consiguiente la solución óptima es:

UNA ZARANDA DE UN SOLO NIVEL CON MODULOS

6.- Mecanismo para Movimiento Alternativo

El mecanismo de doble excéntrica, biela y resortes, tiene menos costos de fabricación y mantenimiento, es de fabricación sencilla y fácil, ya que los resortes pueden ser hechos de láminas de acero, además la situación de los resortes formando un paralelogramo permiten sostener y guiar a la zaranda, con lo que se eliminan algunos costos. Aunque los otros mecanismos son adecuados, éste es más simple, por consiguiente se elegirá:

UN MECANISMO DE DOBLE EXCENTRICA, BARRA Y RESORTES

3.2 MODELO (DIBUJO)

La Fig. 27 muestra la disposición de las diferentes unidades y elementos.

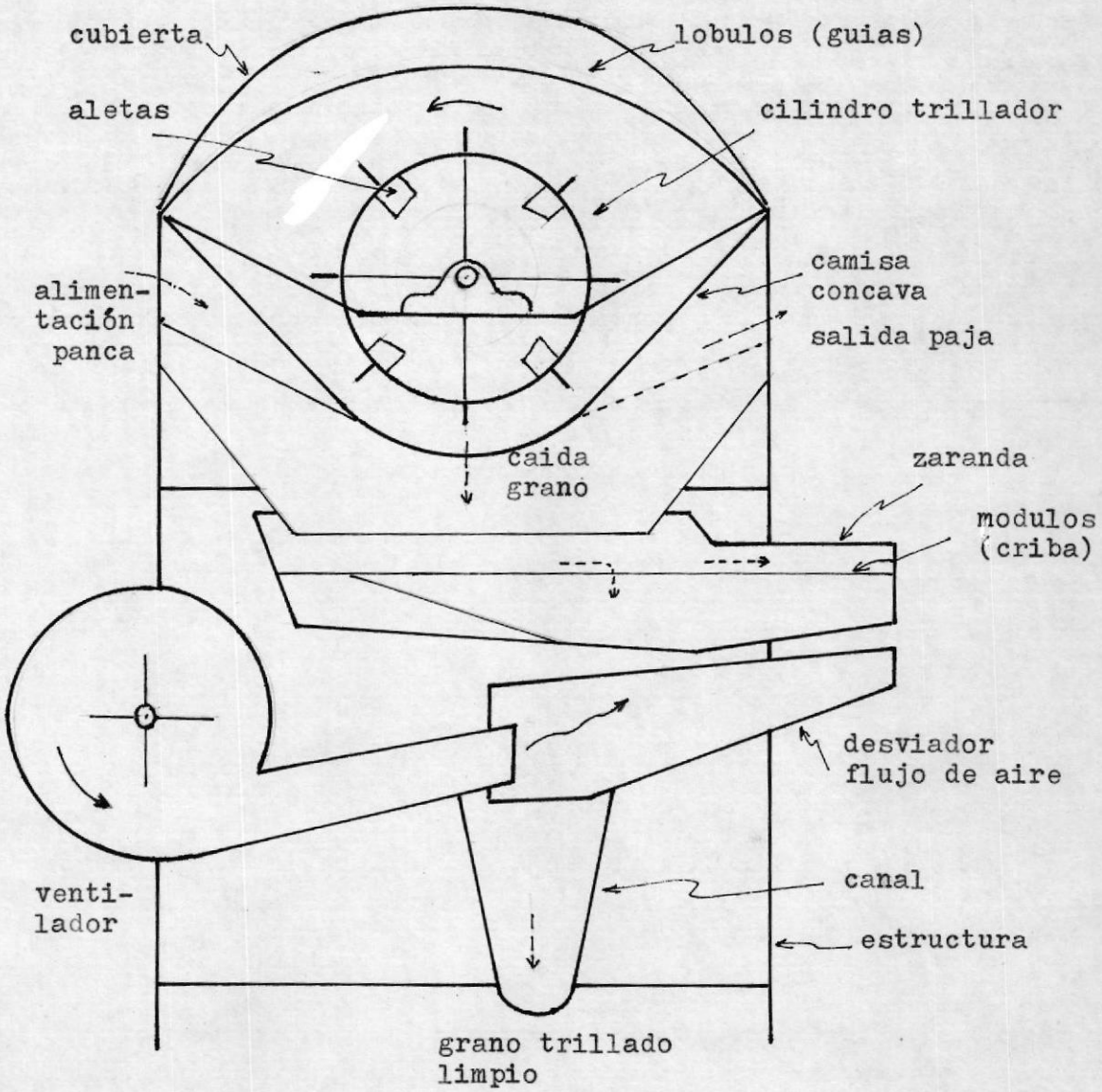


Fig. 27.- Sección transversal esquemática de una máquina trilladora con flujo axial.

3.3 DIMENSIONAMIENTO: PLANOS

En la parte final de este libro se presentan los siguientes planos:

1.- Máquina Trilladora

2.- Cilindro Trillador

3.- Zaranda y Cubierta Ventilador

3.4 MATERIALES (SELECCION) Y ACCESORIOS

C O M P O N E N T E	M A T E R I A L
Estructura	Angulo de acero 0.18 C
Cilindro trillador	Platinas de acero 0.18 C
Dientes del cilindro	Perno de acero 0.30 - 0.40 C
Cóncavo	Varilla de acero 0.18 C
Paletas Ventilador	Lámina de acero
Ejes	Acero transmisión
Excéntricas	Acero transmisión
Bielas y resortes	Láminas de acero
Paredes, cubiertas, desviadores de flujo	Láminas de acero
Poleas	Fundición
Pernos	Acero
Bandas	Caucho
Rodamientos	Rígidos de Bolas

C A P I T U L O IV

C A L C U L O S

4.1 UNIDAD LIMPIADORA

4.1.1 VENTILADOR

- Clasificación Neumática: Determinación del Rango de Velocidades.

La velocidad requerida debe ser menor que la velocidad de suspensión para el arroz con cáscara, pero mayor que la velocidad de suspensión para el arroz vano y paja. (1)

$$w = \frac{c\ Vs^2 \gamma aA}{2g} \quad \#1 \quad w = \gamma v = \gamma Ae \Rightarrow Vs = \sqrt{\frac{\gamma e 2g}{\gamma_a}}$$

donde:

Vs = velocidad de suspensión (m/seg)

---

(1) Tomado de la edición especial de MIAG "Técnica de Molienda" por Braunschweig (Alemania 1958).

A = Plano de resistencia del cuerpo (proyección en dirección de la corriente).

γ_a = Peso específico del aire = 1.16 Kg/m^3

w = Peso del cuerpo a suspender

c = Constante $\cong$ 1

γ = Peso específico del producto a utilizar

γ = 550 - 600 Kgf/m^3 (arroz en cáscara)

γ = 100 - 120 Kgf/m^3 (cáscara de arroz) (1)

g = gravedad = 9.81 m/seg^2

e = espesor capa arroz sobre zaranda (m)

Considerando que el espesor de capa arroz no excede de 1 cm. se puede elaborar una tabla desde el espesor mínimo .3 cm. hasta el máximo espesor.

e(m)	.003	.005	.007	.008	.01
Vs (m/sg)	5.40	6.97	8.25	8.82	9.86

arroz en cáscara

$Vs = 98.62\sqrt{e}$

e(m)	.003	.005	.007	.008	.01
Vs (m/sg)	2.36	3.05	3.61	3.86	4.31

cáscara de arroz

$Vs = 43.13\sqrt{e}$

(1) Fuente: Agricultural Process Engineering por Henderson Perry.

Para espesor mínimo $2.36 < V < 5.40$ m/seg

Para espesor máximo $4.31 < V < 9.86$ m/seg

La velocidad requerida debe ser mayor al menor valor para espesor mínimo y menor al mayor valor para espesor capa máximo, por consiguiente:

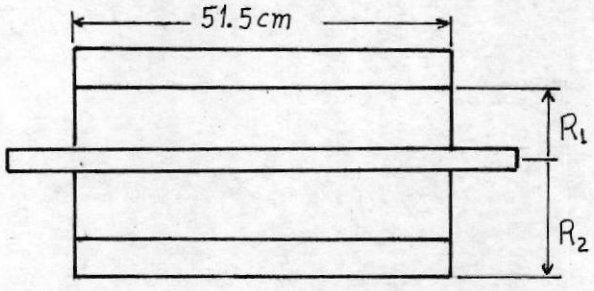
$$\overline{V} = \frac{2.36 + 4.31}{2} = 3.34 \text{ m/seg}$$

$$\overline{V} = \frac{5.40 + 9.86}{2} = 7.63 \text{ m/seg}$$

El rango de velocidades que debe generar el ventilador estará comprendido entre:

$$\boxed{3.34 \text{ m/seg} < V < 7.63 \text{ m/seg}}$$

Flujo requerido en el Ventilador, Determinación del Area de Salida del Ventilador y del Radio de las Aletas



$Q = VA$ # 2 y $V = V_{total} = V_{req} + V_{perd}$

donde:

Q = Flujo aire (m^3/seg)

V = Velocidad aire a la salida ventilador (m/seg)

A = Area salida ventilador (m)

R_1, R_2 = Radios aletas ventilador

V_{req} = Velocidad requerida en zaranda

V_{perd} = Velocidad perdida desde salida ventilador hasta zaranda $\cong$ 25% de V_{req}

A = [Ancho zaranda] x [altura] = 0.52 x h

Si la altura varía de : 0.05 m 0.10 m

$\Rightarrow 0.05 < V_2 - V_1 \leq 0.10$

Por consiguiente, los respectivos radios de las aletas pueden ser:

$R_2 = 16.50$ cm $\qquad$ $R_1 = 11.50$ cm

Si h = 0.10 m $\quad A = 0.52 \times 0.10 = 0.052\ m^2$

$V_{total} = 7.63 + 0.25\ (7.63) \cong 9.54$ m/seg

$Q_{total\ req.} = 9.59 \times 0.052 = 0.50\ m^3/seg$

$Q_{total\ req.} = 0.50\ m^3/seg$

Potencia debida al Flujo

$$P = T\omega \qquad T = \rho Q\omega\ (R_2^2 - R_1^2) \qquad \#\ 3$$

Donde:

P = Potencia

T = Momento Torsor

ω = Velocidad rotación = 83.78 rad/seg (según cálculos realizados para velocidad en eje biela zaranda)

ρ = Densidad aire 0.97 Kg/m^3 para T = 30°C

Q = Flujo requerido = 0.50 m^3/seg

R_2 = radio mayor aleta ventilador = 0.165 m

R_1 = radio menor aleta ventilador = 0.155 m

Reemplazando los datos en la fórmula # 3

T = 0.56 N-m

$$P = (0.56\ \text{N-m}) \times 83.78\ \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times \frac{\text{Wat-seg}}{\text{N-m}} \times \frac{\text{Hp}}{746\ \text{Wat}} \cong 0.063$$

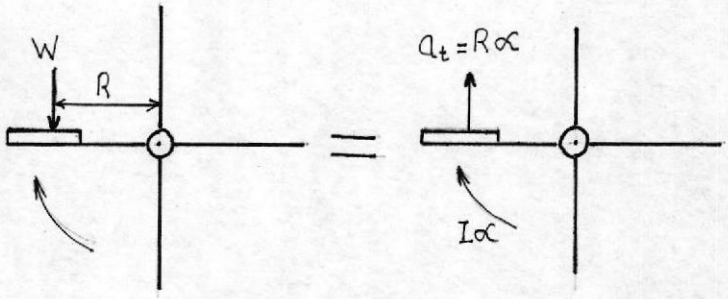
P = 0.0063 C.V. = 0.062 HP

Potencia debido a la Inercia en el Ventilador

Primeramente se calculará la inercia de cada elemento del ventilador y su aceleración respectiva,

asumiendo que ese miembro y todos los similares actúan formando una sola masa (no simétrica). Aunque de esta manera dará una potencia ligera - mente mayor debido al poco peso del ventilador, pero al menos se tiene un valor que se comprobará con la práctica.

Potencia de inercia para las aletas



$$P = \frac{M_t N}{71600} \qquad \#\ 4 \qquad y \qquad M_t = I\alpha \qquad \#\ 5$$

$\Sigma Mo = \Sigma(Mo)$ efect.

$$\circlearrowleft + \quad -WR = I\alpha + ma_t \quad \therefore \quad \alpha = \frac{-WR}{I + mR}$$

donde:

W = Peso aleta = 0.22 Kgf

N = 800 RPM (según cálculos realizados para eje biela zaranda)

M_t = momento torsor (Kgf-cm)

P = Potencia (caballos de vapor)

α = aceleración

R = Radio al eje centroidal = 13.96 cm

m = masa aleta

I = momento de inercia aleta = 9.31×10^{-2} Kgf-cm-seg^2

Reemplazando los datos en las fórmulas # 4 y # 5:

$\alpha = 31.91$ rad/seg^2

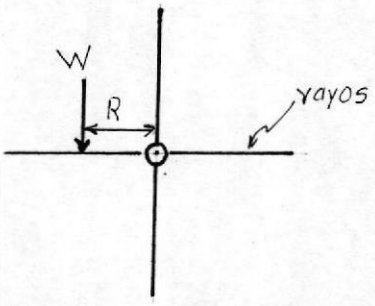
$M_t = I\alpha = 12.02$ Kgf-cm

$P = 3.32 \times 10^{-2}$ C.V. = 3.27×10^{-2} HP

$P_{4 \text{ aletas}} = 4 \times 3.32 \times 10^{-2} = 13.3 \times 10^{-2}$ C.V.

$P = 13.3 \times 10^{-2}$ C.V. $= 13.1 \times 10^{-2}$ Hp

Potencia de inercia para los Rayos



donde:

R = 8.25 cm

W = 21.88×10^{-2} Kgf (un rayo)

I = 1.78×10^{-2} Kgf-cm-seg

α = 91.67 rad/seg^2

Reemplazando en fórmula # 4 y # 5 , se tiene para los 8 rayos:

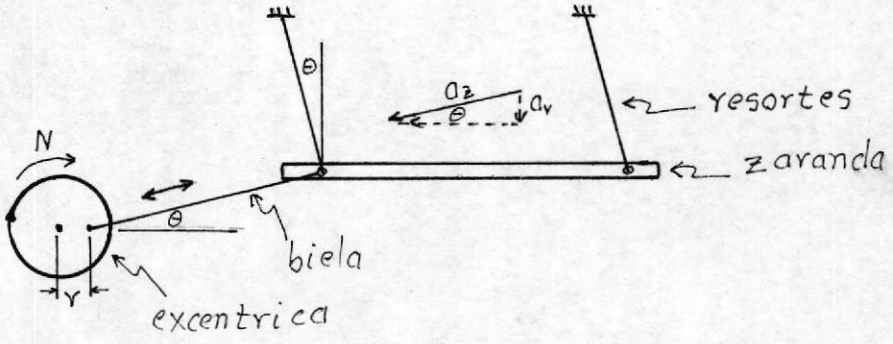
$$\boxed{P = 14.4 \times 10^{-2} \text{ C.V.} = 14.2 \times 10^{-2} \text{ HP}}$$

Por consiguiente la Potencia para vencer la inercia en el ventilador es:

$$\boxed{P_{i.v.} = 0.277 \text{ C.V.} = 0.273 \text{ HP}}$$

4.1.2 EXCENTRICA Y ZARANDA

Radio de Biela (Excentricidad) Angulo de Biela y Resorte, y Velocidad del Eje de Biela



donde:

a_z = Aceleración zaranda

d_v = Aceleración Vertical

θ = Angulo de Biela

N = RPM eje de biela

r = Radio de biela (Excentricidad)

La fuerza necesaria para acelerar el movimiento del grano sobre la zaranda, se podría igualar al movimiento acelerado de la zaranda.(1)

$$F = fmg \qquad \# 6$$

donde: f = coeficiente de fricción entre grano y zaranda.

m = masa zaranda

g = aceleración de gravedad

Para que el grano que yace sobre la zaranda pueda levantarse, fg debe ser mayor que el movimiento acelerado de la zaranda.

Según "Goryachkin, 1973", para que el grano salte y se separe de la paja, el movimiento acelerado debe ser transmitido con la aceleración de la gravedad.

---

(1) Diseño de parámetros para zaranda con oscilación horizontal por: M.S. Diestro, A.L. Caballes y M.L. Nafsiger. Filipinas, Abril, 1981.

Para que la zaranda tenga un movimiento (acción) apropiada la aceleración vertical se podría aproximar a una gravedad:

$$a_v = g$$

Si $a_z = \omega^2 r$ # 7 $a_v = \omega^2 r \operatorname{Sen}\theta$

Para r y θ diferentes, se tendrá:

$$N = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\operatorname{Sen}\theta}} \qquad \# 8$$

De las Tablas XIV y XV y gráficos 2 y 3, se desprende que al aumentar las revoluciones en el eje de biela para un ángulo de biela $\theta = 17.5°$, las pérdidas por zaranda y la acumulación de grano disminuyen. Por consiguiente, haciendo uso de aquellas tablas y gráficos, se seleccionará:

ángulo de biela (y resorte) = 17.5°

RPM en el eje de biela ≅ 700 - 800 RPM

reemplazando estos valores en la fórmula # 8

$r = 46.5 \times 10^{-2}$ cm para 800 RPM, y

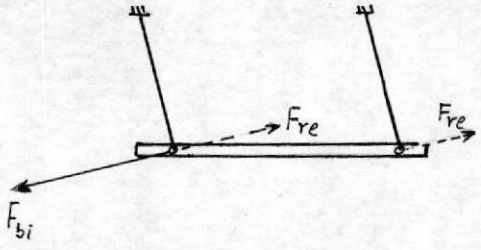
$r = 60.9 \times 10^{-2}$ cm para 700 RPM

Resumiendo se tiene:

$\theta = 17.5°$	$N = 772$ RPM $\cong$ 800 RPM	$r = 0.50$ cm

FUERZA EN BIELA ZARANDA

Fuerza estática



F_{re} = fuerza en resortes

F_{bi} = fuerza en biela

Como la zaranda está en equilibrio

$$\Sigma F = 0 \qquad 4F_{re} = 2F_{bi} \quad \therefore \quad F_{bi} = 2F_{re}$$

Cada resorte está compuesto de N_{re} láminas de acero y considerando el máximo desplazamiento de la zaranda

$$F_{re} = K(2r) = (K_1 + K_2 + \ldots Kn)2r \qquad \# 9$$

Donde: K = cosntante de los resortes

$2r$ = máximo desplazamiento $\cong$ 1 cm.

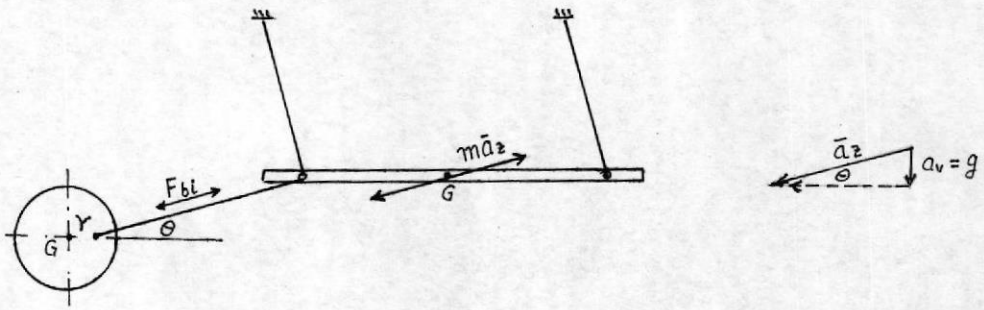
Para una lámina de acero inoxidable $K = 0.103 \frac{Kgf}{cm}$

(Gráfico 1) y $F_{re} = 0.103$ Kgf.

Para N_{re} láminas de los resortes

$$F_{re} = N_{re}(0.103) \Rightarrow \boxed{F_{bi} = 0.206\ N_{re} Kgf}$$

Fuerza Dinámica



$$\Sigma F = m\bar{a} \qquad \#\ 10$$

$$2F_{bi} = m\bar{a} = \left(\frac{wz}{g}\right) \bar{a}z$$

Como $a_v \cong 1g$ $\qquad 2F_{bi} = \frac{w_z}{Sen\theta} \qquad \#\ 10.1$

donde: w_z = Peso zaranda = 14 Kgf

g = aceleración gravedad

θ = 17.5°

reemplazando estos valores en la fórmula # 10.1

$2F_{bi}$ = 46.56 Kgf $\qquad$ $\boxed{F_{bi} = 23.3 \text{ Kgf}}$

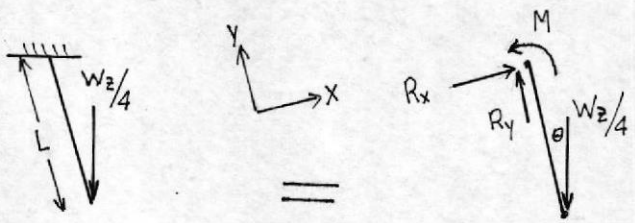
NUMERO DE LAMINAS EN RESORTES DE ZARANDA

Material: Acero inoxidable

S_{ut} = 4725 Kgf/cm²

S_y = 2992 Kgf/cm²

Caso estático (análisis para un resorte)



$\Sigma F = 0$ # 11

+↗ $\Sigma Fx = 0$ $\quad Rx - \frac{Wz}{4} \text{Sen}\theta = 0$ # 11.1

+↖ $\Sigma Fy = 0$ $\quad Ry - \frac{Wz}{4} \text{Cos}\theta = 0$ # 11.2

+↺ $M_A = 0$ $\quad M - \frac{Wz}{4} \text{Sen}\theta \, L = 0$ # 11.3

donde: $w_z = 14$ Kgf

$L = 14.5$ cm

$\theta = 17.5°$

Reemplazando estos valores en las fórmulas 11.1, 11.2 y 11.3

$Rx = 1.05$ Kgf

$Ry = 3.33$ Kgf

$M = 15.23$ Kgf-cm

Es más probable que la falla se presente en el extremo y como el análisis es estático, se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{Sy}{2n} \qquad \# 12$$

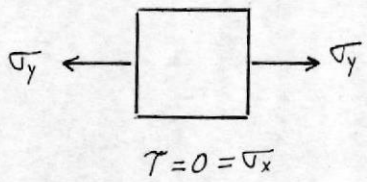
Como $\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$ # 13 $\qquad \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{Sy}{n}$

donde σ_1, σ_2 son los esfuerzos principales y S_y la resistencia a la fluencia.

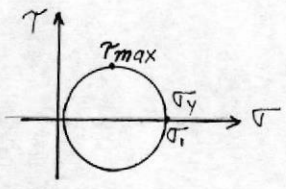
Del círculo de Mohr se tiene:

$$\sigma_1 , \sigma_2 = \frac{\sigma x + \sigma y}{2} \sqrt{(\frac{\sigma x - \sigma y}{2})^2 + \tau_{xy}^2} \qquad \# 14$$

Los esfuerzos que actúan en un elemento en la superficie del resorte pueden aproximarse a los esfuerzos de tensión por el momento y por la carga axial.



y el círculo de Mohr es



Del círculo se aprecia que $\tau_{max} = \frac{\sigma y}{2}$

$$\sigma_y = \frac{M}{I/C} + \frac{Ry}{A} \qquad \# 15$$

Para $I/C = 0.42\ e^2$ $\qquad A = 2.54\ e$

$$\sigma_y = \frac{36.26}{e^2} + \frac{1.31}{e} \cong \frac{36.26}{e^2}$$

Reemplazando estos valores en la fórmula # 12, y para un factor de seguridad de n = 3

$$\frac{\sigma y}{2} = \frac{Sy}{2n} \qquad \frac{36.26}{e^2} = \frac{2992}{6}$$

$e^2 = 0.07$ y $e = 0.27$ cm

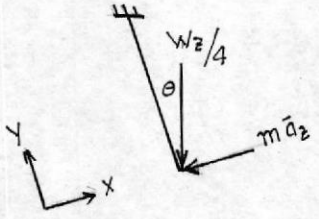
Si el espesor de cada lámina es de 0.1 cm. se tendrá que el número de láminas es:

 # láminas en resortes = 3

Caso Dinámico

Para el caso estático se encontró un momento de 15.23 Kgf-cm y una fuerza de tensión de 3.34 Kgf, los que darán un esfuerzo de tensión mínimo e inicial para el caso dinámico.

Al aplicar una aceleración al resorte se tienen de ΣM y ΣF



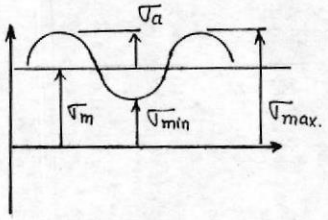
$M = m\bar{a}_z L$ y

$Ry = \frac{W_z}{4} \cos\theta$

Como $w_z = 14$ Kgf; $L = 14.5$ cm; $\theta = 17.5°$, se obtiene $M = 169.21$ Kgf-cm y $Ry = 3.34$ Kgf

Considerando que el resorte regresa a la masa m a su posición de equilibrio, se tendrá entonces un

caso de esfuerzos fluctuantes:



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$ esfuerzo medio

16

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$ esfuerzo alternante

El esfuerzo mínimo es el correspondiente al caso estático, y el máximo es la suma del esfuerzo mínimo con el esfuerzo debido a la fuerza dinámica.

Reemplazando los valores de M, Ry, $I/C = 0.42e^2$ y $A = 2.54e$ en las fórmulas # 15 y # 16 y despreciando el término $\frac{Ry}{A}$ por ser relativamente pequeño, se tiene

$$\sigma_{min} = \frac{36.26}{e^2} \quad y \quad \sigma_{max} = \frac{439.15}{e^2} \quad Kgr/cm^2$$

$$y \ \sigma_m = \frac{237.71}{e^2} \frac{Kgf}{cm^2}, \quad \sigma_a = \frac{201.45}{e^2} \quad Kgf/cm^2$$

El límite de resistencia a la fatiga es:

$$Se = KaKbKcKdKeSe' \qquad \# 17$$

Donde: $Se' = 0.5 \ Su\,t = 2362.5 \quad Kgf/cm^2$

Ka = factor de acabado = 0.80 (Fig. 17 Shigley)

Kb = factor de tamaño = 1 (e < 7.6 mm.)

Kc = 0.897 para confiabilidad del 90%

Kd = factor de temperatura = 1 (T < 160°F)

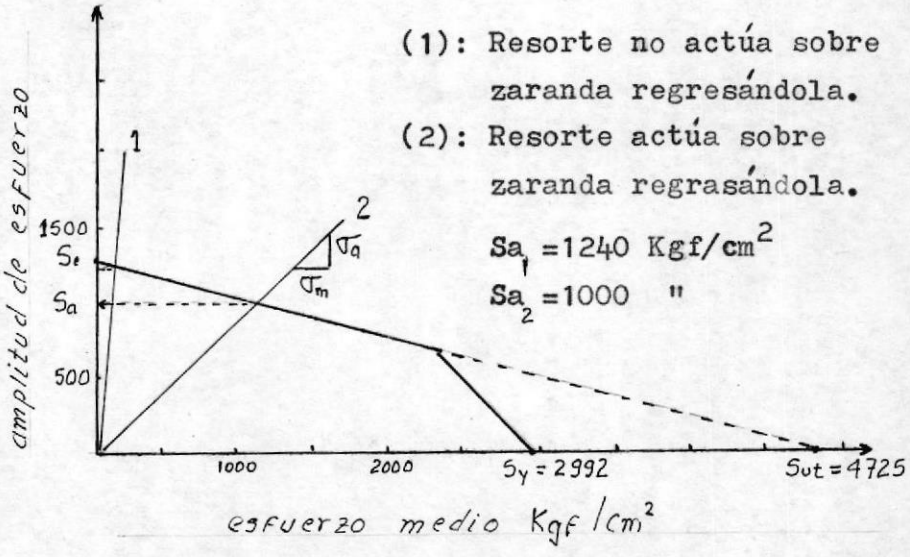
$Ke = \frac{1}{Kf}$ y $Kf = 1 + q\,(Kt - 1)$ # 18

Kt = factor de concentración = 1.44 (Fig.160 Stress Concentration Factors, por Peterson)

q = 0.78 (Fig. 5.19 Shigley)

Ke = 0.74

Con estos valores en la fórmula # 17 Se = 1254.54 Kgf/cm^2. Construyendo el gráfico para esfuerzos fluctuantes:



Para que no halla falla por fatiga $\sigma a \leq \frac{Sa}{n}$ como

$\sigma a = \frac{201.45}{e^2}$, $Sa = 1000$

$e^2 = \geq 0.2n$

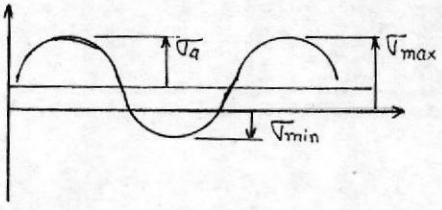
Para un factor de seguridad de $n = 3$

$e \geq 0.78$ cm

Si el espesor de cada lámina es 0.1 cm. el número de láminas es

 # láminas = 8

Considerando que el resorte no actúa regresando a la zaranda: Se tiene que el esfuerzo mínimo será debido a la fuerza dinámica menos la fuerza estática



$\sigma max = \frac{439.15}{e^2}$ (igual que cuando resorte regresa a la zaranda)

$\sigma min = \frac{169.22}{0.42e^2} + \frac{15.23}{0.42e^2} = -\frac{366.64}{e^2}$

y $\sigma m = \frac{36.26}{e^2}$, $\sigma a = \frac{402.9}{e^2}$

Con σa y σm en el gráfico para esfuerzos fluctuantes se obtiene: $Sa = 1240\ Kgf/cm^2$

y utilizando $\sigma a \leq \frac{Sa}{n}$, para $n = 3$

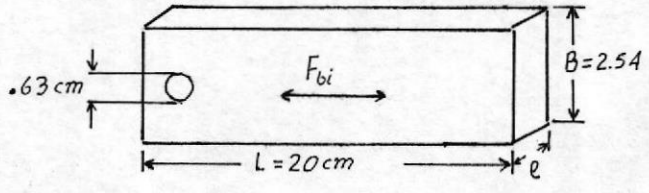
$$e \geq 0.99\ cm.$$

Si las láminas son de 0.1 cm, el número de láminas será:

 # de láminas = 10

En conclusión, el # de láminas en resorte de zaranda será de 8, dado que los resortes se diseñan para tensión y flexión, y por la poca diferencia para el caso contrario.

NUMERO DE LAMINAS PARA BIELA DE ZARANDA



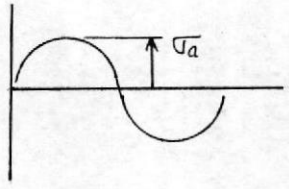
Material: Acero inoxidable

$Sut = 4725\ Kgf/cm^2$ $Sy = 2992\ Kgf/cm^2$

Caso Dinámico

Considerando que la biela trabaja en doble sentido: Se tendrá un caso de esfuerzos invertidos, de tracción y compresión. (Caso extremo).

Para el caso de esfuerzos invertidos, se tiene:



$$\sigma a = \frac{Fbi}{A}$$

donde: σa = esfuerzo alternante

Fbi = fuerza en la biela = 23.3 Kgf

A = área de sección transversal = 2.54 e

Por lo que el esfuerzo alternante es $\sigma a = \frac{9.17}{e}$

El límite de resistencia a la fatiga será

$$Se = Ka\ Kb\ Kc\ Kd\ Ke\ Se' \qquad (\#\ 17)$$

donde: Ka = 0.80 Kb = 1 Kc = 0.897 Kd = 1

Kt = 4 (de fig. A 25-12, Shilley)

q = 0.78 (fig. 5.19, Shigley)

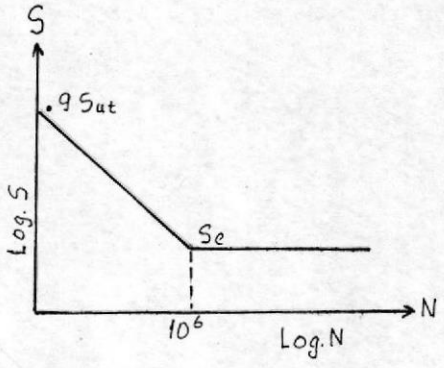
Ke = 0.30

Se' = 0.50 Sut

Reemplazando estos valores en la fórmula # 17

Se = 507.58 Kgf/cm^2

Del gráfico para esfuerzos invertidos se tiene



$$\sigma a \leq \frac{Sa}{n}$$

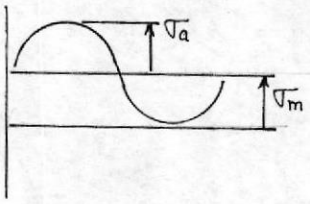
Si se trata de vida infinita, Sa ≤ Se, y

$$\sigma a \leq \frac{Se}{n} \qquad \frac{9.17}{e} \leq \frac{507.58}{n}$$

Para un factor de seguridad de n = 3

e = 0.054 cm.

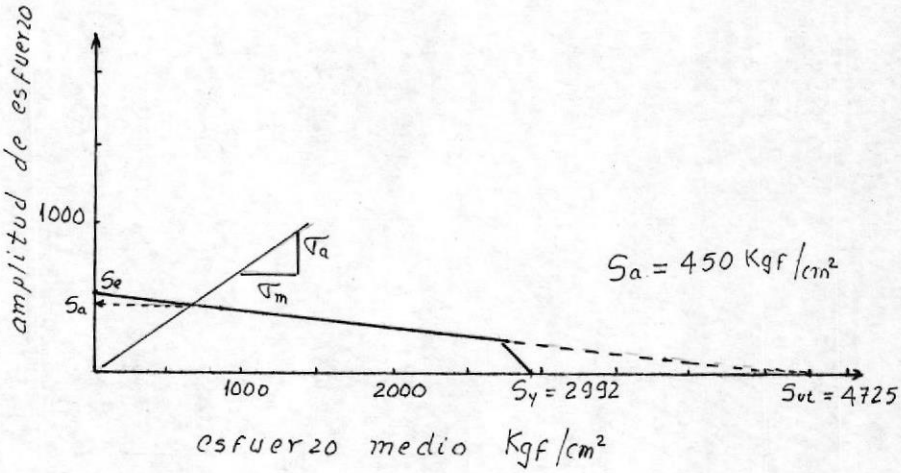
Considerando que los esfuerzos se repiten:



$$\sigma max = \frac{Fbi}{e} = \frac{9.17}{e}$$

$$\sigma min = 0$$

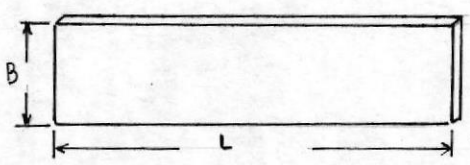
Usando las fórmulas # 16: $\sigma m = \sigma a = \frac{\sigma max}{2} = \frac{4.59}{e}$



$$\sigma a \leq \frac{Sa}{n} \qquad \frac{4.59}{e} \leq \frac{450}{n}$$

Para un factor de seguridad de n = 3, e ≧ 0.03 cm

Caso de Pandeo (Flexión Lateral)



$Pcr = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$ # 19 caso más crítico

donde: P_{cr} = carga crítica de pandeo

$E = 2.1 \times 10^6$ Kgf/cm^2

$I = 0.21\ e^3$

$B = 2.54$ cm

$L = 20$ cm.

F_{bi} = fuerza en la biela = 23.3 Kgf

Haciendo que $P_{cr} = F_{bi}$ y reemplazando los valores en la fórmula # 19, e = 0.20 cm.

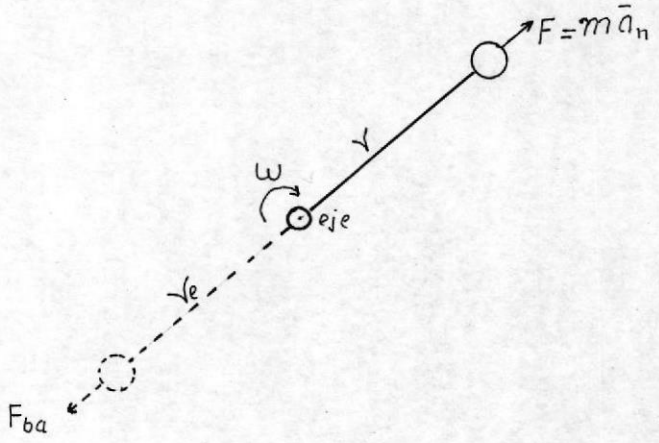
Para un factor de seguridad de n = 2 se tiene e = 0.26 cm, por consiguiente el # de láminas de 0.1 cm. será

 # láminas = 3

En conclusión, se tiene que el # de láminas en la biela de zaranda será igual a 3, para láminas de espesor 0.1 cm.

FUERZA BALANCEADORA

$$\Sigma F = 0 \quad \Sigma m\bar{a}_n = \Sigma mr\omega^2 = \frac{\omega^2}{g} \Sigma wr = 0 \qquad \# 20$$



Fuerza para compensar el desbalanceamiento de excéntricas y aleta del ventilador

$$\Sigma wr = 2w_{exc}r + WaR_V$$

donde: w_{exc} = peso excéntrica 0.72 Kgf

r_e = radio de excentricidad

wa = peso aleta ventilador = 0.22 Kgf

R_V = radio al eje centroidal de aleta ventilador = 14 cm.

F_{ba} = fuerza balanceadora

Como $F_{ba} = \frac{\Sigma wr}{R_V}$ se tiene: $\boxed{F_{ba} = 0.27 \text{ Kgf}}$

Fuerza para compensar el desbalanceamiento de excéntricas, aleta del ventilador y fuerza en biela

por los resortes

$$\Sigma wr = 2w_{excre} + waR_V + 2\,F_{bire}$$

Como F_{bi} = fuerza en biela por los resortes = 3.30 Kgf, se tiene: $\boxed{F_{ba} = 0.51 \text{ Kgf}}$

Fuerza para compensar el desbalanceamiento producido por la fuerza dinámica en la biela de zaranda

$$\Sigma wr = 2F_{bire}$$

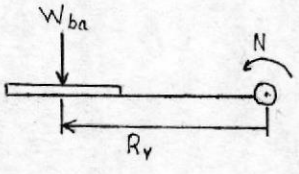
Como $F_{bi} = 23.3$ Kgf y $r_e = 0.50$ cm.

$$\boxed{F_{ba} = 1.66 \text{ Kgf}}$$

En conclusión, la fuerza balanceadora será de

$$\boxed{F_{ba} = 1.66 \text{ Kgf}}$$

POTENCIA DE INERCIA PARA FUERZA BALANCEADORA



$$\alpha = \frac{w_{ba}R_V}{I + mR_V^2}$$

donde: α = aceleración angular

N = RPM = 800

R_v = radio al eje centroidal = 14 cm.

I = 0.70 Kgf-cm-seg^2

W_{ba} = peso fuerza balanceadora = 1.66 Kgf

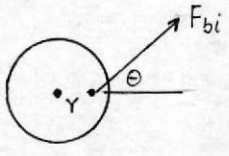
Usando la ecuación # 4 y # 5:

$$\boxed{P = 17.54 \times 10^{-2} \text{ c.v.} = 17.3 \times 10^{-2} \text{ HP}}$$

POTENCIA EN ZARANDA

Debido a la inercia de Zaranda

Para sacar de la inercia a la zaranda, se tendrá que vencer a la fuerza en la biela producida por los resortes.



F_{bi} = 2 KN_{re}

K = constante resorte = 0.103 para acero inoxidable de 0.05 cm. de espesor

n_{re} = 2 láminas = 8 de espesor 0.1 cm (ó 16 de espesor 0.05 cm.)

$\theta = 17.5°$

r = 0.5 cm.

El momento torsor es: $M_t = (F_{bi} \text{ Sen } 17.5)r = 0.49$ Kgf-cm y la potencia resulta

$$P = 0.55 \times 10^{-2} \text{ c.v.} = 0.54 \times 10^{-2} \text{ HP}$$

Debido al trabajo de zaranda

Aquí la fuerza en la biela, es la fuerza dinámica = 46.6 Kgf, por lo que resulta $M_t = 6.99$ Kgf-cm y la potencia usando la ecuación # 4:

$$P = 7.8 \times 10^{-2} \text{ c.v.} = 7.7 \times 10^{-2} \text{ HP}$$

DIAMETRO DE LOS AGUJEROS EN MODULOS ZARANDA

Las dimensiones del arroz en cáscara, está entre los 8 y 12 mm. de largo, por consiguiente, y dado que son los más usados, se escogerán agujeros de:

9 mm. hasta 15 mm.

4.1.3 POTENCIA EN EL EJE VENTILADOR

Por la acción directa de los elementos que actúan

sobre el eje

$$P = P_{i.v.} + P_{i.e.} + P_{i.z.} + P_{f.v.} + P_{t.z.} + P_{i.b.}$$

$P_{i.v.}$ = Potencia inercia ventilador = 27.7×10^{-2} c.v.

$P_{i.e.}$ = Potencia inercia excéntrica = 0.69×10^{-2} c.v.

$P_{i.z.}$ = Potencia inercia zaranda = 0.45×10^{-2} c.v.

$P_{f.v.}$ = Potencia flujo ventilador = 5.43×10^{-2}

$P_{t.z.}$ = Potencia trabajo zaranda = 7.8×10^{-2} c.v.

$P_{i.b.}$ = Potencia de inercia fuerza balanceadora = 17.54×10^{-2}

$$P_{e.v.} = 0.60 \text{ c.v.} \qquad P_{e.v.} = 0.59 \text{ HP}$$

Potencia total en el eje del ventilador

$$P_{Te.v.} = P_{e.v.} + P_{e.t.}$$

donde: $P_{e.v.}$ = Pot. eje ventilador = 0.60 c.v.

$P_{e.t.}$ = Pot. eje trillador = 2.03 c.v.

$$P_{Te.v.} = 2.63 \text{ c.v.} = 2.59 \text{ HP}$$

POTENCIA REQUERIDA EN EL MOTOR

$$P_m = P_{T_{e.v.}} \eta$$

Para un factor de seguridad de n = 2:

$$\boxed{P_m = 5.18 \text{ c.v.} = 5.11 \text{ HP}}$$

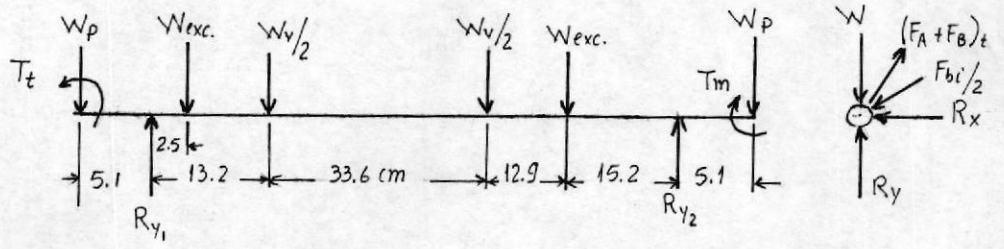
P_m: 5 HP - 6 HP

4.1.4 DIAMETRO EN EL EJE VENTILADOR

Selección del material

Acero de Transmisión ABINSA 120-130 H_B c - 0.15 M_n - 0.50. De la Tabla A.17 Shigley se tiene para $H_B \cong 116$: acero UNSG 10180 $S_y = 2249.6$ Kgf/cm^2 Sut = 4077.4 Kgf/cm^2

Fuerzas actuando sobre el eje



donde: W_{exc} = peso excéntrica = 0.72 Kgf

W_p = Peso polea ≅ 2

W_v = Peso ventilador = 3.3 Kgf

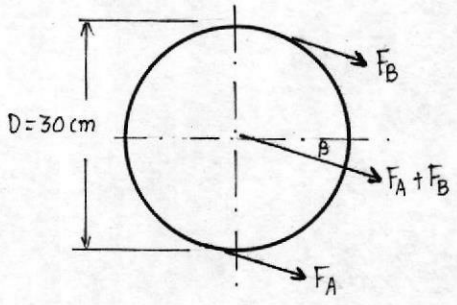
F_{bi} = Fuerza biela zaranda = 46.56 Kgf

$(F_A + F_B)$ = Fuerza en las poleas debida a la potencia transmitida

T_m = momento torsor en polea lado motor = 235.39 Kgf-cm.

T_t = momento torsor en polea lado cilindro trillador = 181.69 Kgf-cm.

Fuerzas en polea lado motor



$\beta \leq 15°$

$\frac{F_A}{F_B} = e^{f\theta}$ # 21

f = coef. rozamiento ≅ 0.35

θ = ∢ contacto ≥π

N = 800 RPM

Reemplazando estos valores en la ecuación # 21:

$\frac{F_A}{F_B} = 3$

$c.v. = \frac{(F_A - F_B)}{4500}$ # 22

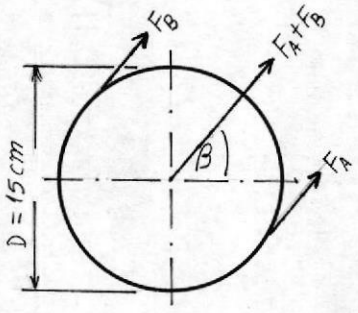
v = velocidad (m/min) = πDN = 754

$$c.v. = 2.63 = \frac{(3F_B - F_B)754}{4500} \quad \Rightarrow$$

$$F_B = 7.85 \text{ Kgf} \qquad F_A = 23.59$$

$$(F_A + F_B)_m = 31.39 \text{ Kgf}$$

Fuerzas en polea lado cilindro trillador



$\beta = 55°$

$\frac{F_A}{F_B} = e^{f\theta}$

$f \cong 0.35 \qquad \theta \geq \pi$

$\frac{F_A}{F_B} = 3 \qquad V = \pi DN = 377 \text{ m/min}$

$$c.v. = 2.03 = \frac{(3F_B - F_B)377}{4500} \quad \Rightarrow$$

$$F_B = 12.12 \qquad F_A = 36.35 \text{ Kgf}$$

$$(F_A + F_B)_t = 48.47 \text{ Kgf}$$

Reacciones

Para la fuerza biela zaranda actuando hacia abajo:

$$\Sigma F_x = 0 \quad -R_{x_1} - R_{x_2} - 2\frac{F_{bi}}{2} \cos 17.5 +$$

$$(F_A + F_B)_t \cos 55 + (F_A + F_B)_m \cos 15 = 0$$

$\circlearrowleft +$ $\Sigma M_1 = 0$ en direc. x

$$-(F_A + F_B)_t \text{Cos } 55\ (5.1) - \frac{F_{bi}}{2} \text{Cos } 17.5\ (2.5 + 59.7) + (F_A + F_B)_m \text{ Cos } 15(80) - R_{x2}(75) = 0$$

$+\uparrow$ $\Sigma F_y = 0$

$$R_{y1} + R_{y2} - 2w_p - 2w_{exc} - 2\frac{w_y}{2} + (F_A + F_B)_t \text{ Sen } 55 - (F_A + F_B)_m \text{ Sen } 15 - 2\frac{F_{bi}}{2} \text{ Sen } 17.5 = 0$$

$\Sigma M_1 = 0$ en direc. y

$$w_p(-5.1 + 80) + (F_A + F_B)_t \text{ Sen } 55\ (5.1) + w_{exc}\ (2.5 + 59.7) + \frac{w_v}{2}\ (13.2 + 46.8) + \frac{F_{bi}}{2} \text{ Sen } 17.5\ (2.5 + 59.7) - R_{y2}(75) + (F_A + F_B)_m \text{ Sen } 15\ (80) = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene para fuerza de biela actuando hacia abajo ↙:

$R_{x1} = 1.67$ $R_{x_2} = 12.04$ Kgf $R_{y1} = -29.93$ $R_{y_2} = 21.09$

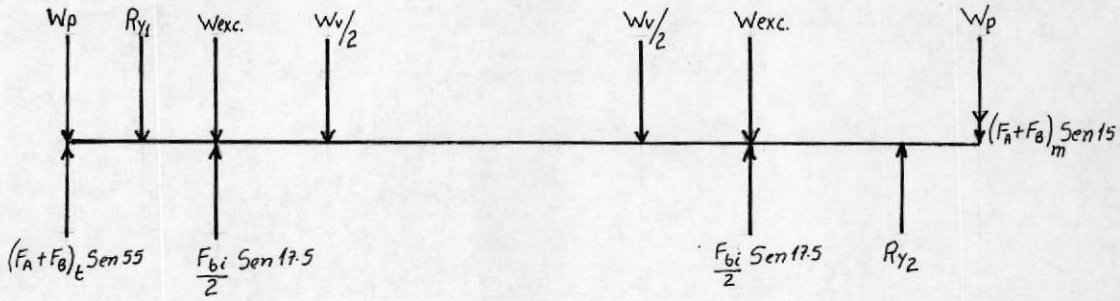
Para fuerza de biela hacia arriba:

$R_{x1} = 53.66$ $R_{x2} = 48.87$ Kgf $R_{y1} = -46.32$ $R_{y2} = 9.48$ Kgf

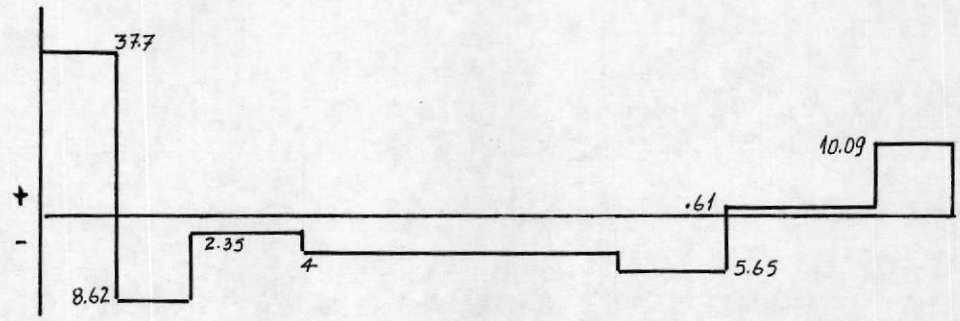
Seleccionando mayor reacción

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

Diagrama con respecto al eje Y



Fuerza cortante Kgf



Momento flector Kgf-cm

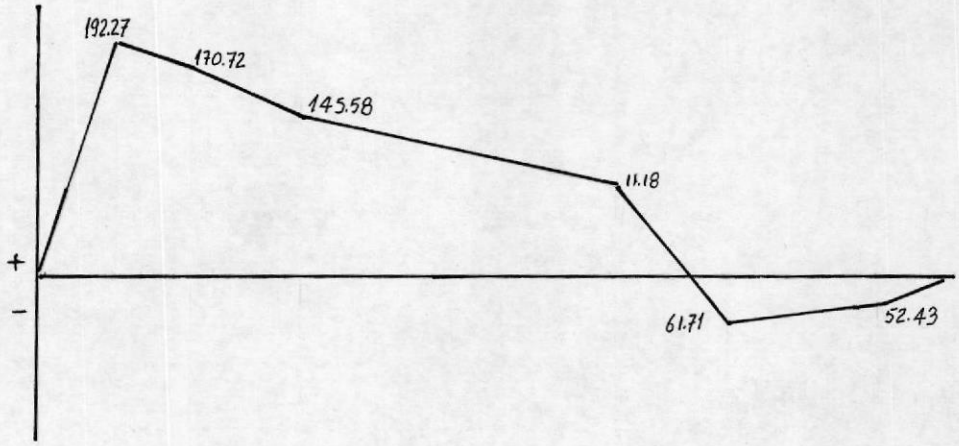
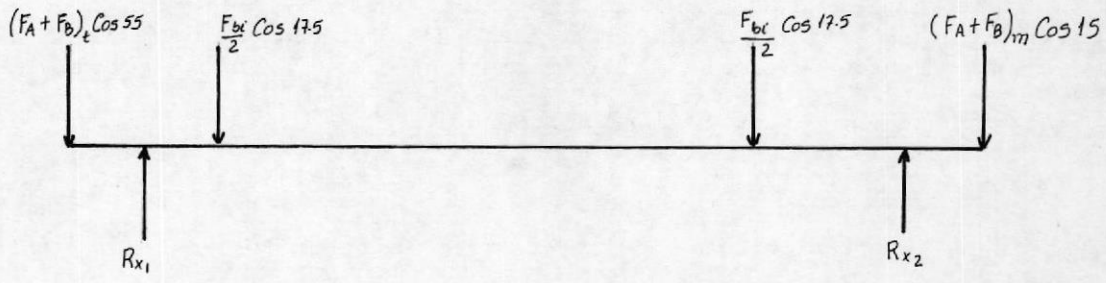
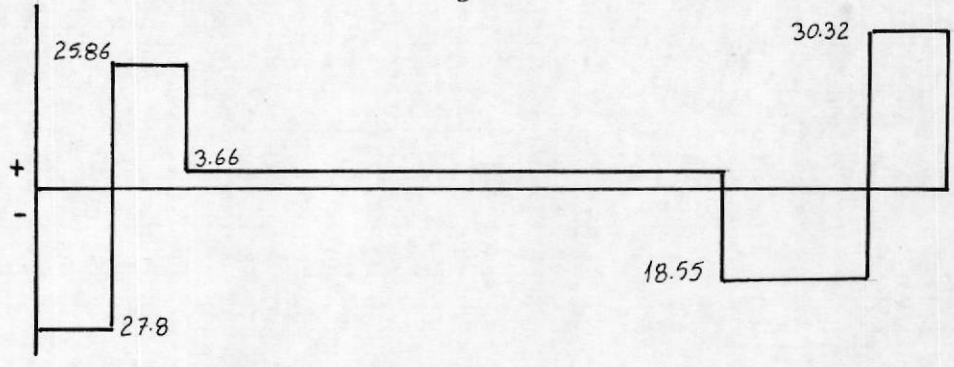


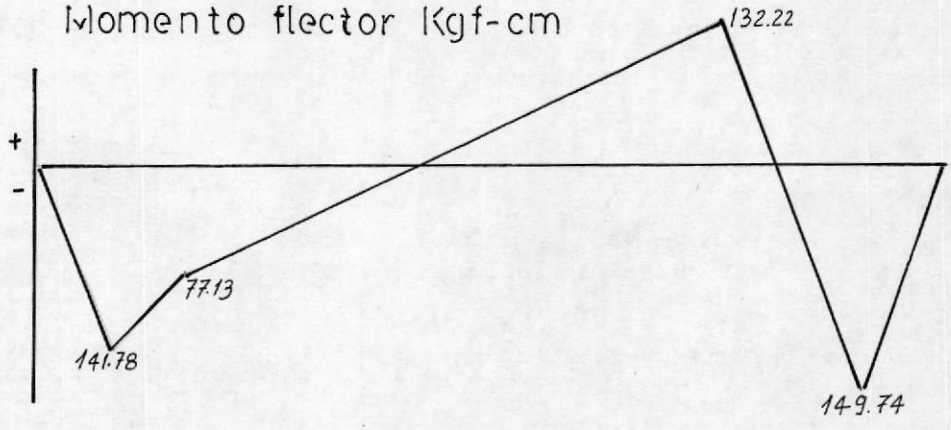
Diagrama con respecto al eje X



Fuerza cortante Kgf



Momento flector Kgf-cm



$R_{x1} = 53.66$ (←) $\qquad R_{x2} = 48.87$ (←)

$R_{y1} = 46.32$ (↓) $\qquad R_{y2} = 9.48$ (↑)

De los diagramas de fuerza y momento se tiene:

Secciones críticas; Cojinete 1 y 2

Sumando los momentos con respecto a la dirección x y y

Para M_1 $\quad M_1 = [(\frac{192.27}{5.1})^2 + (\frac{141.78}{5.1})^2]^{\frac{1}{2}} \times 5.1$

$M_1 = 238.38$ Kgf-cm $\qquad T_1 = 181.69$

$M_2 = 158.65$ Kgf-cm $\qquad T_2 = 235.39$

De donde la sección más crítica es en el cojinete # 1

$M = 238.38$ Kgf-cm $\quad T = 181.69$ Kgf-cm

Diseño para cargas estáticas

$$d = [(\frac{32n}{\pi Sy})\ (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}}\ ]^{\frac{1}{3}} \qquad \#\ 23$$

Como Sy = 2249.6 y para n = 2: $\boxed{d = 1.39 \text{ cm.}}$

Diseño para cargas Dinámicas

Flexión alternante y torsión contínua (Enfoque de Sines)

$d = \left(\frac{32Mn}{\pi Se}\right)^{1/3}$ # 24 y $Se = Ka\ Kb\ Kc\ Kd\ Ke\ Se'$ (# 17)

$Se' = 0.50\ Sut = 2038.7\ Kgf/cm^2$

Del Libro de Shigley: Ka = 0.83

Kb = 0.85

Kc = 0.897

Kd = 1

Usando la ecuación # 18, para Kt = 1.74 y q = 0.75 se obtiene Ke = 0.63.

De la ecuación # 17: $Se = 810.15\ Kgf/cm^2$

Para un factor de seguridad de n = 2, el diámetro es: d = 1.92 cm.

Con d = 1.92 encontraré el factor de seguridad, para evitar falla por fluencia.

De la ecuación # 23 se obtiene n = 5.19.

Con n = 5.19 en la fórmula # 24 se obtendrá el diámetro para evitar falla por fatiga, y es:

$$d \geq 2.50 \text{ cm.}$$

En conclusión, el diámetro para el eje del ventilador es:

$$\boxed{d = 2.50 \text{ cm.}}$$

4.2 UNIDAD SEPARADORA

4.2.1 JUEGO (CLARO) DE: CILINDRO CONCAVO, ESPACIAMIENTO DE VARILLAS CONCAVO

Juego de Cilindro-Cóncavo

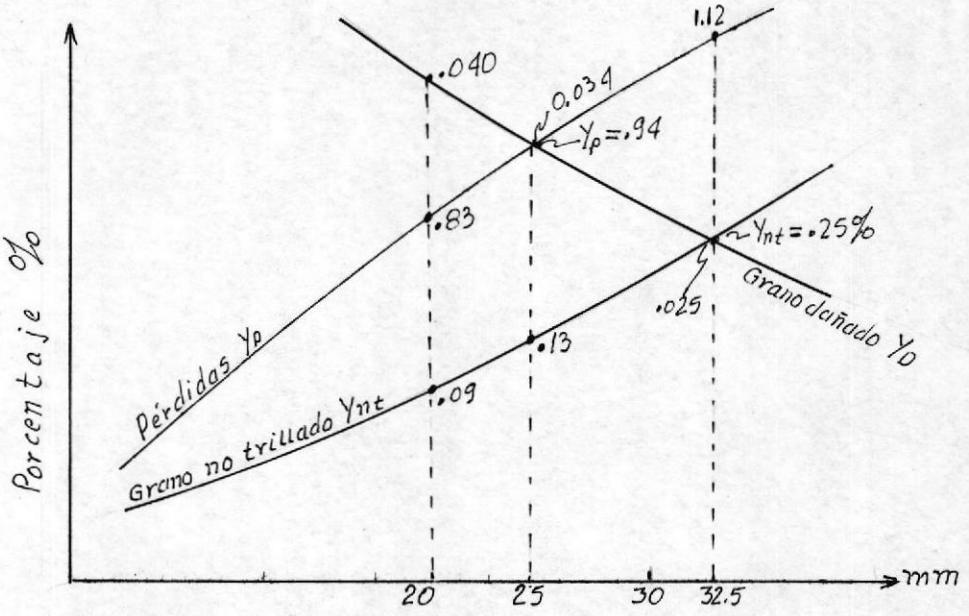
Si el espaciamiento (claro) entre cilindro y cóncavo disminuye, la acción de rozamiento sobre la cosecha (panca de arroz) se incrementa, lo cual influye en la acción del trillado y separación. Un pequeño claro provee suficiente agitación para prevenir el alojamiento del grano entre la paja

enredada. Sucede lo contrario si el claro es alto, es decir la agitación de la paja disminuye y una gran cantidad de grano permanece alojado en la paja enredada.

Los Gráficos 4, 5 y 6 muestran que un incremento en el claro del cóncavo-cilindro resulta en un incremento en grano no trillado y pérdida de grano, pero en cambio disminuye el grano dañado.

Superponiendo los Gráficos 4, 5 y 6 se encuentra (Gráfico 19) que lo óptimo ocurre para 29 mm. , con pérdidas mayores al 1% y grano no trillado mayor al 0.23%. En cambio, el % de grano no trillado y las pérdidas disminuyen considerablemente para un claro de 20 mm. Por consiguiente se elegirá un claro pequeño dado que el cilindro es de dientes (pernos) en donde se puede variar el espacio con el cóncavo.

Juego (claro)
Cilindro-Cóncavo ≅ 20 mm.



Claro cilindro-concavo

Graf. No. 19.- Superposición de los graficos 4,5, y6

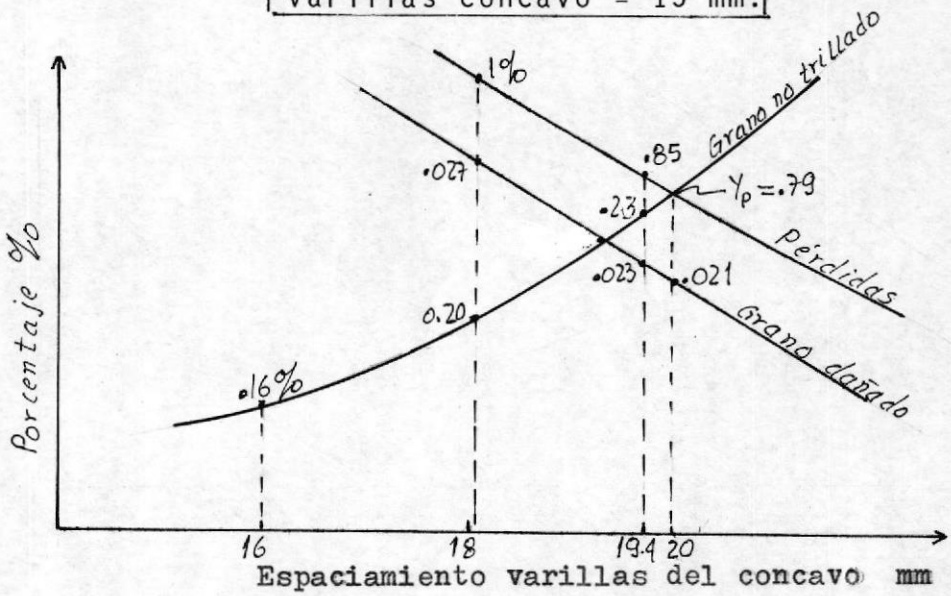
Espaciamiento entre Varillas del Cóncavo

Al incrementar el espaciamiento entre las varillas del cóncavo el % de área abierta se incrementa, aumentando con ello la posibilidad de que pase el grano a través de espacio abierto, por lo que disminuye la pérdida de grano. Si el espaciamiento se lo disminuye, el grano separado no pasará con mucha libertad sobre la reja, permaneciendo la pepita o grano en el cóncavo por más tiempo a la acción del trillado y separación, lo cual disminuye el grano no trillado e incrementa el grano dañado.

Los gráficos 7, 8 y 9 muestran que al incrementar el espaciamiento de las varillas del cóncavo resulta en un incremento en grano no trillado, y una disminución en grano dañado y pérdidas.

Superponiendo los Gráficos 7, 8 y 9 se puede observar en el Gráfico 20 que para un espaciamiento de 19 mm. se llega al espaciamiento óptimo. Pero si se desea que el porcentaje de grano no trillado sea el menor posible, dado que el cóncavo es de varillas delgadas se puede elegir un espaciamiento para el cual las pérdidas no sobrepasen el 1.5%. Por consiguiente se elegirá un espacio de:

espaciamiento
varillas cóncavo ≅ 15 mm.



Graf. No. 20 Superposición de graficos 7, 8, y 9.

4.2.2 VELOCIDAD PERIFERICA CILINDRO TRILLADOR, RPM Y DIAMETRO DEL CILINDRO, LONGITUD DE DIENTES

Velocidad periférica cilindro trillador

Cuando la velocidad del cilindro se incrementa , el tiempo de permanencia de la cosecha disminuye, lo cual resulta en una pobre separación y un incremento de las pérdidas de grano. Con el aumento de la velocidad el número de impactos del cilindro se incrementa aumentando por consiguiente el grano dañado.

Los Gráficos 10, 11 y 12 muestran que el % de grano no trillado decrece conforme aumenta las RPM del cilindro, mientras que el grano dañado y las pérdidas aumentan.

Del Gráfico 21, se observa que para velocidades de 13 m/seg a 17 m/seg, las pérdidas varían de 0.5% a 3 % respectivamente. El punto de cruce para una velocidad de 14.5 m/seg revela una velocidad óptima, dando pérdidas menores al 1%. Por consiguiente se escogerá una velocidad de:

$$\boxed{V_c = 14.5 \text{ m/seg}}$$

RPM del cilindro trillador, longitud diente y diámetro cilindro

Las revoluciones por minuto del cilindro trillador debe guardar relación con el radio del cilindro y la capacidad de la máquina.

La capacidad deseada es de 400-450 Kg/hr de material cosechado, lo que equivale a 6-8 Kg/min. Si se alimenta a un promedio de 7 veces por minuto, significa que cada 8 seg. ingresará al espacio entre cilindro y cóncavo aproximadamente 1 Kgf de material cosechado. Para radios totales del cilindro de 0.15 m. a 0.30 m. se crea un volumen que puede receptar fácilmente 1 Kg de material, y procesarlo (trillarlo) totalmente en 8 seg. En consecuencia, se elegirá un radio promedio que guarde relación con el tamaño de la máquina y que satisfaga nuestros requerimientos. Este radio será aproximadamente de 22.5 cm. (radio efectivo más longitud diente). Como se está alimentando a razón de 1 Kg cada 8 seg. significa que para una entrada de ancho no menor a los 10 cm. de lado y un espacio de 20 mm. entre cilindro y cóncavo, el material cosechado (panca) difícilmente

cubrirá los 5 cm. de longitud de diente, por consiguiente se elegirá una longitud de diente del cilindro de:

Longitud diente cilindro $\cong$ 7.5 cm.

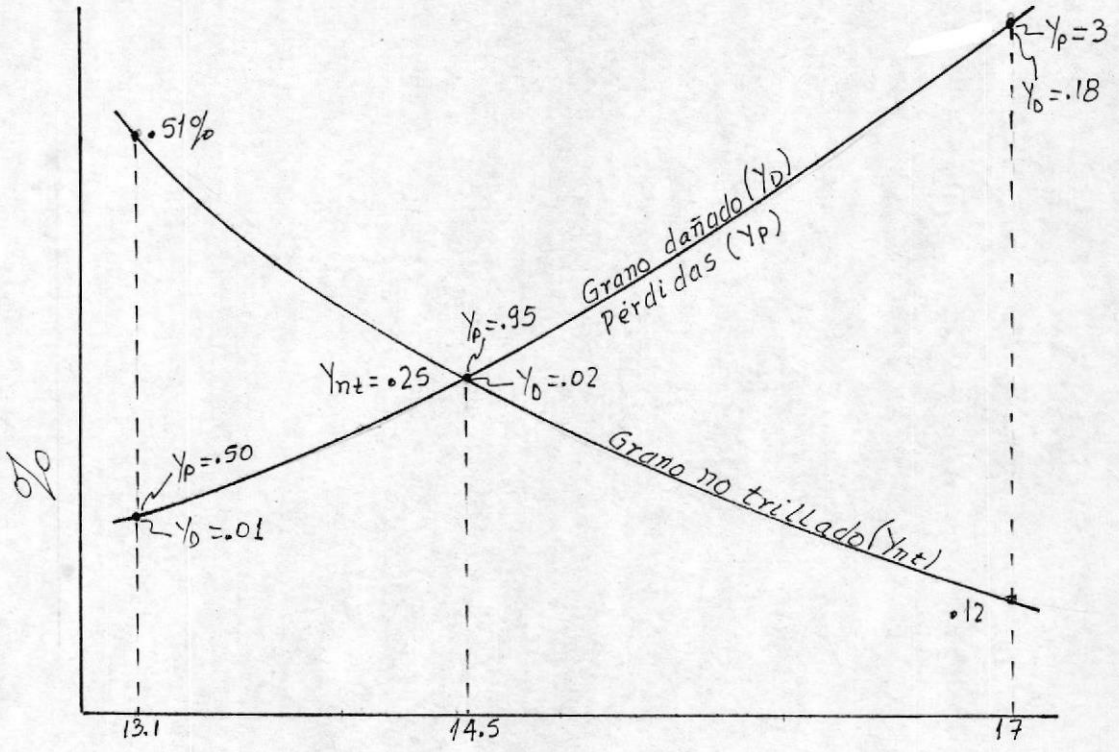
Como se eligió un radio total de cilindro de 22.5 cm. el radio efectivo del cilindro será disminuido en 7.5 cm., por tal razón el diámetro efectivo del cilindro será:

Diámetro cilindro = 30 cm.

La velocidad periférica es $V_C = \pi D_T N$

Como V_C = 14.5 m/seg y D_T = 0.45 m, se tiene que las RPM son

Velocidad de Rotación $\cong$ 600 RPM



Velocidad del cilindro trillador m/seg.

Graf. No. 21.- Superposición de graficos 10, 11, y 12.

4.2.3 VELOCIDAD DE ALIMENTACION COSECHA (PANCA)

Para una baja velocidad de alimentación, la separación del grano de la paja se completa antes que la paja alcance la salida (descarga) del cilindro. Para una alta velocidad de alimentación la velocidad del cilindro disminuye y el proceso de separación no se completa por el tiempo en que la paja alcanza la descarga, ya que el grano en un gran tiempo viaja a través de la paja gruesa, por consiguiente el grano no trillado y las pérdidas se incrementan.

De los Gráficos 13, 14 y 15 se observa que el % de grano no trillado y pérdidas se incrementan conforme aumenta la velocidad de alimentación, mientras el incremento en grano dañado aumenta pero no tan alto como el grano no trillado.

La capacidad de la máquina debe guardar relación con las RPM y diámetro del cilindro, como también con el peso y tamaño de la máquina, y para que cumpla con dos de los objetivos :el de bajo costo y que satisfaga a extensiones pequeñas y medianas de cultivo.

Por las razones expuestas se elegirá una velocidad de alimentación de 400-450 Kg/hr.

El gráfico 22 muestra que para ese rango de velocidades se presentan pérdidas menores. Entonces

Velocidad de alimentación = 400-450 Kg/hr

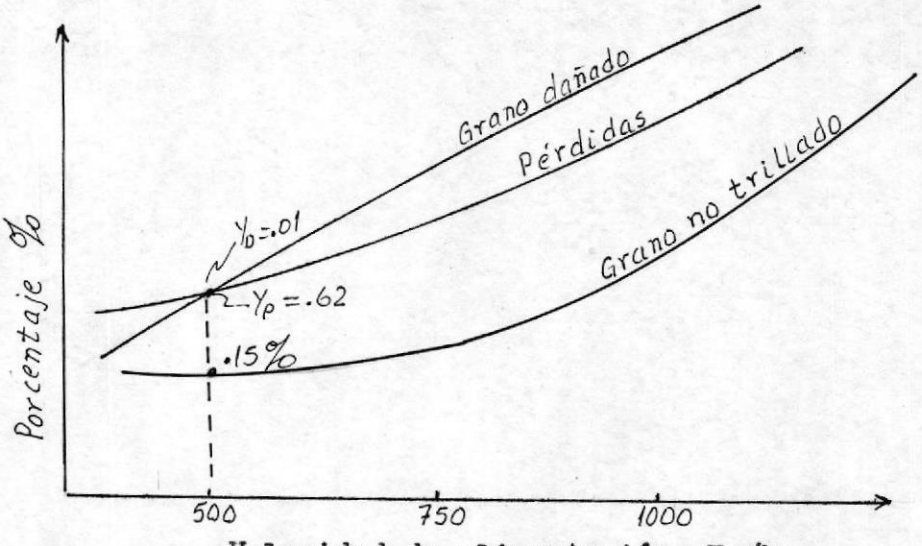
4.2.4 ANGULO DE LOS LOBULOS (GUIAS)

Al incrementarse el ángulo de los lóbulos, el

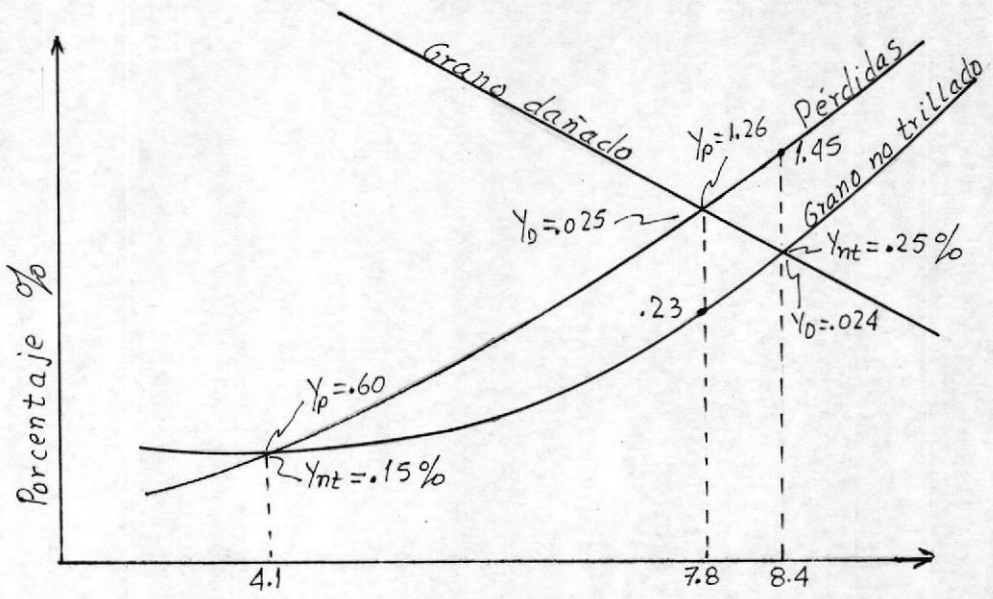
tiempo de permanencia de la cosecha en el cilindro disminuye, por consiguiente el tiempo necesario para trillar y separar llega a ser muy corto. Esto reduce el número de impactos resultando en un decrecimiento del grano dañado.

Los gráficos 16, 17 y 18 muestran que el grano no trillado y las pérdidas aumentan conforme aumenta el ángulo de los lóbulos, mientras que el grano dañado disminuye. El Gráfico 23 nos muestra que para un ángulo de 6 grados se establece un compromiso. Por consiguiente el ángulo es:

Angulo de los Lóbulos ≅ 6 Grados



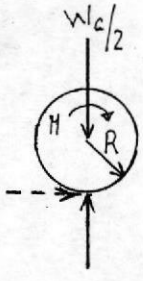
Graf. No. 22.- Superposición de graficos 13,14, y 15.



Graf. No.23.- Superposición de graficos 16.17, y 18.

4.2.5 POTENCIA EN EL EJE CILINDRO TRILLADOR

Potencia perdida por el rozamiento en el rodamiento. Caso estático



$$P = \frac{TN}{H600} \quad c.v. \qquad (\#\ 4)$$

y

$$T = F_r R = F_n R \qquad \#\ 25$$

donde:

F_r = Fuerza de rozamiento

F_n = Reacción debida al peso cilindro = 10.25 Kgf

R = Radio eje ≅ 1.27 cm. (se asume valor igual al eje ventilador)

F = Coeficiente de fricción estático para un cojinete de bolas ≅ 0.0015 (1)

N = 600 RPM

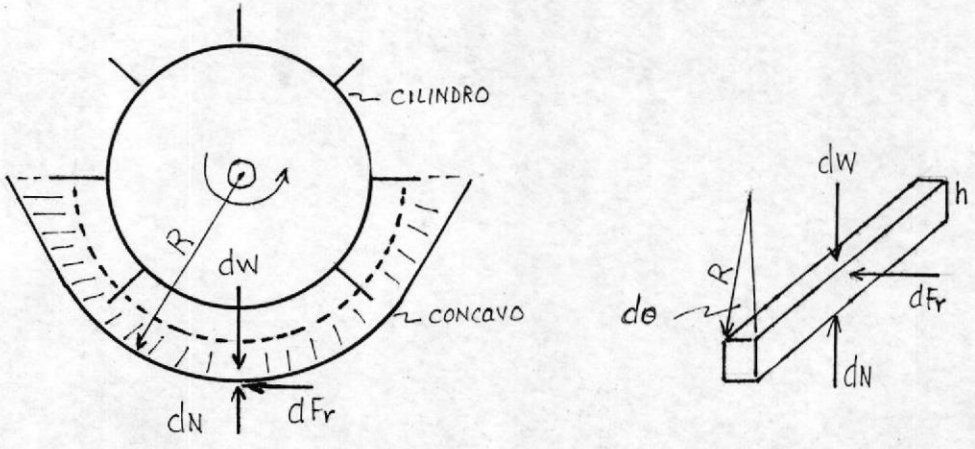
Reemplazando estos valores en la fórmula # 4

$$C.v. = 1.61 \times 10^{-4}$$

y para dos chumaceras se tendrá

$$P = 3.32 \times 10^{-4} \text{ c.v.} = 3.23 \times 10^{-4} \text{ HP}$$

Potencia debida a la acción del trillado



Zona rayada ocupada por cosecha.

(1) Fuente: Manual para Rodamientos de la SKF

Asumo que cosecha arroz ocupa toda la zona rayada por debajo y alrededor del cilindro, y además que el cilindro mueve toda esa masa produciendo fricción con el cóncavo; usando la fórmula # 4

$$P = \frac{TN}{71600} \quad c.v. \qquad T = F_r R$$

y $F_r = \int dF_r = \int \mu_K dN$

pero $d_N = d_w \qquad w = \int d_w = \gamma L h R \int_0^{180} d\theta$

donde: N = 600 RPM

L = Longitud cilindro = 71 cm.

h = Altura (espesor) que ocupa cosecha $\cong$ 5 cm.

w = Peso de cosecha tomado experimentalmente para el volumen indicado = 5.6 Kgf

R = Radio = 23 cm.

$\mu_K = \mu_S$ = coeficiente de fricción entre arroz en cáscara y metal = 0.50 (1)

---

(1) Valor tomado del libro "Drying Cereal Grains" por Brooker-Bakker' Arkema-Hall.

Por lo que se tiene

$$P = 0.540 \text{ c.v.} = 0.537 \text{ HP}$$

Los lóbulos (guías) ocupan la mitad de la parte superior del cilindro dirigiendo a la cosecha hacia la salida, pero no realizan una labor de trillado, por lo que la potencia perdida por la resistencia de los lóbulos se puede aproximar a un tercio de la del trillado.

$$P = 1/3\ (.540) = 0.180 \text{ c.v.}$$

Entonces la potencia de trillado resulta

$$\boxed{P_t = 0.720 \text{ c.v.} = 0.710 \text{ HP}}$$

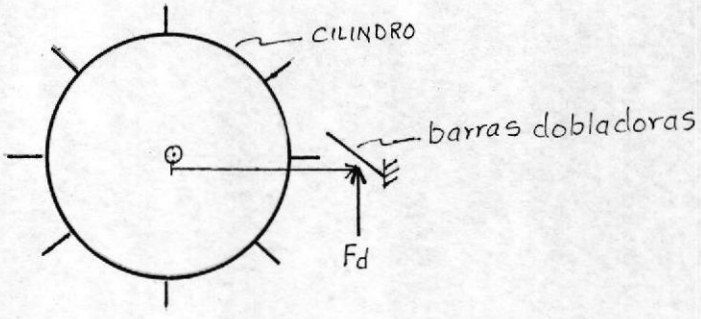
Potencia para la expulsión paja

Considerando que el peso de la paja es aproximadamente la cuarta parte del peso total de cosecha se puede aproximar la potencia para expulsión de paja a 1/4 de la potencia de trillado.

$$\boxed{P_{exp} \cong 0.180 \text{ c.v.} = 0.178 \text{ HP}}$$

Potencia para doblar panca (cosecha)

Se determinó en el numeral 4.2.3 una capacidad de 400-450 Kg/hr, que corresponde a 0.13 Kg/seg. Como la velocidad del cilindro es de 600 RPM significa que en cada vuelta del cilindro arrastra 0.013 Kg de material cosechado, sin tomar en cuenta el resto de filas de dientes que tiene el cilindro. Este material de 0.013 Kg fácilmente puede doblarse con una fuerza estática menor a 1 Kgf.



Usando la fórmula # 4 se tiene para R = 22 cm. y Fd = 1 Kgf una potencia de doblado.

$$\boxed{P_d = 0.187 \text{ c.v.} \cong 0.180 \text{ c.v.}}$$

Potencia de Inercia

$$P = \frac{TN}{71600} \text{ c.v. } (\# 4) \quad y \quad T = I\,\alpha \ (\# 5)$$

La inercia del cilindro es:

$$I_c = I_d + I_b + I_r + I_a + I_x$$

donde: I_d = inercia de los dientes = 1 Kgf-cm-seg^2

I_b = inercia de las barras longitudinales = 3.6

I_r = inercia de los rayos = 0.023

I_a = Inercia de aletas para expulsión paja = 1.1 Kgf-m-seg^2

I_x = Inercia aros,tuercas $\cong$ 1.50

Por lo que resulta I_c = 7.22 Kgf-cm-seg^2

Si el tiempo para vencer la inercia es aproximadamente de 4 seg , se tiene para N = 600 RPM una potencia de

$$\boxed{P_i \cong 0.95 \text{ c.v.} = 0.94 \text{ HP}}$$

Si se obtiene la aceleración primeramente partiendo de una masa excéntrica, según método realizado para el ventilador, se llega a obtener una potencia de inercia para el cilindro cerca al 1 HP, de ahí que se toma aproximadamente un

tiempo de 4 seg. En conclusión la potencia en el eje cilindro trillador es:

$$P_{e.c.} = P_t + P_{ex} + P_d + P_i$$

donde: P_t = potencia de trillado = 0.72 c.v.

P_{ex} = potencia expulsión paja = 0.18

P_d = potencia doblado panca = 0.18

P_i = potencia inercia = 0.95 c.v.

$$\boxed{P_{e.c.} = 2.03 \text{ c.v.} = 2 \text{ HP}}$$

4.2.6 DIAMETRO DEL EJE CILINDRO TRILLADOR

Selección del material

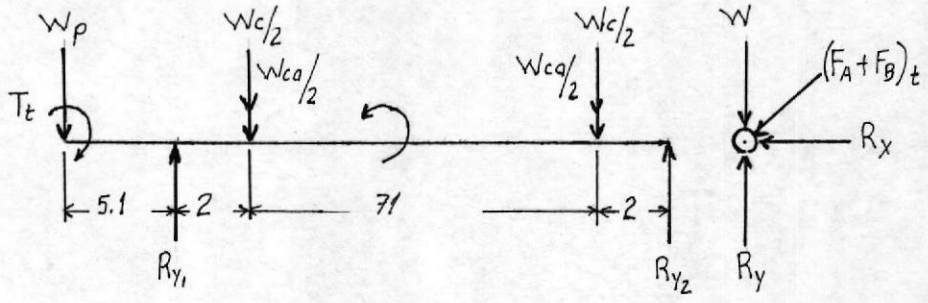
Acero de transmisión ABINSA 120-130 HB C-0.15 Mn-0.50. De Tabla A.17 Shigley, se tiene para HB ≅ 116 un acero UNS G 10180 Sy = 2249.6 Kgf/cm^2 y Sut = 4077.4.

Fuerzas sobre el eje

Las fuerzas que actúan sobre el eje del cilindro trillador son principalmente el peso del cilindro,

peso del material cosechado y las fuerzas ejercidas por la polea y banda.

En el siguiente diagrama se presentan estas fuerzas:



* las medidas están dadas en cm.

donde: w_p = peso polea = 2 Kgf.

w_c = peso cilindro = 20.5 Kgf

w_{ca} = peso carga arroz ≅ 10.1 Kgf

$(F_A + F_B)_t$ = fuerzas en las poleas debido a la potencia transmitida = 48.47 Kgf.

T_t = momento torsor en polea del cilindro trillador = 242.25 Kgf-cm.

Reacciones

$+\uparrow \quad \Sigma F_y = 0 \quad -(F_A + F_B)_t \text{ Sen } 55 - w_p + Ry_1 - W_{ca} - W_c + R_{y2} = 0$

$\circlearrowleft \quad \Sigma M_1 = 0$ (en dirección del eje y)

$$-w_p(5.1) - (F_A + F_B)_t \text{ Sen } 55\ (5.1) + \left(\frac{W_{ca}}{2} + \frac{W_c}{2}\right)$$

$$(1.9 + 73) - Ry_2\ (74.9) = 0$$

$\xrightarrow{+} \quad \Sigma Mx = 0 \quad -(F_A + F_B)_t \text{ Cos } 55 - Rx_1 - Rx_2 = 0$

$\circlearrowleft \quad \Sigma M_1 = 0$ (en dirección del eje x)

$$(F_A + F_B)_t \text{Cos } 55\ (5.1) - Rx_2\ (74.9) = 0$$

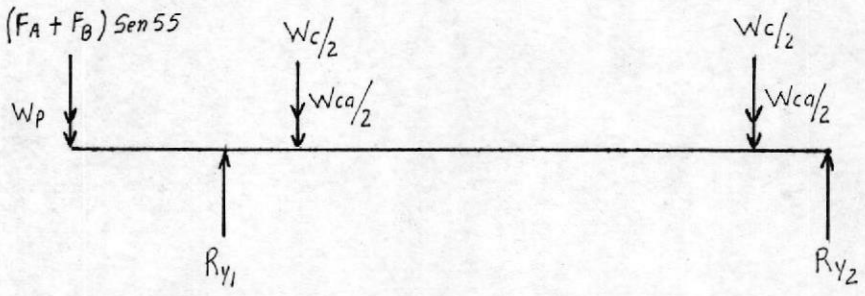
Reemplazando los valores, se obtienen las reacciones:

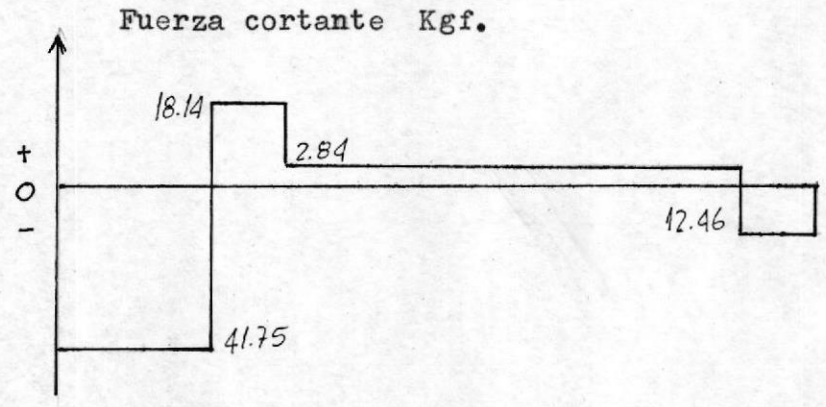
$Rx_1 = 29.69\ (\rightarrow)$ $\qquad$ $Ry_1 = 59.84$ Kgf $(\uparrow)$

$Rx_2 = 1.89\ (\leftarrow)$ $\qquad$ $Ry_2 = 12.46$ Kgf $(\uparrow)$

Diagrama de Fuerzas Cortantes y Momento Flector

Diagrama con respecto al eje y





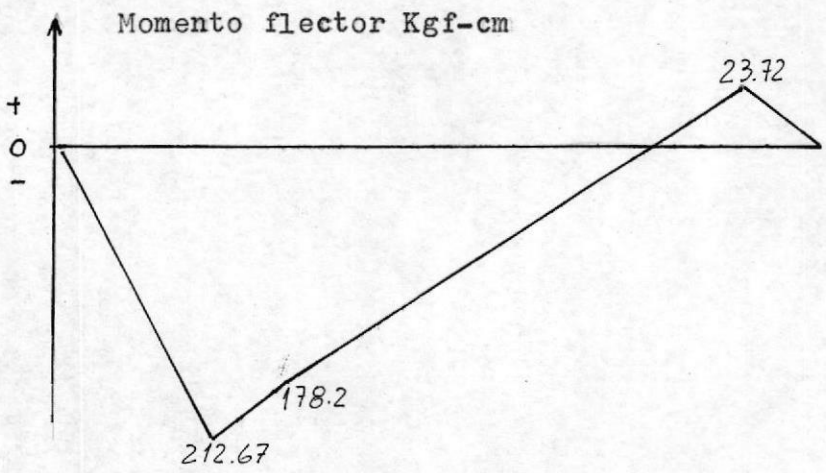
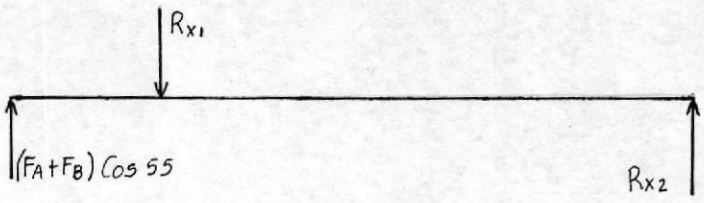
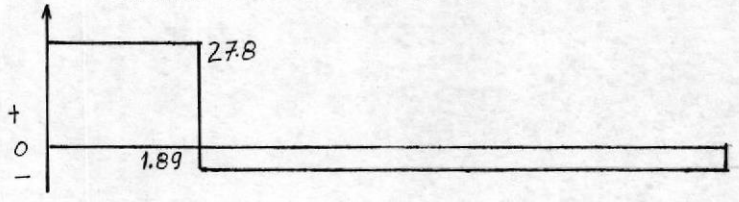


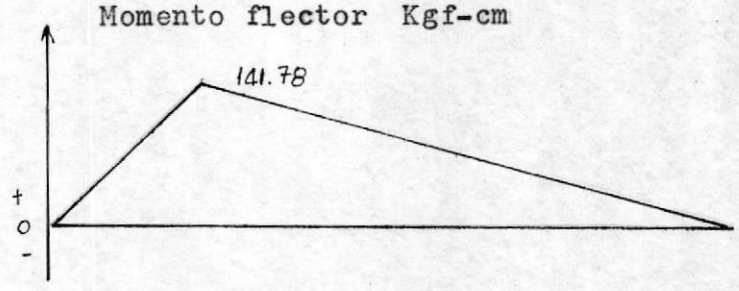
Diagrama con respecto al eje x



Fuerza cortante Kgf.



Momento flector Kgf-cm



Sección crítica: Cojinete # 1

M = 255.6 Kgf-cm

T = 242.25 Kgf-cm

Diseño para cargas estáticas

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi Sy}\right)\left(M^2 + T^2\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{\frac{1}{3}} \qquad (\#\ 23)$$

Como Sy = 2249.6 y n = 2 $\quad \boxed{d = 1.33\ cm}$

Diseño para cargas dinámicas

Flexión alternante y torsión contínua. Enfoque de Sines

$$d = \left(\frac{32Mn}{\pi Se}\right)^{\frac{1}{3}} \qquad (\#24)$$

Como este eje es de similar construcción e igual material que el eje ventilador, se tiene que:

$Se = 810.15 \frac{Kgf}{cm^2}$, y escogiendo un factor de seguridad de n = 2 resulta d = 1.86 cm.

Para prevenir falla por fluencia se obtendrá el factor de seguridad a partir de la ecuación para cargas estáticas y usando este último diámetro:

Por consiguiente n = 4.03 (nuevo factor de seguridad). Ahora con n = 4.03, de la ecuación # 24 se tiene d = 2.35 cm.

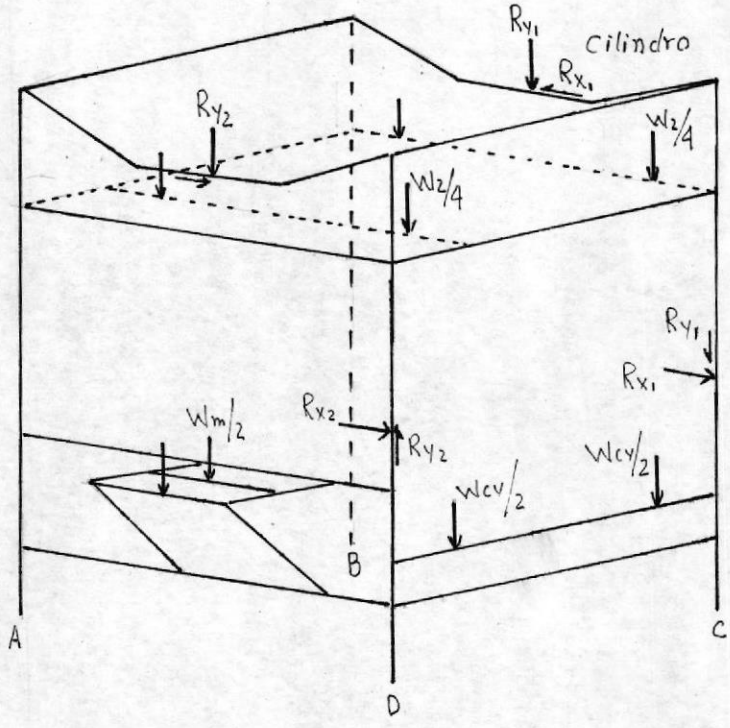
Como 2.35 cm. no es una medida standard, se tiene que el diámetro del eje trillador es:

$$\boxed{d = 2.54 \text{ cm.}}$$

4.3 ESTRUCTURA

Sección de los Miembros

Las fuerzas que actúan sobre la estructura son:



donde: $Rx_1 = 29.69$ $Ry_1 = 59.84$ Kgf Reacciones en el eje cilindro trillador.

$Rx_2 = 1.89$ $Ry_2 = 12.46$ Kgf

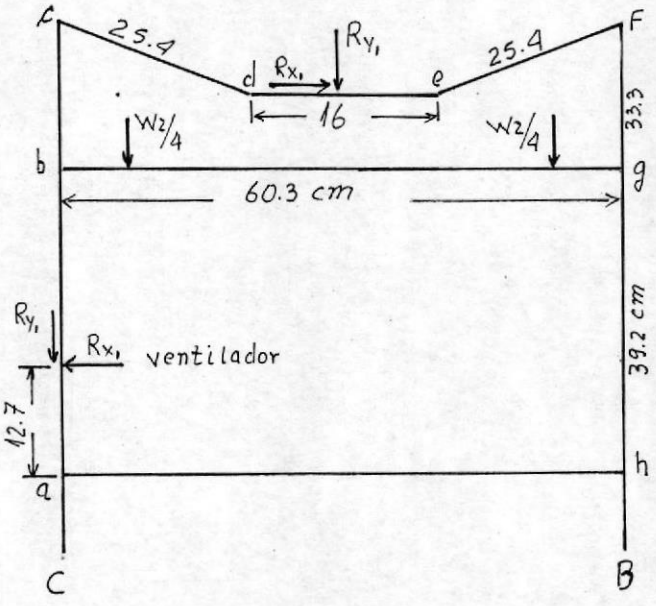
$Rx_1 = 53.66$ $Ry_1 = 46.32$ Kgf Reacciones en el

$Rx_2 = 48.87$ $Ry_2 = 9.48$ Kgf eje ventilador

w_m = Peso motor 30 Kgf

w_{cv} = Peso cubierta ventilador = 15 Kgf

Analizando las fuerzas actuantes en la estructura, se observa claramente que en el lado BC..., existen miembros que reciben más carga que otro, por consiguiente el análisis se lo hará en la estructura del lado BC, y con esos resultados se generalizará para los demás miembros.



donde: Rx_1 = 29.69 Ry_1 = 59.84 Kgf en cilindro trillador

Rx_1 = 53.66 Ry_1 = 46.32 Kgf en ventilador

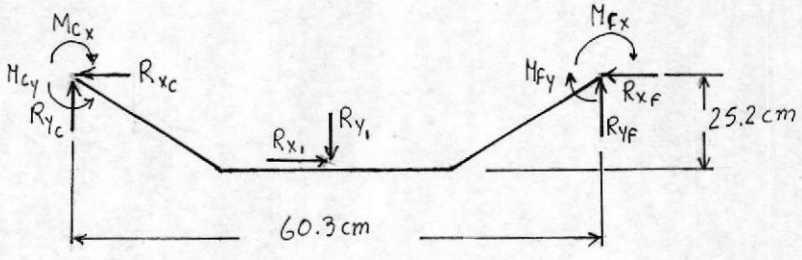
$\frac{w_z}{4}$ = 3.5 Kgf

La sección será determinada para la barra más crítica. Analizando las barras de la estructura plana, se encuentra que las barras b-c, f-g y a-b son las más críticas.

Barra b-c y f-g. Considerando que se encuentran empotradas en b y g respectivamente



Las reacciones en los puntos c y f, se las puede obtener a partir de las barras c-d-e-f, esta última llevará sobre sí un marco de igual sección, por consiguiente será suficiente (rígida) y se asume empotrada en c y f.



De la tabla A-12 Shigley:

$$Ryc = Ryf = \frac{Ry_1}{2} = 29.92 \text{ Kgf}$$

$$Mc_y = Mf_y = \frac{(Ry_1)L}{8} = \frac{59.84\ (60.3)}{3} = 451.04 \text{ Kgf-cm}$$

Mc_y y Mf_y son los momentos flectores debido a la carga vertical.

$$\Sigma Fx = 0 \qquad Rx_c = Rx_f = \frac{Rx_1}{2} = 14.85 \text{ Kgf}$$

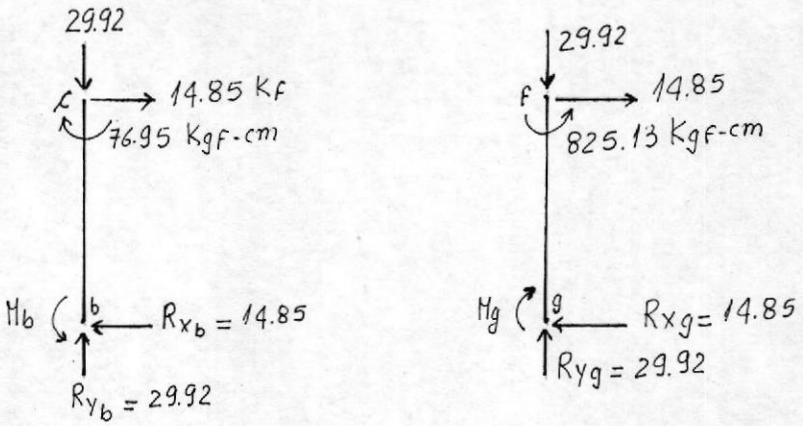
$$Mc_x = Mf_x = \frac{Rx_1 L}{2} = \frac{29.69\ (25.2)}{2} = 374.09 \text{ Kgf-cm}$$

Los momentos resultantes actuando en c y f son:

$$Mc = Mc_x - Mc_y = 374.09 - 451.04 = 76.95 \text{ Kgf-cm}$$

$$Mf = Mf_x + M_{fy} = 374.09 + 451.04 = 825.13 \text{ Kgf-cm}$$

Y las reacciones en las barras b-c y f-g serán:



Los momentos flectores máximos ocurrirán en b y g

$M_b = 76.95 + 14.85\ (33.3) = 571.46$ Kgf-cm

$M_g = 825.13 - 14.85\ (33.3) = 330.63$ Kgf-cm

La especificación AISC dice que los miembros sujetos a una combinación de esfuerzos por carga axial de compresión y por flexión, deben proporcionarse para cumplir con las siguientes expresiones

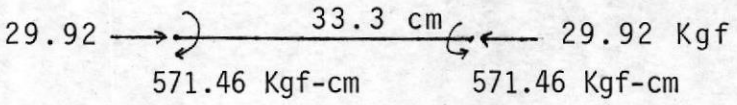
$$\frac{fa}{Fa} + \frac{Cmx\,Fbx}{(1 - \frac{fa}{F'ex})F_{bx}} + \frac{CmyFby}{(1 - \frac{fa}{F'ey})F_{by}} \leq 1.0 \quad \text{(AISC Fórmula 1.6-1a)}$$

$$\frac{fa}{0.6F_y} + \frac{fbx}{F_{bx}} + \frac{fby}{Fby} \leq 1.0 \quad \text{(AISC Fórmula 1.6-1b)}$$

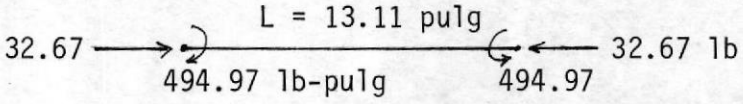
y cuando $\frac{fa}{Fa} < 0.15$ usar: $\frac{fa}{Fa} + \frac{fbx}{Fbx} + \frac{fby}{Fby} \leq 1.0$ (AISC Fórmula 1.6-2)

30

Realizando los cálculos para el miembro 6-9, se tiene:



Para estar de acuerdo con las unidades del Manual AISC usaremos el sistema de unidades Inglés



El esfuerzo normal por flexión permisible es de 18 Ksi (Fb = 18 Ksi), y el esfuerzo axial de compresión permisible es $\frac{P}{A} = 15000 - \frac{1}{4}(\frac{L}{r})^2$. # 31 (1).

Como el momento es mucho mayor que la carga axial, se supondrá que el momento ocasiona un esfuerzo permisible del 75% del valor estimado y el restante 25% a la carga axial, y así tendremos una área inicial

$\sigma\sigma_{flexión} = 0.75(18) = 13$ Ksi $\quad \sigma_{comp.} = 0.25(14000) = 3.5$

(1) Tomado de "Diseño de Estructuras Metálicas", por Jack C. Mc Cormac.

$\frac{I}{C} = \frac{494.97}{13500} = 0.037 \text{ pulg}^3$ $\qquad A = \frac{32.67}{3500} = 0.009 \text{ pulg}^2$

De la Tabla B-5 (Libro Resistencia de Materiales por Singer), el valor I/C = 0.037 pulg^3 y A = 0.009 pulg^2 corresponde a un ∠ de 1" x 1" x 3/16", con I/C = 0.04, A = 0.34 y r = K = 0.3 pulg.

Usando la ecuación # 31:

$Fa = 15000 - 1/4 \left(\frac{13.11}{0.3}\right)^2 = 14.52 \text{ Ksi}$

El esfuerzo de compresión axial es $fa = \frac{32.67}{0.34} = 0.096 \text{ Ksi}$

$\frac{fa}{Fa} = 0.007 < 0.15$, por consiguiente se usará la ecuación # 30.

El esfuerzo normal de flexión es $f_b = \frac{494.97}{0.04} = 12.37 \text{ Ksi}$

reemplazando en la ecuación # 30

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} = \frac{0.096}{14.52} + \frac{12.37}{18} = 0.69$$

Este valor indica que el miembro b-c está sobredimensionado. Escogiendo un menor ángulo de: 1" x 1" x 1/8" con A = 0.23 I/C = 0.03 y r = 0.30 pulg.

$$Fa = 15000 - \frac{1}{4}\left(\frac{13.11}{0.30}\right)^2 = 14.52 \text{ Ksi}$$

$$Fa = \frac{32.67}{0.23} = 0.142 \text{ Ksi}$$

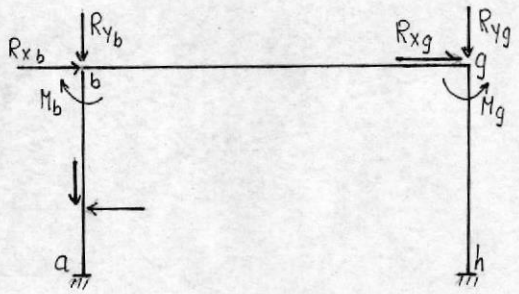
$$Fb = \frac{494.97}{0.03} = 16.5 \text{ Ksi}$$

y $\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} = 0.93 \leq 1$

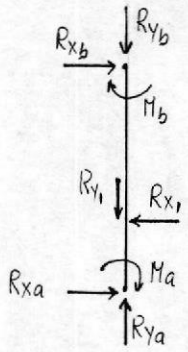
Este valor es aceptable, por consiguiente el ángulo seleccionado será de 1" x 1" x 1/8" para el miembro b-c.

Barra a-b

Las reacciones en la barra a-b son:



Como $Rx_b = Rx_g$, $Ry_b = Ry_g$ y $Mb > Mg$, la barra a-b puede aproximarse a:



Para Ry_b = 29.92 Kgf Rx_b = 14.85

Mb = 571.46 Rx_1 = 53.66 Kgf

Ry_1 = 46.32 Kgf, se tiene

Rx_a = 38.81 Kgf Ry_a = 76.24

y Ma = 672.3 Kgf-cm

Suponiendo que el momento ocasiona un esfuerzo del 60% del valor estimado y realizando los cálculos en sistema Inglés,

$$\sigma_{Flex} = 0.6(18) = 10.8 \text{ Ksi} \qquad \sigma_{comp.} = 0.4(14) = 5.6 \text{ Ksi}$$

Para Ma = 582.3 lb-pulg y $F_{comp.}$ = 167.73 lb

$$\frac{I}{C} = \frac{582.3}{10800} = 0.054 \qquad A = \frac{167.7}{5600} = 0.030$$

De la Tabla B-5 (Resistencia de Materiales por Singer) se tiene un $\measuredangle$ 1 1/4" x 1 1/4" x 1/8" con I/C = 0.05 A = 0.3 $pulg^2$ y r = 0.38 pulg.

Como L = 5 pulg y usando la ecuación # 31: Fa = 14.95 Ksi y fa = $\frac{167.7}{0.3}$ = 0.57 Ksi fb = $\frac{582.31}{0.05}$ = 11.65 Ksi.

Estos valores en la ecuación # 30 dan: $\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} = 0.69$

Como este ángulo resulta sobredimensionado, se escogerá un ∠ 1" x 1" x 1/8" con A = 0.23 pulg^2 I/C = 0.03 pulg^3 y r = 0.3 reemplazando en las fórmulas respectivas:

Fa = 14.96, fa = 0.73, fb = 19.4, Fb = 18

y

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} = 1.13$$

El valor de 1.13 indica que el material es escaso y se seleccionará un ∠ 1" x 1" x 3/16" con A = 0.39 I/C = 0.04 y r = 0.3, encontrándose

Fa = 14.96, fa = 0.49, fb = 14.56, Fb = 18, y

$$\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} = 0.81$$

Escogiendo la longitud total de la barra, L = 15.39 pulg, se tiene que para un ángulo de 1" x 1" x 1/8" resulta escaso y para un ángulo de 1" x 1" x 3/16" resulta $\frac{fa}{Fa} + \frac{fb}{Fb} \cong 0.81$.

Si se asume que la barra a-b se encuentra afectada solo por las cargas que actúan directamente sobre ella, resultará que el momento y la fuerza axial de compresión serán menores en un 50% a lo asumido cuando las demás fuerzas influyen sobre la barra. Por consiguiente, el

ángulo para la barra a-b será de 1 x 1 x 3/16 pulg.

De las dos barras analizadas, la a-b resulta ser la más crítica, por tal motivo toda la estructura será de án - gulo de 1 x 1 x 3/16 pulg.

Como sobre esta estructura se montarán todos los elementos, se necesitará que el ancho del ángulo sea mayor, en tal virtud las dimensiones definitivas serán:

$$\boxed{\sphericalangle 1\ 1/4 \times 1\ 1/4 \times 3/16 \text{ pulg.}}$$

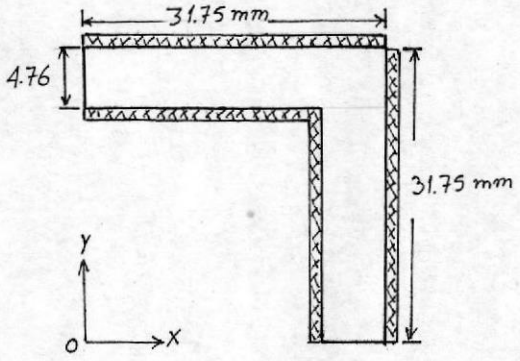
4.4 SOLDADURA

El presente cálculo estará encaminado a determinar la medida de la garganta de la soldadura, para lo cual se seleccionará a aquella unión con mayores cargas y probabailidad de fallar. Esta unión soldada es el punto f.

Para un ángulo de 1 ¼ x 1 ¼ x 3/16 pulg. se tiene

De $L\overline{X} = \Sigma XL$, donde L es la longitud se determina que el centro de gravedad está localizado en

$$\overline{X} = 22.18 \text{ mm y } \overline{Y} = 22.18 \text{ mm}$$



El momento de inercia unitario se lo obtiene partiendo de $Iu = \Sigma L \left(\frac{1}{12} L^2 + \overline{X}^2 + \overline{Y}^2\right)$ # 32

Para los ladosexteriores

$$Iu = 31.75\left[\frac{1}{12}(31.75)^2 + (6.31)^2 + (6.31)^2\right] = 5195.49 \text{ mm}^3$$

Para los lados interiores

$$Iu = 27\left[\frac{1}{12}(27)^2 + (8.68)^2 + (8.68)^2\right] = 5708.74$$

y el momento de inercia será: $I = Iu_{total}\ (0.707\ h)$ # 33

$$I = 15.42\ h\ \text{cm}^4$$

El esfuerzo constante es $\tau = F/A$, y el esfuerzo flexionante $\sigma = \frac{MC}{I}$

donde: F = 29.92 Kgf, M = 825,13 Kgf-cm

$c = 0.96$ cm y $A = 0.707\ hL$ # 34 $A = 8.31\ h\ cm^2$

entonces,

$$\tau = \frac{3.60}{h} \quad y \quad \sigma = \frac{51.37}{h}$$

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_p}{2n}$$

Según Shigley (Diseño de Elementos Mecánicos), el es - fuerzo permisible σ_p es igual a la mitad de la fluencia

$$\sigma_p = 0.50\ \sigma_f$$

Si $\sigma_f = 2555\ Kgf/cm^2$ $\sigma_p = 1277.5$

El esfuerzo cortante máximo será igual

$$\tau_{max} = [(\frac{\sigma}{2})^2 + (\tau)^2]^{\frac{1}{2}}, \qquad \tau_{max} = (\frac{672.68}{h^2})^{\frac{1}{2}}$$

Para un factor de seguridad de n = 3 y aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo, se tiene que la medida de la garganta es:

$$h = 0.12\ cm.$$

Singer en Resistencia de Materiales aconseja un σ_p < 1000 Kgf/cm^2, y del libro de Faires (Diseño de Elementos Mecánicos), se encuentra un esfuerzo permisible de σ_p = 822 Kgf/cm^2 correspondiente a fatiga, y para el factor de seguridad aconseja un valor de n = 3.75.

Remplazando estos valores en $\tau_{max} = \frac{\sigma_p}{2n}$, se encuentra una garganta de

$$h = 0.24 \text{ cm.}$$

Si solamente se sueldan los lados exteriores y usando los datos de Faires, la garganta es:

$$h = 0.63 \text{ cm.}$$

Según Faires, la garganta mínima para espesores de chapa de 0.31 - 0.47 cm. es h = 0.31 cm. Por consiguiente la garganta para el caso de soldadura por lados interiores y exteriores y el número de electrodo serán:

h = 0.31 cm	AWS E60 xx (tipo electrodo)

4.5 ACCESORIOS

4.5.1 SELECCION DE POLEAS Y BANDAS

Para los siguientes cálculos y selecciones, se usará el Manual de Catálogos para Diseño de Maquinaria, Tomo II ESPOL.

Banda y Poleas del motor-ventilador

Datos: P = 6 c.v. Nm = 3000 RPM Nv = 800 RPM

La potencia corregida es $Pc = P_x C$, donde c = 1.4 correspondiente a servicio normal (Tabla 1). Pc = 8.4 c.v.

Del Gráfico Nº 1 con Nm = 3000 y Pc = 8.4, se obtiene una sección "A".

El diámetro primitivo para la polea menor es d = 90 mm (usando las Tablas 2 y 3).

Por consiguiente el diámetro para la polea mayor será: $D = \frac{Nm}{Nv} d$ $D \cong 340$ mm

Usando $L = 2I + 1.57\ (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4I}$ # 35. para una distancia entre ejes de I = D, se tiene que la longitud primitiva de la correa es

$$L \cong 1400 \text{ mm}$$

De Tabla 4, la longitud nominal es L' = 1430 mm (tipo A55), este valor diferente lleva a corregir la distancia entre ejes

$$I_c = 340 + \frac{30}{2} = 355 \text{ mm.}$$

El arco de contacto γ es: $180 - 57\ (\frac{D-d}{I_c})^2 \cong 140°$

Con la fórmula $Pa = (Pb + Pd)\ C_\gamma\ C_I$ # 36, se encuentra la potencia transmitida por correa, y es:

Pb = 2.30 (Tabla 5) P_d = 0.59

C = 0.89 (Tabla 6) y C_I = 0.96 (Tabla 7)

Pa = 2.47 c.v.

Como la potencia total es Pc = 8.4 c.v., se tiene que las correas necesarias son:

$$\text{Número correas} = \frac{Pc}{Pa} \cong 3.$$

Banda y Poleas del Ventilador-Trillador

Para una potencia de P ≅ 4c.v.y Nv = 800 Nt = 600 RPM, y usando las fórmulas y tablas que banda y polea del motor-ventilador se tendrá:

Pc = 4(1.6) = 6.4 c.v. Sección "B"

d_v = 140 mm D_t = 190 mm. I = 620 mm

L ≅ 1760 mm L' = 1770 mm (tipo B-68)

Ic = 625 mm. γ = 175.4° Pa = 2.34 c.v.

y N°_{corr} ≅ 3

Resumiendo los datos principales:

Motor-Ventilador

d_m = 90 mm	D_v = 340 mm	L' = 1430 mm (A55)
Número de Bandas ≅ 3	banda trapezoidal	

Ventilador-trillador

d_v = 140 mm	D_t = 190 mm	L' = 1770 mm (B-68)
Número de bandas ≅ 3	banda trapezoidal	

Por aspectos económicos y dado que cada banda puede transmitir la potencia teórica de trabajo se usarán dos bandas, sección "A" y 2 sección "B".

4.5.2 SELECCION DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

$$L_{10h} = \frac{1'000.000}{60N} \left(\frac{C}{F}\right)^a \qquad \# 37$$

donde: L_{10h} = duración nominal en horas de servicio.

N = velocidad constante de rotación en RPM.

C = capacidad básica de carga

F = carga radial en Newton

a = constante = 3 para rodamiento de bola.

Rodamiento para la excéntrica

La carga radial es F = 23.3 Kgf = Fuerza de biela
= 228.57 Newton

Seleccionando una vida de L_{10h} = 25 Kh. (Manual SKF)

N = 800 RPM (en el eje ventilador)

Aplicando la fórmula para L_{10h}, se tiene:

$\frac{C}{F} = 10.63 \quad C \geq 10.63F = 10.63\ (228.57) \geq 2428.92$ Newton

Del libro SKF (Pág. 148) para diámetro d = 40 mm c = 12900 N y D = 68 mm, se obtiene un rodamiento de bolas

6008 - 2z (con dos placas de protección)

Rodamiento para el eje de polea tensora

Como la fuerza para tensionar banda no puede ser mayor a $(F_A - F_B)_t$ de la banda respectiva, se asume

$F \cong 1/2 (F_A - F_B)_t$ $F = 1/2(24.23 \text{ Kgf}) = 118.85$ New.

Si $L_{10_h} = 25$ Khr $N = 800$, $c \geq 10.63$ $F = 1263.36$ Newton.

Como el diámetro del eje polea tensora es de = 17 mm se tiene del libro SKF: c = 4650 Newton, D = 35 mm, un rodamiento rígido de bolas con dos placas de obturación

6003 - 2RS

Chumaceras para el eje ventilador y cilindro trillador

$Fr = F = \sqrt{Ry_1^2 + Rx_1^2}$ (Fuerza radial)

$Fr = \sqrt{(46.32)^2 + (53.66)^2} = 70.89$ Kgf = 695.4 New.

Si L_{10h} = 25 Khr y N = 800 RPM:

$c/F = 10.63$ y $c = 7392.1$ Newton

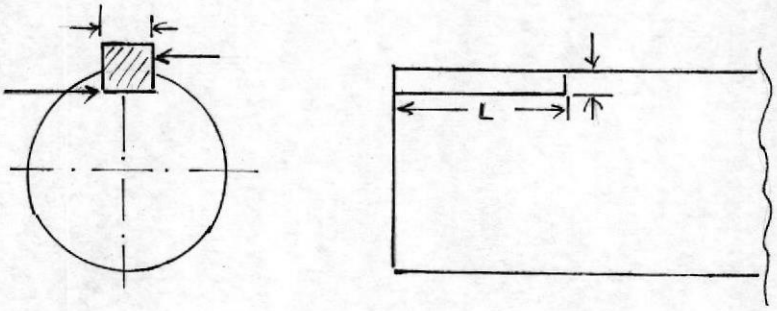
Del libro SKF, se tiene para un diámetro del eje d = 25 mm.: c = 10800 Newton que corresponde a chumaceras a soportes de pie con rodamiento Y, fundición

Sy25FJ - unidad completa

Sy505 - Soporte

238205 BD215 - Rodamiento Y (rígidos de bolas con obturación en ambos lados y lubricado con grasa)

4.5.3 SELECCION DEL CHAVETERO



Si la falla ocurre por corte

$$\tau = \frac{Ssy}{n} \quad y \quad \tau = \frac{F}{A} \quad \text{donde: } A = bL$$

Según la energía de distorsión: Ssy = 0.577 Sy

igualando el esfuerzo de corte τ se tiene

$$\frac{F}{A} = \frac{Ssy}{n} \text{ , donde resulta } L = \frac{Fn}{(Ssy)b}$$

$$F = \frac{T}{r} \qquad T = \frac{P\ 71600}{N}$$

donde: P = máxima potencia a usar = 6 c.v.

N = 800 RPM

r = radio del eje = 1.27 cm.

Sy = Resistencia de fluencia del diámetro

Ssy = Resistencia de fluencia al corte

L = Longitud mínima del chavetero

n = factor de seguridad

Si se escoge una chaveta cuadrada de b = 0.63 cm. de acero UNS G 10150 HR, con Sy = 1898.1 $\frac{Kgf}{cm^2}$ y para un factor de seguridad de n = 3, la longitud es:

$$\boxed{L \geq 1.85 \text{ cm.}}$$

Si la falla ocurre por compresión (o aplastamiento)

$$\sigma = \frac{Sy}{n} \qquad y \qquad \sigma = \frac{F}{(A/2)}$$

Igualando los esfuerzos y utilizando los mismos valores que en la falla por corte, se tiene una longitud

$$\boxed{L = 2.12 \text{ cm.}}$$

Del Manual de Catálogos para Diseño de Maquinaria-ESPOL, se puede seleccionar en Tabla 93 de la UNIM 85 para una chaveta engastada con diámetro del eje igual a 2.5 cm, una chaveta de las siguientes medidas:

b = 0.8 cm. h = 0.7 cm. z = 0.3 L = 2.7 cm.

Correspondiente a un chavetero de: t = 0.4 cm.

t_L = 2.8 cm.

En resumen, se seleccionará una chaveta engastada de acero UNSG 10150, de las siguientes dimensio - nes:

$\boxed{b = 0.8 \text{ cm}}$ $\boxed{h = 0.7 \text{ cm}}$ $\boxed{z = 0.3}$ y $\boxed{L \geq 2.12 \text{ cm}}$

C A P I T U L O V

CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO

5.1 ESTRUCTURA

Para armar la estructura se tiene que cumplir con las siguientes etapas:

- Dimensionamiento, rayado y corte, según diseño
- Verificación de medidas
- Punteado con soldadura
- Comprobación de medidas y soldadura final

Algunos miembros quedarán con puntos de soldadura hasta el montaje final.

5.2 UNIDAD SEPARADORA

Para la construcción de los diferentes elementos de la unidad separadora, se cumplió con los mismos pasos que en la estructura, en algunos casos como la confección de los lóbulos y barras para el cóncavo, tuvo que em-

plearse moldes que facilitaran la construcción.

Las perforaciones para cada pieza fueron hechas antes de armar cada elemento. Las siguientes fotografías muestran la construcción de algunos elementos.



Fotografia No. 1.- Cilindro trillador



Fotografía Nº 2.- Verificación de Medidas



Fotografía Nº 3.- Cubierta del Cilindro



Fotografía Nº 4.- Montaje Cubierta

5.3 UNIDAD LIMPIADORA

Para el ventilador y zaranda se realizaron las siguientes etapas:

- Dimensionamiento (dibujo), rayado y corte según diseño.

- Verificación de medidas
- Perforaciones

- Punteado con soldadura
- Montaje en la estructura (con ayuda de puntos de soldadura, prensas, etc.)
- Armado final (soldadura definitiva)
- Acabado (limado, esmerilado, corte)

La fotografía Nº 5 muestra la construcción de la cubierta del ventilador.



Fotografía Nº 5.- Cubierta del Ventilador

Una vez montados los diferentes elementos, se procedió a las pruebas de laboratorio iniciales para realizar los primeros ajustes. Luego se continuó con las prue-

bas de laboratorio, esta vez de funcionamiento y trabajo de la máquina, para de esa manera detectar fallas de construcción y montaje, y así realizar los ajustes finales (no definitivos).

Las Fotografías 6, 7, 8 y 9 muestran estas pruebas de laboratorio.



Fotografía Nº 6.- Velocidad en Ventilador



Fotografía Nº 7.- Flujo de Aire y Frecuencia para Zaranda



Fotografía Nº 8.- Alimentación



Fotografía Nº 9.- Cabezal de Presión

C A P I T U L O VI

PRUEBAS Y RESULTADOS

6.1 CAPACIDAD TRILLADORA, PERDIDAS, LIMPIEZAS DE GRANO Y CAPACIDAD DE MODULOS ZARANDA

Capacidad Trilladora

Las Tablas V y VI nos dan los resultados sobre la capacidad de la máquina.

La capacidad obtenida es una capacidad teórica.

La Tabla V nos dá valores para una capacidad en función del material procesado y es:

C_1 = 146.4 Kg/hr C_2 = 87 Kg/hr C_3 = 205.2 Kg/hr

C_4 = 139.8 Kg/hr $\overline{C}$ = 144.6 Kg/hr (promedio)

La Tabla VI nos da valores para una capacidad en función del material procesado y en función del material cosechado.

Capacidad en función del material cosechado.

C_1 = 156 Kg/hr C_2 = 189.8 Kg/hr $\overline{C}$ = 172.9 Kg/hr

Capacidad en función del material procesado

C_1 = 86 Kg/hr C_2 = 120 Kg/hr $\overline{C}$ = 103 Kg/hr

Pérdidas

Grano no trillado

De la Tabla V encontramos el % de grano que sale con la paja.

Prueba 1 = 2.7% Prueba 2 = 2.5 %

Prueba 3 = 2.6% Prueba 4 = 2.6 %

Grano no trillado = 2.6 %

De la Tabla VI se obtiene lo siguiente:

Prueba 1 = 2.9 % Prueba 2 = 2.3%

Grano no trillado = 2.6 %

Pérdidas por zaranda

De Tabla V

Per_1 = 6.5 % Per_2 = 8.9 % Per_3 = 6.3 % Per_4 = 3 %

Pérdidas = 6.2 %

De Tabla VI

Per_1 = 1.1 % Per_2 = 1.8 % Pérdidas = 1.5 %

Grano dañado

No se observó pérdidas por grano dañado.

Capacidad de módulos zaranda

De la Tabla XI se obtiene las siguientes capacidades teóricas para agujeros de diámetro 14 mm. y 60% abierto.

C_1 = 780 Kg/hr C_2 = 990 C_3 = 920

$\bar{C}$ = 900 Kg/hr (promedio)

Limpieza de grano

La limpieza del material procesado fue de:

90-95 % limpio, con Va = 410 m/min

95-97 % limpio, con Va = 480 m/min

6.2 FACILIDAD DE TRANSPORTE

La máquina tiene un peso aproximado de: 140 Kgfcon dimensiones de 120 x 130 cm. de los lados y 150 cm. de alto.

Esto hizo necesario que mediante el uso de 2 tubos de acero y con 4 hombres, se pudiera trasladar sin dificultad la máquina, a los diferentes lugares de prueba, y aún por terrenos fangosos.

6.3 POTENCIA

Potencia para vencer inercia en eje ventilador (a 825 RPM)

$$P = \frac{TN}{71600} \text{ c.v. } (\#\ 4) \qquad \text{y } T = I\alpha \quad (\#\ 5)$$

De Tabla VII se tiene que el tiempo para vencer la inercia en el ventilador es de:

$$t = 3.35 - 1.42 = 1.93 \text{ seg.}$$

Por consiguiente la aceleración será: $\alpha = \frac{\omega - \omega o}{t}$

$$= 44.9 \text{ rad/seg}^2$$

Si $I = I_{vent.} + I_{exc.} + I_{zar.} \cong 1.21$ Kgf-cm-seg^2, se tiene usando las ecuaciones # 4 y # 5

$$\boxed{P_{i.v.} \cong 0.63 \text{ c.v.} = 0.62 \text{ HP}}$$

Potencia de inercia en cilindro trillador (a 570 RPM)

De Tabla VII se tiene que el tiempo promedio para vencer inercia de todo el sistema es: $\overline{t} = 10.42$ seg.

Por consiguiente el tiempo para vencer inercia en el cilindro es:

$$\overline{t} = 10.42 - t_{vent.} - t_{mot.} = 7.07 \text{ seg.}$$

y $\alpha = 8.46$ rad/seg^2 $\omega = 59.69$ rad/seg

Si $I_c = 7.22$ Kgf-cm-seg^2 $\rightarrow \boxed{P = 0.49 \text{ c.v.} = 0.48 \text{ HP}}$

Potencia para el flujo del ventilador

De Tabla VIII se obtiene los cabezales de presión:

$\overline{h}_T = 0.1778$ pulg H_2O $\overline{h}_V = 0.1733$ pulg H_2O ← máximo flujo

$\overline{h}_T = 0.04778$ pulg H_2O $\overline{h}_V = 0.0444$ pulg H_2O ← mínimo flujo

PRUEBAS DE CAMPO

Las Fotografías 10 al 15 muestran las diversas pruebas realizadas en la Hacienda El Rosario, propiedad del PNA.





Fotografías 10 y 11.- Grano no Trillado

Usando la expresión $h_{T_{H_2O}} \gamma_{H_2O} = h_{T_a} \gamma_a$ # 26

con $\gamma_{H_2O} = 998.2$ Kgf/m^3 $\gamma_a = 1.16$ Kgf/m^3, se tiene que:

$\overline{h}_{T_a} = 4.1$ m aire $\overline{h}_{v_a} = 3.79$ m aire máximo flujo

$\overline{h}_{T_a} = 1.04$ m aire $\overline{h}_{v_a} = 0.97$ m aire mínimo flujo

De $Va = \sqrt{2ghv_a}$ # 27; Va = 517.4 m/min máx.

Va = 261.8 m/min mín.

La potencia en c.v. es: $P = \frac{h_T \dot{w}}{4500} = \frac{h_T \gamma VA}{4500}$ # 28

Por consigiente, la potencia debido al flujo es:

$P = 2.25 \times 10^{-2}$ c.v. $= 2.22 \times 10^{-2}$ HP máx. flujo
$P = 2.80 \times 10^{-3}$ c.v. $= 2.77 \times 10^{-3}$ HP mín. flujo

Potencia para doblar cosecha (panca)

De Tabla IX se seleccionan una fuerza de $\simeq$ 2.3 Kgf

Usando la ecuación # 4 resulta:

$P_d = 0.43$ c.v. $= 0.042$ HP

Potencia consumida por el trillado

Se observa en la Tabla X que el motor gira a 1800 RPM sin carga en el cilindro trillador, y que al cargar el cilindro trillador con la consecha, esta velocidad se reduce en 1/6.

Si la potencia varía al cubo de las revoluciones:

$$\frac{N_1^3}{N_2^3} = \frac{P_1}{P_2} \qquad \# 29$$

Si Nm = 3000 RPM del motor, para potencia de 7 c.v.

Nm = 1800 RPM del motor sin carga

Nm = 1500 RPM del motor con carga

Usando la ecuación # 29, se tiene una potencia de 1.51 c.v. sin carga, y 0.88 c.v. cuando el cilindro está cargado, por lo que resulta que la potencia consumida por el trillado es:

$$\boxed{P = 0.63 \text{ c.v.} = 0.62 \text{ HP}}$$



Fotografía Nº 12.- Pérdidas por Zaranda



Fotografía Nº 13.- Limpieza de Grano



Fotografía Nº 14.- Limpieza de Grano



Fotografía Nº 15.- Alimentación

C A P I T U L O VII

EVALUACIONES FINALES

7.1 ANALISIS DE RESULTADOS

Capacidad

La capacidad teórica menor de material procesado (arroz trillado) es de 86 Kg/hr, y la mayor es de 205.2 Kg/hr.

Esta gran diferencia se debe en parte a la longitud de la cosecha, (long. de la espiga) ya que en la cosecha de 65 cm de longitud total se obtiene 86 Kg/hr, mientras que con 45 cm. de longitud, se obtiene 205 Kg/hr.

Esta capacidad relativamente mayor, sigue siendo aún baja, dado que no se pudo alimentar contínuamente y en la proporción adecuada, ésto debido a que la paja se atascaba con las aletas de expulsión, produciéndose un freno en el funcionamiento de la máquina.

Este atascamiento se debe a tres razones: la una por

la poca potencia desarrollada por el motor, dado que las poleas no eran las adecuadas para obtener la máxima potencia a la máxima revolución del motor. La otra razón está en que la paja en un caso era demasiado larga, y el claro de las aletas no estaba diseñado para aquella longitud. La tercera razón se debe a las bajas revoluciones en el cilindro que generan menos fuerza en las paletas de expulsión paja, y generan también poco flujo axial.

Pérdidas

La pérdida mayor de grano no trillado está en el orden del 2.7% con respecto al arroz trillado, ésto comparado con las pérdidas de las máquinas cosechadoras es relativamente bajo.

Los diversos parámetros de la unidad separadora fueron seleccionados para un % de grano no trillado menores al 1%, existiendo una diferencia notable con el % de la práctica. Esta diferencia se la puede atribuir a las bajas revoluciones en el cilindro trillador, como también a la longitud de cosecha demasiado larga.

Las pérdidas debido al escape de grano por la zaranda,

alcanzan un máximo de 8.9 %, lo cual si es una cifra alta, considerando la baja capacidad obtenida. Sin embargo también se obtienen pérdidas que no llegan al 2%. Esta diferencia se la puede atribuir al área de la zaranda cubierta de módulos, porque con un 75% del área total de zaranda cubierta de módulos y con diámetros de agujeros no mayores de 12 mm. se obtuvo 8.9 % de pérdidas y con el 100% del área cubierta de módulos y con agujeros en mayor proporción de 14 mm. de diámetro, se obtienen pérdidas no mayores al 2 %.

Estas pérdidas se pueden reducir aún más, dado que parte del grano que se escapaba, estaba aún con la espiga (rama), lo cual indica que no fue trillado porque la velocidad de operación del cilindro es baja, o porque la cosecha estaba seca.

Estas pérdidas por escape, no son realmente pérdidas, ya que se puede recircular este producto, que no representa mucho volumen porque sale junto con el grano vano y pequeñas pajas.

Las pérdidas por grano dañado, fueron prácticamente nulas (0 %), lo cual es un indicador que el claro (juego) entre el cilindro trillador y cóncavo es el

adecuado, y las revoluciones en el cilindro bajas.

Limpieza de grano

La limpieza del arroz trillado se encuentra en un rango aceptable.

Es así que con una velocidad aire de 480 m/min, ventanas laterales del ventilador 100% abiertas y desviador de aire en su nivel máximo, se ha obtenido un grano completamente limpio, pero en cambio se sacrificó las pérdidas por la zaranda. En cambio también se obtuvo una limpieza bastante aceptable, con una velocidad menor (410 m/min), ventanas abiertas 50 % y desviador de aire a su nivel medio, sin sacrificar las pérdidas o escape del grano trillado por zaranda.

Facilidad de transporte

El transporte de la máquina no fue díficil ni complicado, porque si hubieron los hombres necesarios para transportarla. Sin embargo, se presentaría el problema de transporte cuando no se tenga los hombres sufi - cientes.

Capacidad de los módulos

La mitad de los módulos que ocupan la zaranda son de diámetro 14 mm. y estos módulos tienen una capacidad aproximada de 900 Kg/hr de grano trillado limpio, lo cual comparado con la capacidad de trillado de la máquina,menor, hacen que estos módulos sean suficientes.

Potencia

Los valores de potencia teóricos, no difieren exageradamente de los valores experimentales, resultando valores mayores que dan confiabilidad y en otros casos valores menores. Estos resultados son satisfactorios, e indican que lo asumido para el cálculo teórico está aceptable.

Potencia para vencer la inercia en el ventilador

Teórica P = 0.46 c.v. Experimental P = 0.63 c.v.

Potencia para vencer inercia en cilindro trillador

Teórica P = 0.95 c.v. Experimental P = 0.49 c.v.

La potencia experimental resulta menor, dado que el tiempo es considerable, lo cual puede deberse a la baja potencia desarrollada por el motor. También puede deberse al tiempo algo corto, seleccionado, a pesar de que este tiempo está acorde para una potencia teórica calculado según método usado en ventilador.

Potencia para el flujo ventilador

Teórica = P = 0.056 c.v. Experimental P = 0.023 c.v.

Aunque existe una notable diferencia, los valores son relativamente bajos, aceptándose el valor teórico como seguro.

Potencia para doblar cosecha

Teórica P = 0.18 c.v. Experimental P = 0.43 c.v.

La potencia experimental es mayor, debido a lo siguiente:

- La muestra doblada es 4 veces mayor que la teórica
- La fuerza usada para doblar fue una carga estática mientras que en el cilindro es dinámica, por lo que

la fuerza debe ser menor.

- La muestra llega a los dedos dobladores, debilitada por el rozamiento con el cóncavo, por consiguiente la fuerza debe ser menor.

Potencia consumida por el trillado y expulsión de paja

Teórica P = 1.08 c.v. Experimental P = 0.63 c.v.

Resulta mayor la potencia teórica, porque se hicieron algunas asunciones para mantener cierta seguridad. Además la potencia experimental resulta pequeña por la baja capacidad de la máquina, por consiguiente si se duplica esta capacidad llegándose al valor deseado de capacidad, la potencia experimental igualará fácilmente a la teórica.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1.- Las revoluciones por minuto en el eje del cilindro trillador deben ser de 800-900 RPM sin carga, para cuando opere con carga llegue a las revoluciones recomendadas de 600-650 RPM.

2.- La capacidad de la máquina es baja por las RPM en el cilindro trillador bajas, y por la poca potencia desarrollada por el motor. En consecuencia la capacidad llegará a los 400 Kg/hr como mínimo de material cosechado si se aumentan las RPM.

3.- La longitud de cosecha (panca), óptima está entre los 45-50 cm.

4.- La humedad adecuada para el cereal debe estar entre un 15-18 %.

5.- Los módulos con agujeros de 11 mm.-14 mm. (diámetro), y 50-60 % perforado, son los más adecuados para grano largo.

6.- Los módulos deben ocupar la mayor parte del área efec - tiva de zaranda, colocando módulos con agujeros peque - ños directamente a la salida del cóncavo. La mayor área disminuyó las pérdidas por zaranda.

7.- La limpieza de grano efectiva, resulta con una velocidad de 410 m/min a la salida del ventilador.

8.- Las pérdidas son relativamente bajas, comparado con la capacidad y pérdidas de otras máquinas.

9.- El juego o claro entre el cilindro trillador y cóncavo, de 18-20 mm. es el más adecuado.

10.- Las revoluciones por minuto en el eje del ventilador están en un nivel aceptable (800 RPM).

11.- El transporte de la máquina no presenta "mayor" problema.

12.- El cóncavo de varillas resultó ser eficiente, aunque de corta vida por el rápido desgaste.

13.- La potencia de operación de la máquina no es elevada, por consiguiente con un motor de 5 c.v. funcionará sin mayor problema la máquina.

14.- El número de láminas para biela zaranda es suficiente, ya que en ningún momento presentó tendencia a la flexión o pandeo.

15.- Las láminas de acero inoxidable actuando solas no resultan adecuadas. Una combinación de láminas de aceros común (hierro) con láminas de acero inoxidable resultaron mejores, para los resortes de zaranda.

RECOMENDACIONES

1.- Se recomienda realizar pruebas con las poleas adecuadas para que el eje del cilindro trillador opere en los 650-700 RPM a plena carga, y el motor trabaje dando la potencia real efectiva que se necesita, y así obtener una mayor capacidad.

2.- Asi mismo se aconseja realizar pruebas con una frecuencia de oscilación menor en la zaranda, y observar si las pérdidas por la zaranda disminuyen.

3.- El material ocupado para los resortes de zaranda debe cambiarse, por consiguiente se recomienda efectuar ensayos de flexión y fatiga, para obtener el material idóneo, especialmente con aquellos materiales de los

resortes para reloj.

4.- Se observó en las prácticas efectuadas, que cuando hay mucho viento, la paja que sale del cilindro cae a la zaranda presentando problemas en la clasificación y limpieza del grano trillado, por tanto se recomienda diseñar unos ductos u otra forma para expulsar la paja.

5.- Si se requiere que menos hombres operen la máquina, es necesario diseñar un mecanismo que eleve el mate - rial procesado y así llene un saco, cosa que se podría hacer con un sin-fín.

6.- Se recomienda que la máquina trilladora sea de dos partes desmontables, para facilitar el transporte de cada parte entre dos personas. La una parte puede ser solamente la unidad separadora montada sobre la unidad limpiadora.

TABLA I

HORAS-HOMBRE NECESARIAS PARA COSECHAR 0.4 Ha. DE TRIGO

1829		1830		1831		1896		Actualmente	
Corte con hoz	14 hr	Corte con guadaña	5 hr	Corte con segadora (1.30 m)	2 hr	Corte con segadora atadora (1.5 m)	1/2 hr	Cosechadora (4.2 m)	1/2 hr
Atado a mano	5 hr	Atado a mano	5 hr	Atado a mano	5 hr	Nada		Nada	
Juntado de gavillas	1 hr	Juntado de gavillas	1 hr	Juntado de gavillas	1 hr	Juntado de gavillas	1 hr	Nada	
Trilla con martillos	13 hr	Trilla con martillos	13 hr	Trilla con martillos	13 hr	Trillador Estacionario	1 ½ hr	Nada	
Limpieza del grano	10 hr	Limpieza del grano	10 hr	Limpieza del grano	10 hr	Nada		Nada	
Juntar y embolsar	3 hr	Juntar y embolsar	3 hr	Juntar y embolsar	3 hr	Nada		Nada	
TOTAL	46 hr		37 hr		34 hr		3 hr		1/2 hr

FUENTE: Boletín de Servicios Agrícolas de la FAO 12 Sup. 1.2

TABLA II

MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERIA

PROGRAMA NACIONAL DEL ARROZ Y CONTROL DE PILADORAS Y MOLINOS

SUPERFICIE SEMBRADA, COSECHA, PRODUCCION Y CONSUMO DE ARROZ EN LA REPUBLICA DEL ECUADOR

POR AÑO CALENDARIO DE 1964 a 1980

AÑO	Has. superficie sembrada	Has. superficie cosechada	Producción ARROZ Cáscara TM	Producción ARROZ Pilado TM	Consumo Anual Quintales Arroz Pilado
1964	106.282	106.282	239.990	136.794	1'958.000
1965	101.729	101.729	265.545	151.361	2'000.000
1966	101.166	86.133	278.196	158.572	2'032.000
1967	108.561	74.737	239.980	136.789	2'080.000
1968	110.649	42.658	138.380	78.877	2'152.800
1969	103.106	103.106	274.341	156.374	2'202.148
1970	82.513	76.000	230.090	138.054	2'247.248
1971	75.766	70.516	197.665	118.599	2'325.140
1972	87.782	79.782	191.425	114.855	2'405.732
1973	86.775	82.775	231.898	139.139	2'489.118
1974	124.417	101.092	302.482	181.489	2'572.593
1975	146.240	135.400	377.905	226.743	3'024.912
1976	135.090	126.340	344.398	206.639	3'180.000
1977	115.000	103.000	319.300	191.580	3'450.000
1978	86.000	81.100	225.053	135.032	3'745.478
1979	115.765	110.327	317.943	190.766	4'067.400
1980	134.900	126.500	380.494	228.296	4'200.000

FUENTE Y ELABORACION: Departamento de Estudios Económicos (P.N.A.)

TABLA III

UTILIZACION DE MAQUINARIA VERANO DE 1981

Z O N A	HECTAREAS	MAQUINARIAS		ARADO	RASTRADO	FANGUEO	SIEMBRA	COSECHA
		SI	NO					
Urbina Jado	4 121	57	65	57	8	15	1	12
Cañar	158.50	5	2	4	3	1	1	3
Naranjal	1 882	13		14	9	8	1	5
Guayaquil	770	3		3	2	2	-	2
Balzar	2 513	30	1	30	10	27	-	12
Samborondón	8 684	53	13	35	34	48	2	-
Milagro	134	2	2	-	2	-	2	2
Daule	7 251,35	170	37	119	43	135	13	43
Babahoyo	5 834.40	83	12	81	42	21	3	10
Yaguachi	10 217.53	15	3	114	67	64	10	54
Baba	2.844	44	36	54	6	4	1	2
TOTAL	44 414.78	472	171	511	226	325	33	150

FUENTE: Programa Nacional del Arroz

TABLA IV

NUMERO Y PORCENTAJE DEL AREA OCUPADA EN CULTIVO DE ARROZ, CICLO DE VERANO AÑO 1981, SOBRE EL AREA TOTAL USADA POR ESTRATO

TAMAÑO O ESTRATO	Nº de AREAS	PORCENTAJE DE AREA
De 0 a 5 Ha.	251	30.31
De 5 a 20 Ha.	202	24.39
De 20 a 50 Ha.	155	18.72
De 50 a 100 Ha.	89	10.75
De 100 a 500 Ha.	126	15.22
Más de 500 Ha.	5	0.60
T O T A L	820	100

FUENTE: Programa Nacional del Arroz, Enero 22-82

TABLA V

PRUEBAS Y RESULTADOS: Capacidad, Grano no trillado ...

PRUEBAS	Longitud Panca (cm)	Tiempo (min)	Arroz Trill. (Kg)	Grano no Trill. (Kg)	Pérdidas por Zaranda (Kg)	Limpieza Grano (%)	ω_V (RPM)	Ventanas Ventilad. Abiertas (%)	h_V (pulg H_2O)	V_a (m/ min)	Posición Desviad. aire	Tipo de Arroz	Velocidad Alimenta-ción
1	45	0.5	1.22	0.034	0.085	95-97	700	100	0.147	480	nivel máximo	Flor grano largo 20% humedad	semi-contínua
2	45	1	1.45	0.037	0.142	95-97	700	100	0.147	480	nivel medio		semi-contínua
3	45	0.5	1.71	0.045	0.114	90-95	700	50	0.110	410	nivel medio		contínua
4	45	1	2.33	0.063	0.071	90-95	700	50	0.110	410	nivel medio		contínua

OBSERVACIONES: Atascamiento en paletas de expulsión cuando se incrementaba velocidad alimentación

Estas pruebas fueron realizadas con el siguiente equipo:

1.- Motor de 5 HP (2300 RPM), a diesel

2.- Se usó un juego de poleas de: ϕ_m = 6.76 cm - ϕ_V = 14.05 y ϕ_V = 12.7 - ϕ_t = 17.78 cm. para el motor-ventilador y ventilador-trillador, respectivamente.

3.- La velocidad de operación del motor fue de N_m = 1600 RPM

4.- 75 % de área zaranda ocupada por módulos

TABLA VI

PRUEBAS Y RESULTADOS: Capacidad, grano no trillado

PRUEBAS	Cosecha (Kg)	Longitud de panca (cm)	Tiempo (min)	Arroz Trill. (Kg)	Grano no trillado (Kg)	Pérdidas por zaranda (Kg)	Limpieza de grano (%)	$\frac{\omega v}{\omega t}$ (RPM)	Ventanas Ventilad. Abiertas (%)	h_v (pulg H_2O)	Va ($\frac{m}{min}$)	Posición desviador aire	Tipo de arroz
1	7.80	65	3	4.30	0.13	0.05	90-95	$\frac{690}{450}$	50	0.11	410	mayor que nivel medio	PNA grano largo 15 % humedad
2	6.80	50	2.15	4.30	0.10	0.08	90-95	$\frac{720}{480}$	50	0.11	410	nivel medio	

Las pruebas fueron realizadas con el siguiente equipo:

1.- Motor de 7 HP (3000 RPM) a gasolina
2.- Se usó el mismo juego de poleas, que pruebas de Tabla I
3.- La velocidad de operación del motor fue de: N_m = 1800 RPM
4.- 100% de área zaranda ocupada por módulos

OBSERVACIONES: Atascamiento en paletas para expulsar paja cuando se incrementaba la velocidad de alimentación.

TABLA VII

PRUEBAS Y RESULTADOS: Tiempo de Inercia

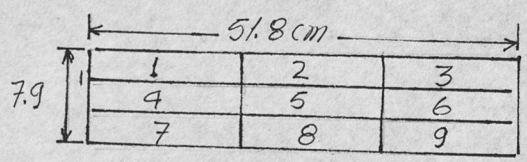
Unidades operando	Toma de Lectura	ω_o (RPM)	ω (RPM)	t (1/100) (seg)	α ($\frac{rad}{seg^2}$)	$\bar{\alpha}$ ($\frac{rad}{seg^2}$)	$\bar{t}$ (seg)
MOTOR	eje motor	0	1800	110	171.8	132.98	1.42 (para 1800 RPM)
		0	1800	165	114.6		
		0	1700	127	140.6		
		1200	1800	60	105		
MOTOR VENTILAD. y ZARANDA (máximo flujo)	eje ventilador	0	750	259	30.3	25.85	3.35 (para 825 RPM)
		0	750	212	37.2		
		400	750	197	18.7		
		400	750	213	17.3		
TODO EL SISTEMA (máximo flujo en el ventilador)	eje ventilador	400	625	245	9.6	9.36	9.25 (para 825 RPM)
		400	625	294	8.0		
		0	750	736	10.7		
		0	750	869	9.1		
	eje trillador	400	500	352	3.0	5.11	11.72 (para 570 RPM)
		400	500	302	3.5		
		0	525	805	6.9		
		0	525	775	7.1		
	eje motor	0	1700	688	25.9	18.34	10.30 (para 1800)
		1200	1700	489	10.7		

TABLA VIII

PRUEBAS Y RESULTADOS: Cabezal de presión

FLUJO	Toma de Lectura	1	2	3	4	5	6	7	8	9
máximo (abiertas ventanas) 825 RPM	h_T (pulg H_2O)	0.16	0.12	0.18	0.19	0.15	0.22	0.20	0.16	0.24
	h_V	0.16	0.11	0.18	0.18	0.15	0.21	0.19	0.15	0.23
mínimo (cerradas ventanas)850 RPM	h_T (pulg H_2O)	.04	.02	.06	.04	.04	.07	.05	.03	.08
	h_V	.04	.02	.05	.05	.03	.06	.06	.02	.07

Las tomas fueron hechas a 10 cm. dentro de la salida del ventilador, bajo la siguiente distribución:



salida del ventilador

Equipo usado:

1.- Tubo de Pitot

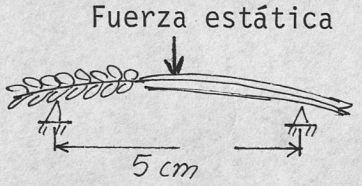
2.- Motor de 7 HP

TABLA IX

PRUEBAS Y RESULTADOS: Fuerza de doblado panca

Longitud cosecha (cm)	Peso Cosecha (Kgf)	Fuerza Doblado (Kgf)	Diámetro Aprox. (cm.)	Tipo de arroz y humedad
50	0.04	2.3	1.6 en espiga	PNA grano largo 15% humedad
		4.1	1.9 en tallo	
	0.10	4.5	3.6 en espiga	PNA grano largo 15% humedad
		6.3	3.3 en tallo	
	0.17	6.4	-	PNA grano largo 15% humedad
		8.6	-	

La fuerza de doblado usada, es una fuerza estática para un espaciamiento de 5 cm.



cosecha (Panca)

TABLA X

PRUEBAS Y RESULTADOS: Reducción de RPM

Eje Trillador		Eje Motor		
ω (RPM) sin carga	ω (RPM) con carga	ω (RPM) sin carga	ω (RPM) con carga	Velocidad Alimentación cosecha (Kg/hr)
540	450	1800	1500	180
540	480	1800	1520	
540	470	1800	1480	200
540	460	1800	1500	

Para esta prueba se usó un motor de 7 HP (3000 RPM) y el juego de poleas indicado en Tabla I.

TABLA XI

PRUEBAS Y RESULTADOS: Capacidad módulos zaranda

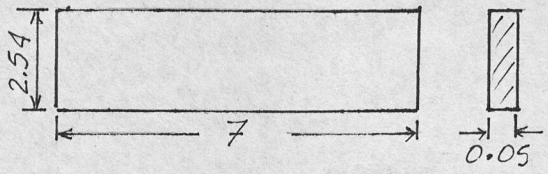
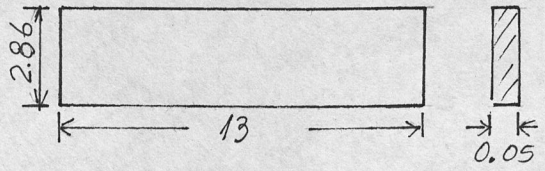
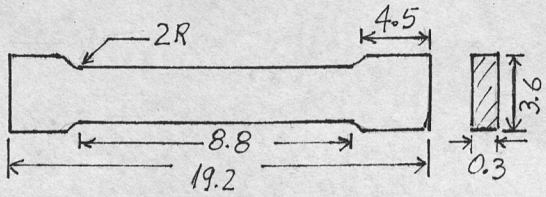
Dimensiones (cm)	Diámetro agujeros (mm)	Area Abierta (%)	Tipo Grano	Peso Producto (Kgf)	Tiempo (seg)	Capacidad (Kg/hr)
50.15	14	60	PNA grano largo 15 % humedad	1.30	6	780
				1.10	4	990
				1.15	4.5	920

Frecuencia de oscilación usada: 790 CPM

Carrera de la zaranda: 1 cm.

TABLA XII

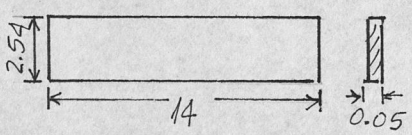
PRUEBAS Y RESULTADOS: Ensayo de Tracción

MATERIAL	DIMENSIONES DE PROBETA (cm)	Fy (Kgf)	Fut (Kgf)	$\bar{Fy}$ (kgf)	$\bar{Fut}$ (Kgf)	Sy (Kgf/cm^2)	Sut (Kgf/cm^2)
Lámina de Acero Inoxidable		370	570	380	600	2992	4725
Lámina de Acero Inoxidable		340	630	380	600	2992	4725
Hierro dulce Platina de 0.18 cm		2080	2760			3851	5111

Equipo usado: Máquina INSTRON 1230

TABLA XIII

PRUEBAS Y RESULTADOS: Ensayo de Flexión

MATERIAL	Dimensiones de Probeta (cm)	F (Kgf)	δ (cm)
Lámina de Acero Inoxidable		0.037 0.048 0.060	0.53 0.072 0.093
Lámina de Acero Común	" "	0.037 0.048 0.060	0.035 0.041 0.051

Equipo usado:

1.- Balanza de Precisión

2.- Extensómetro

TABLA XIV

PERDIDA EN ZARANDA Y ACUMULACION DE GRANO,
% DE ENTRADA, COMO SE VEN AFECTADOS POR EL ANGULO RESORTE-BIELA,
RPM EN EJE DE BIELA Y RADIO DE BIELA,
PARA UN MINUTO DE ENSAYO

ANGULO DE RESORTE, (grados)	RPM (aceleración vertical)	RADIO BIELA (cm)	PERDIDAS EN ZARANDA	ACUMULACION DE GRANO
15	349 (.683)	2.0	1.25	1.46
	549 (.873)	1.0	2.27	0.29
	317 (.873)	3.0	8.21	0.17
	404 (.944)	2.0	5.72	0.42
27.5	364 (.683)	1.0	4.40	2.46
	210 (.683)	3.0	5.57	1.01
	291 (.873)	2.0	1.52	1.52
	428 (.944)	1.0	2.49	0.68
	247 (.944)	3.0	7.47	0.81
40	218 (.683)	2.0	10.44	1.12
	349 (.873)	1.0	14.44	4.30
	201 (.873)	3.0	15.30	1.03
	256 (.944)	2.0	13.07	2.09

FUENTE: Diseño de Parámetros para zaranda con oscilación horizontal. C.M.S. Diestro, A.L. Caballes, y M.L. Nafziger., Universidad de Filipinas, Abril de 1981.

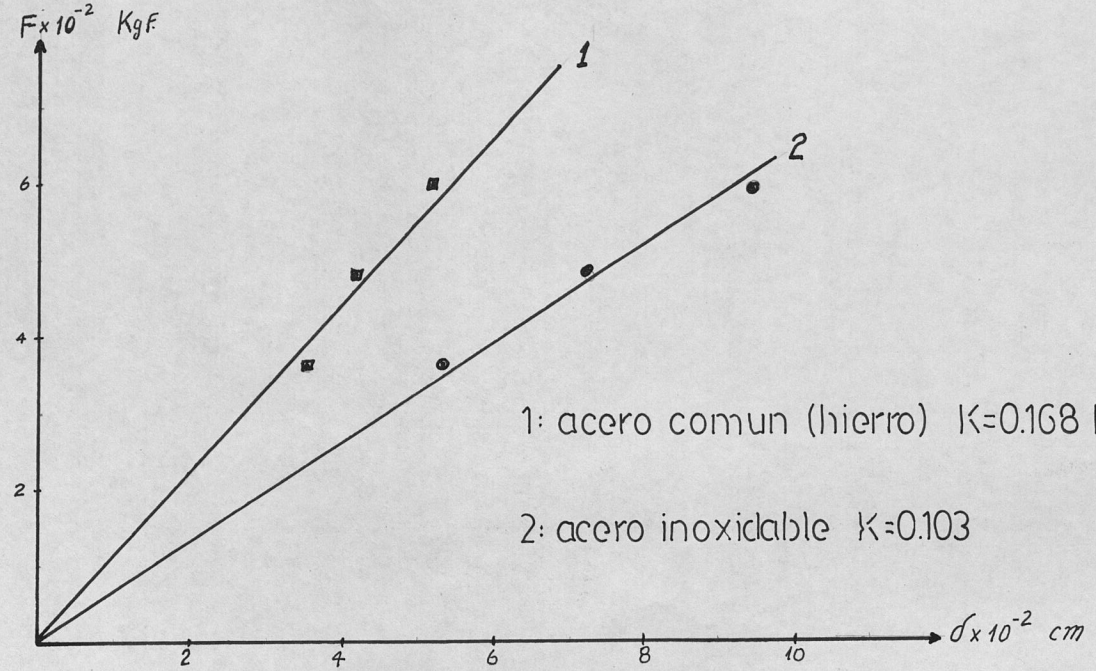
TABLA XV

PERDIDAS EN ZARANDA Y ACUMULACION DE GRANO,
% DE ENTRADA, COMO SE VEN AFECTADAS POR EL ANGULO RESORTE-BIELA,
RPM EN EJE DE BIELA Y RADIO DE BIELA
PARA TRES MINUTOS DE ENSAYO

ANGULO DE RESORTES, (grados)	RPM (aceleración vertical)	RADIO BIELA (cm)	PERDIDAS EN ZARANDA	ACUMULACION DE GRANO
20	430 (.99)	1.4	10.15	0.96
17.5	532 (.95)	1.0	4.12	0.29
	396 (.95)	1.8	4.51	1.48
	556 (1.04)	1.0	3.95	0.30
	415 (1.04)	1.8	13.13	1.09
22.5	471 (.95)	1.0	3.66	0.60
	351 (.95)	1.8	2.97	0.49
	493 (1.04)	1.0	3.56	0.39
	368 (1.04)	1.8	2.36	0.37

FUENTE: Diseño de Parámetros para zaranda con oscilación horizontal. C.M.S. Diestro, A.L. Caballes y M.L. Nafziger, Universidad de Filipinas, Abril, 1981.

FUERZA V.S. DEFLEXION



1: acero comun (hierro) K=0.168 Kgf/cm

2: acero inoxidable K=0.103

Grafico Nº 1 PRUEBAS Y RESULTADOS:

Constante de resorte

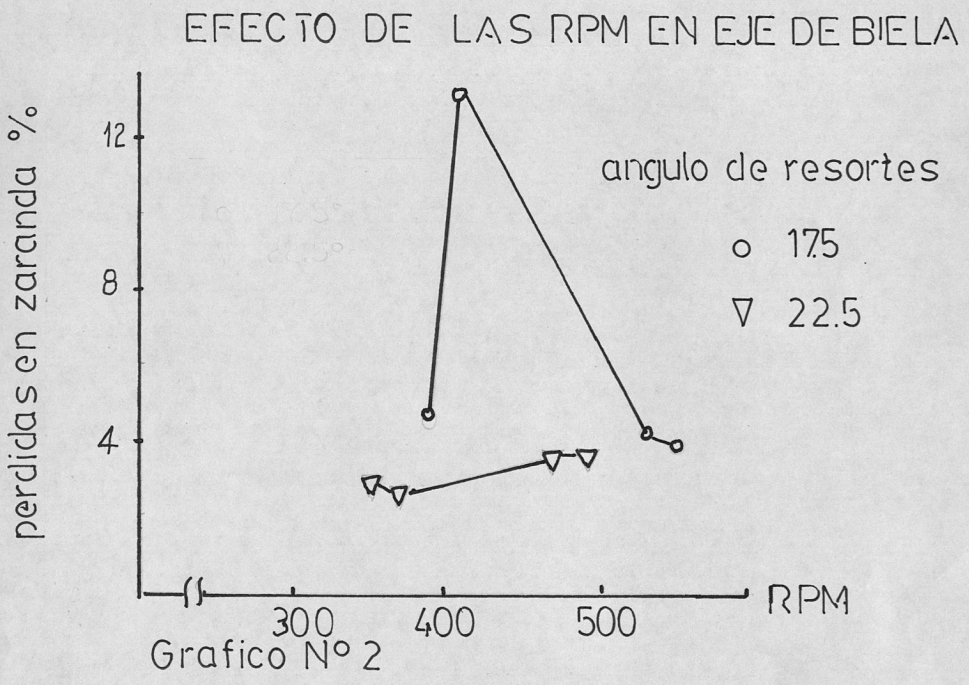


Grafico N° 2

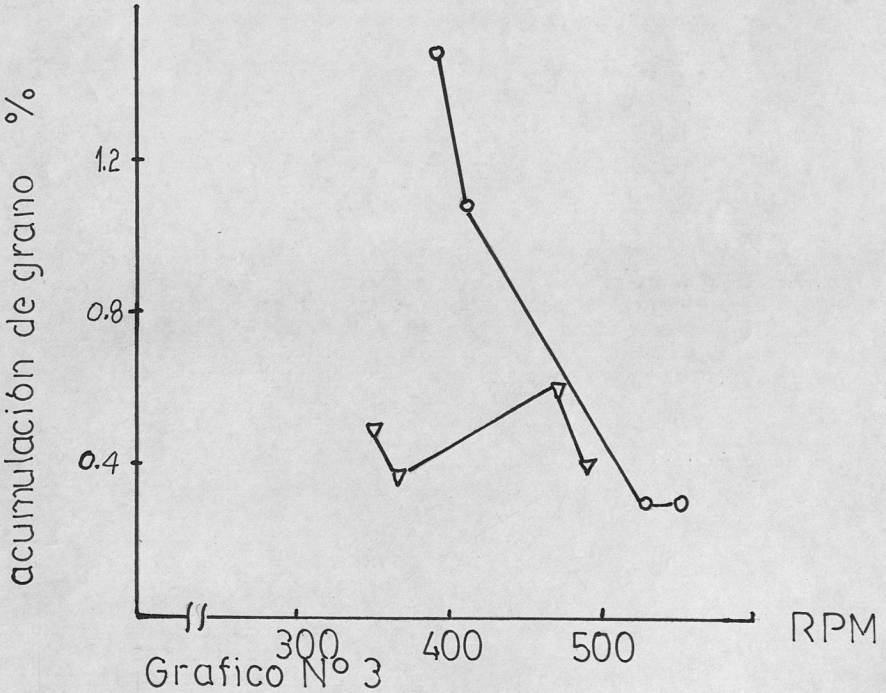


Grafico N° 3

Fuente: DISEÑO DE PARAMETROS PARA ZARANDA CON OSCILACION HORIZONTAL. (M.S. Diestro, A.L. Caballes), U. de Filipinas 1981

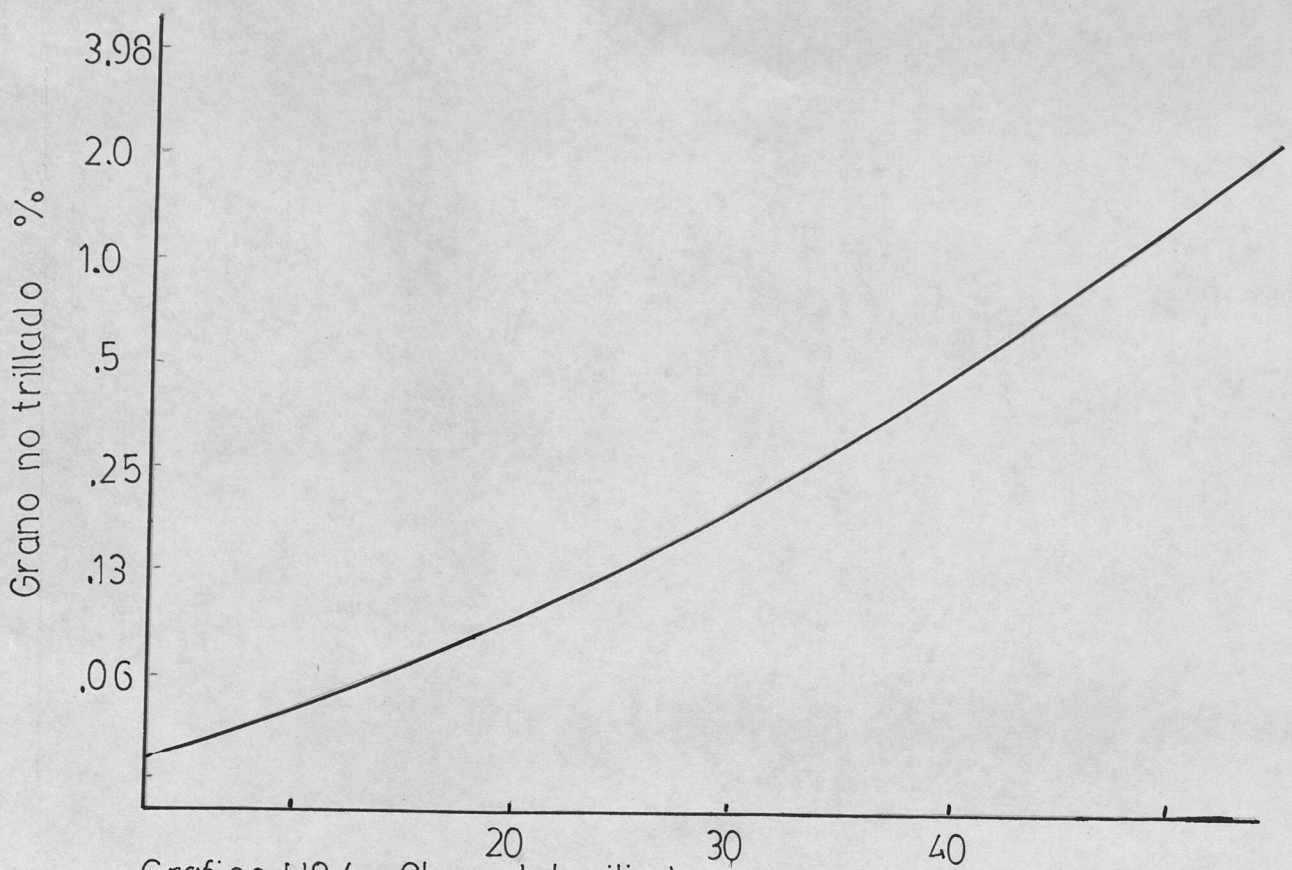


Grafico N° 4 Claro del cilindro - concavo

Fuente: Analisis de respuestas para trilladora de flujo axial Tesis de Grado para Master en Ciencias de Ing. Agricola. Universidad de Filipinas. Dic. 1980.

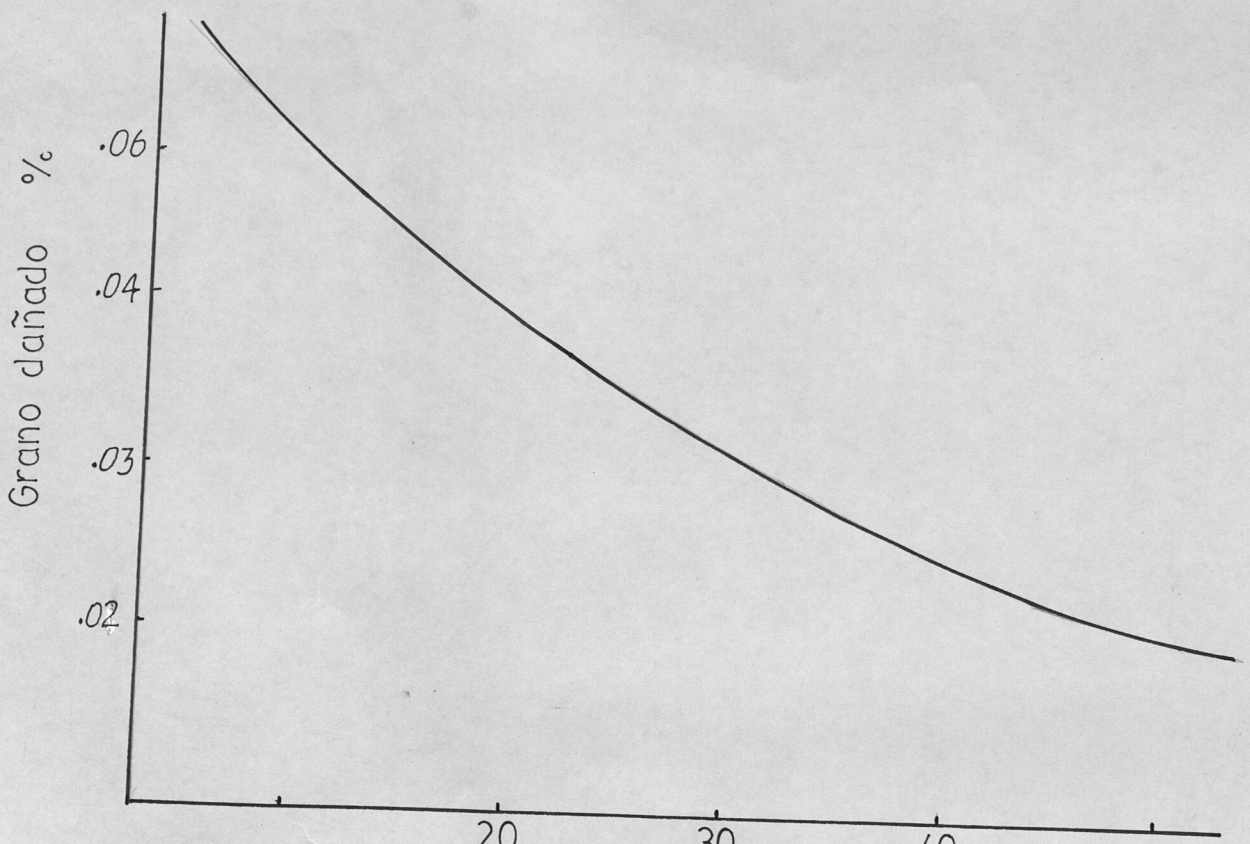


Grafico N° 5

Fuente: Igual que grafico 4

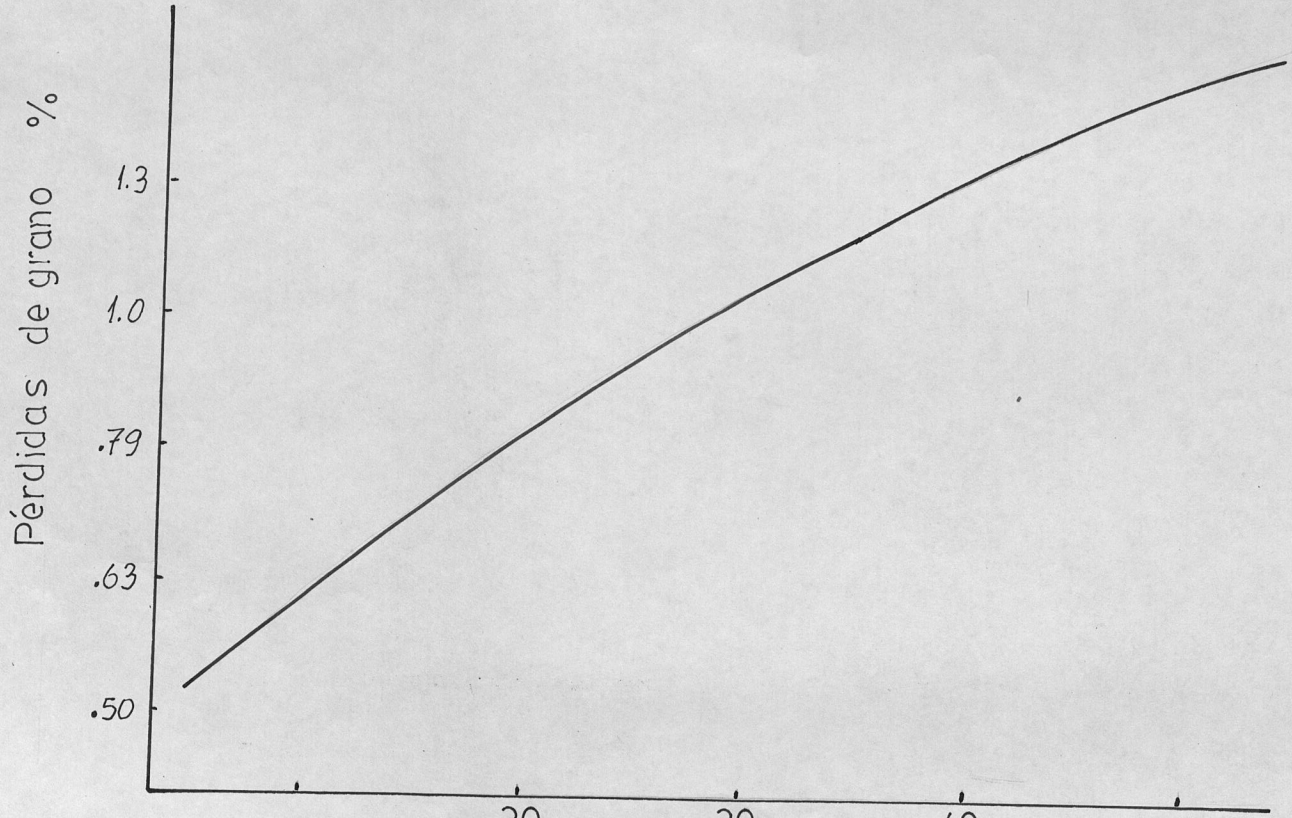


Grafico Nº 6

Fuente: Igual que grafico 4

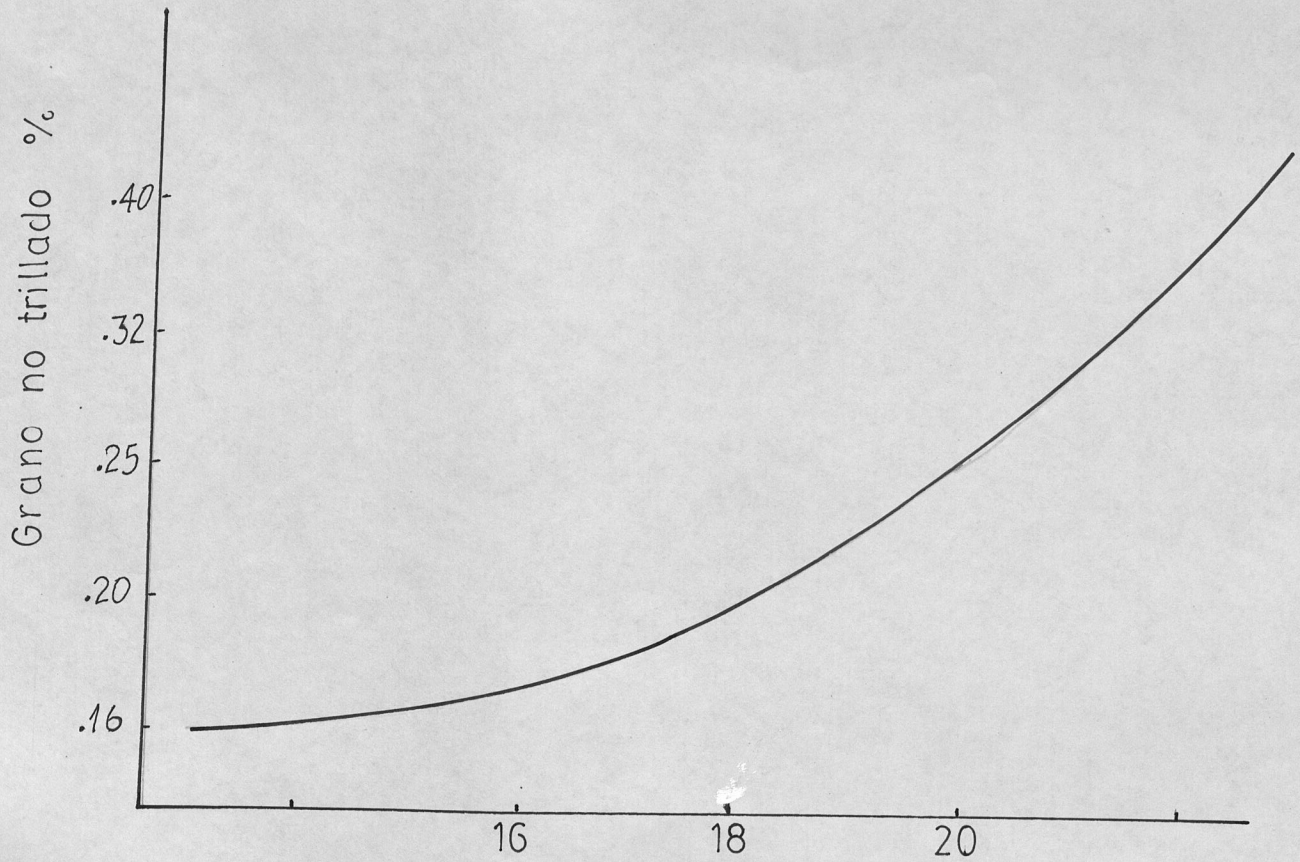


Grafico Nº 7 Espaciamiento de varillas del concavo mm
Fuente: Igual que grafico 4

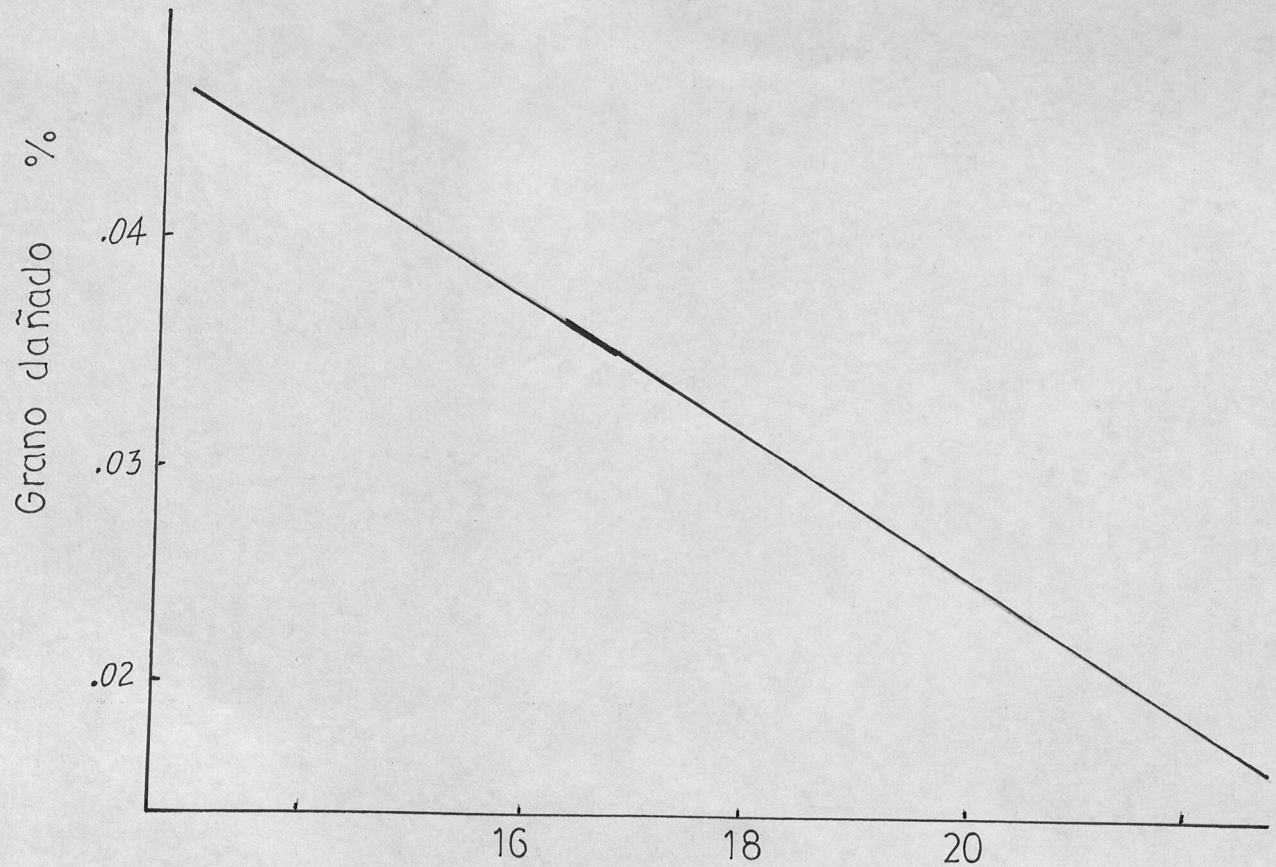


Grafico Nº 8 Espaciamieto de varillas del concavo mm

Fuente: Igual que grafico 4

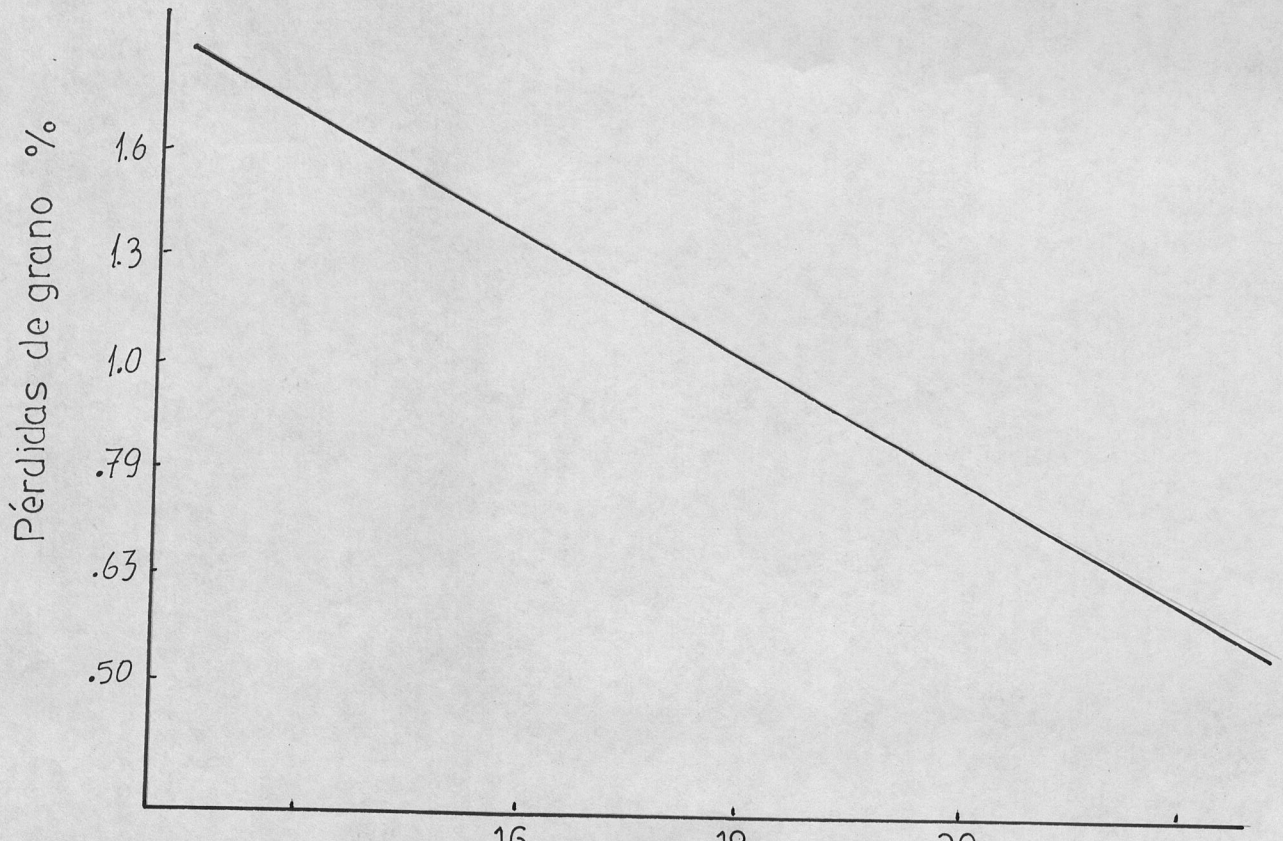


Grafico N° 9

Fuente: Igual que grafico 4

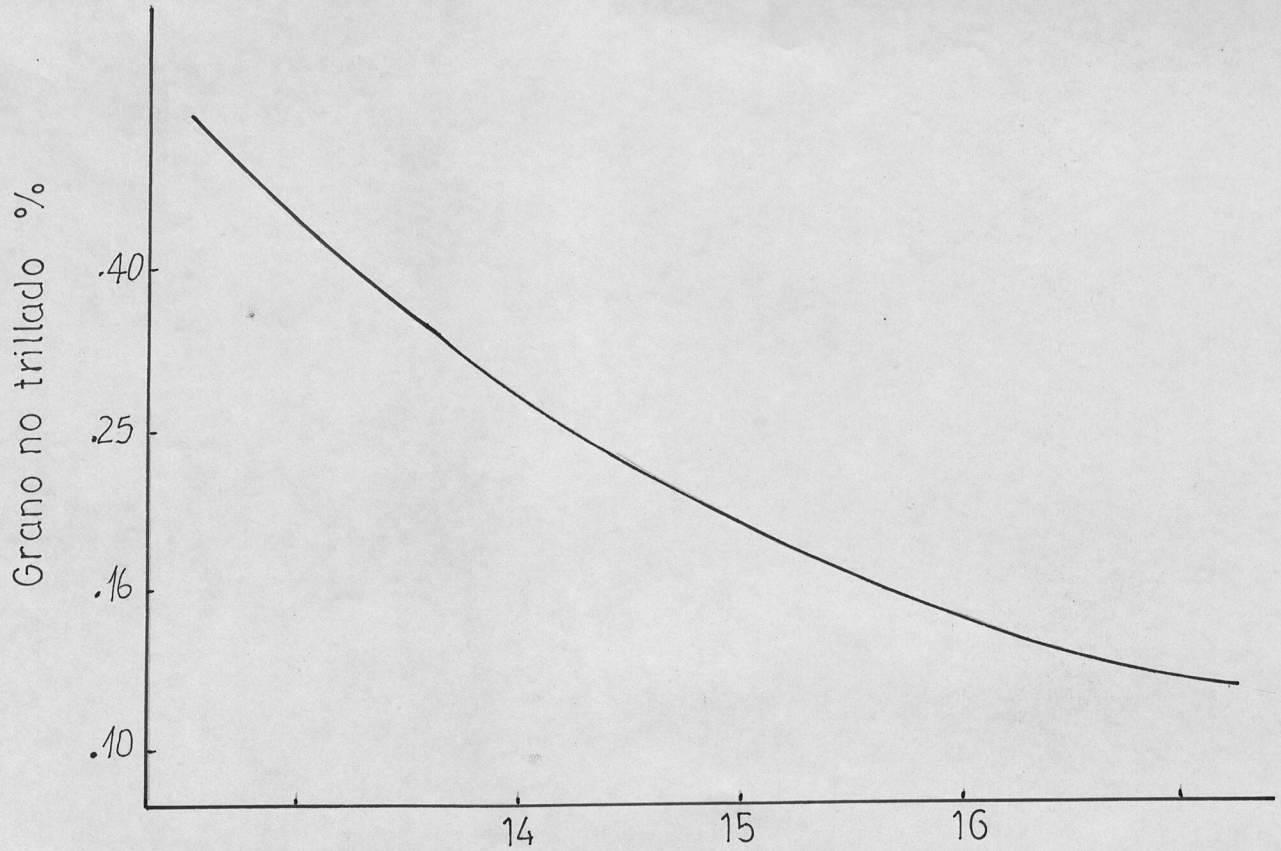


Grafico Nº 10 Velocidad periferica del cilindro m/seg.

Fuente: Igual que grafico 4

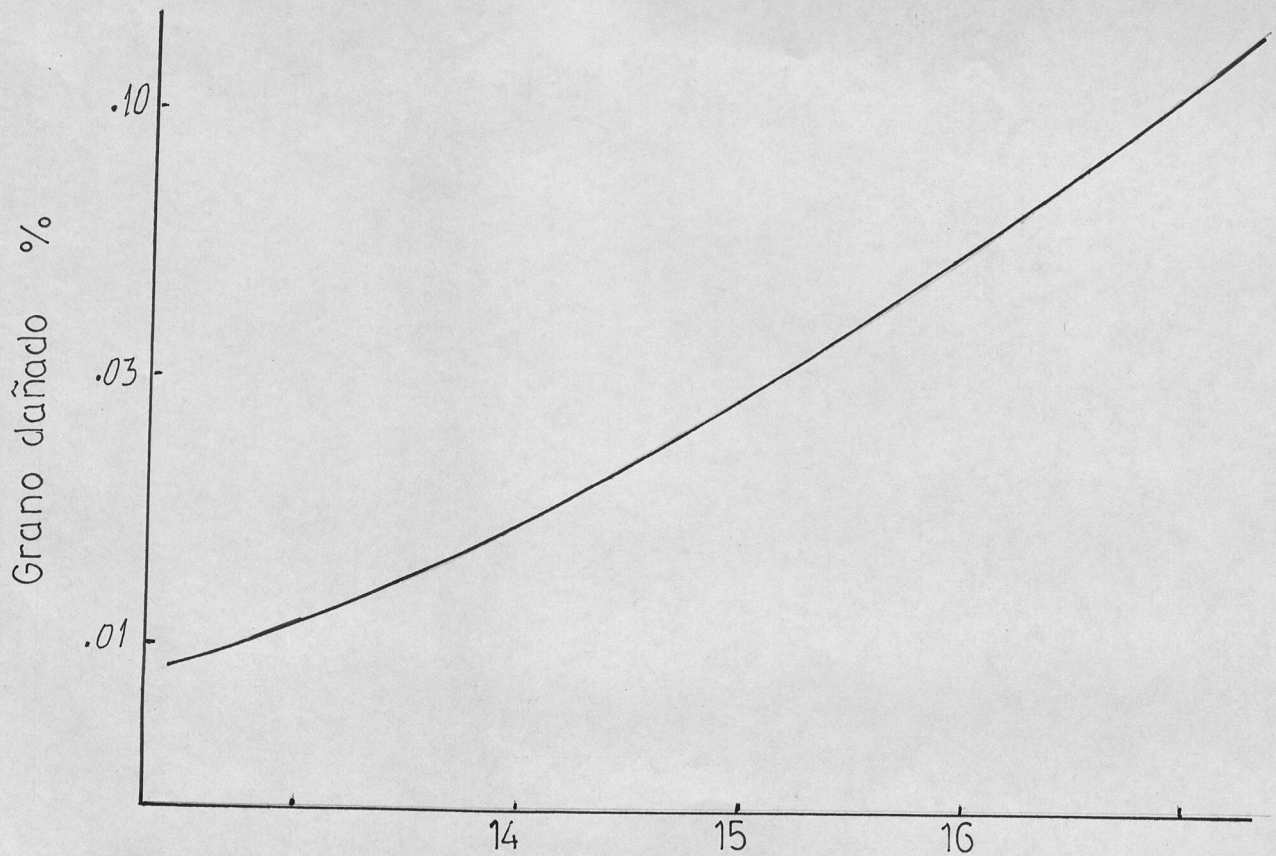


Grafico N° 11 Velocidad periferica del cilindro m/seg.

Fuente: Igual que grafico 4

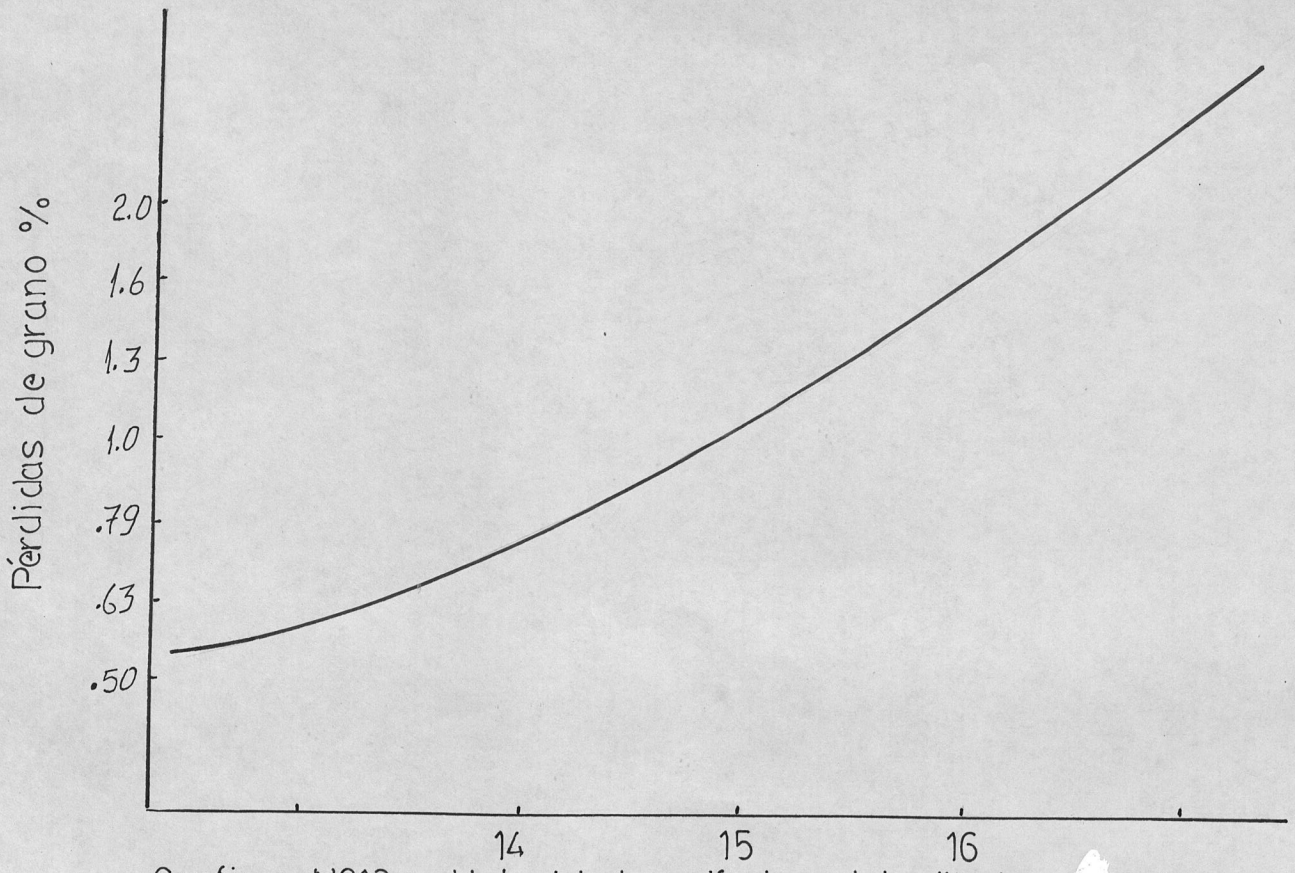


Grafico Nº12 Velocidad periferica del cilindro

Fuente: Igual que grafico 4

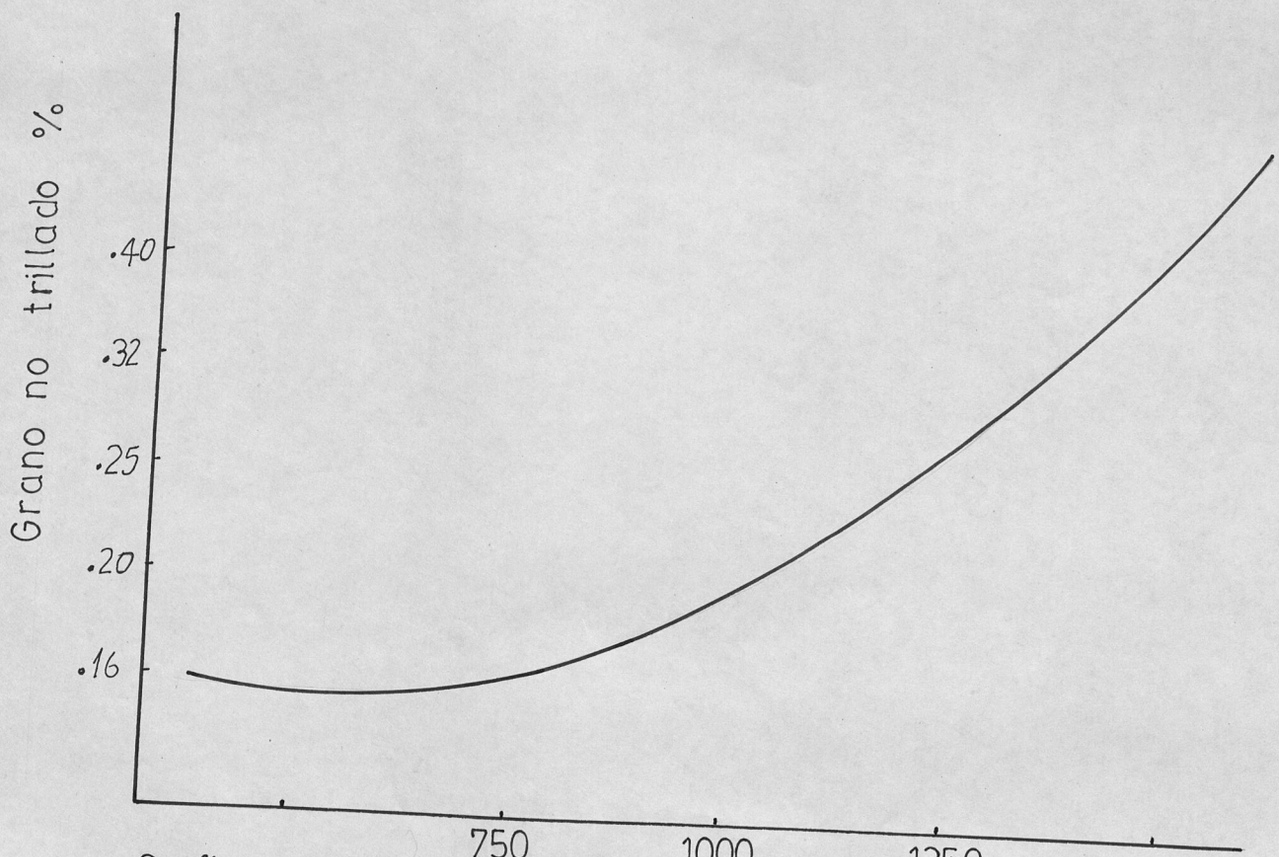


Grafico N° 13

Fuente: Igual que grafico 4

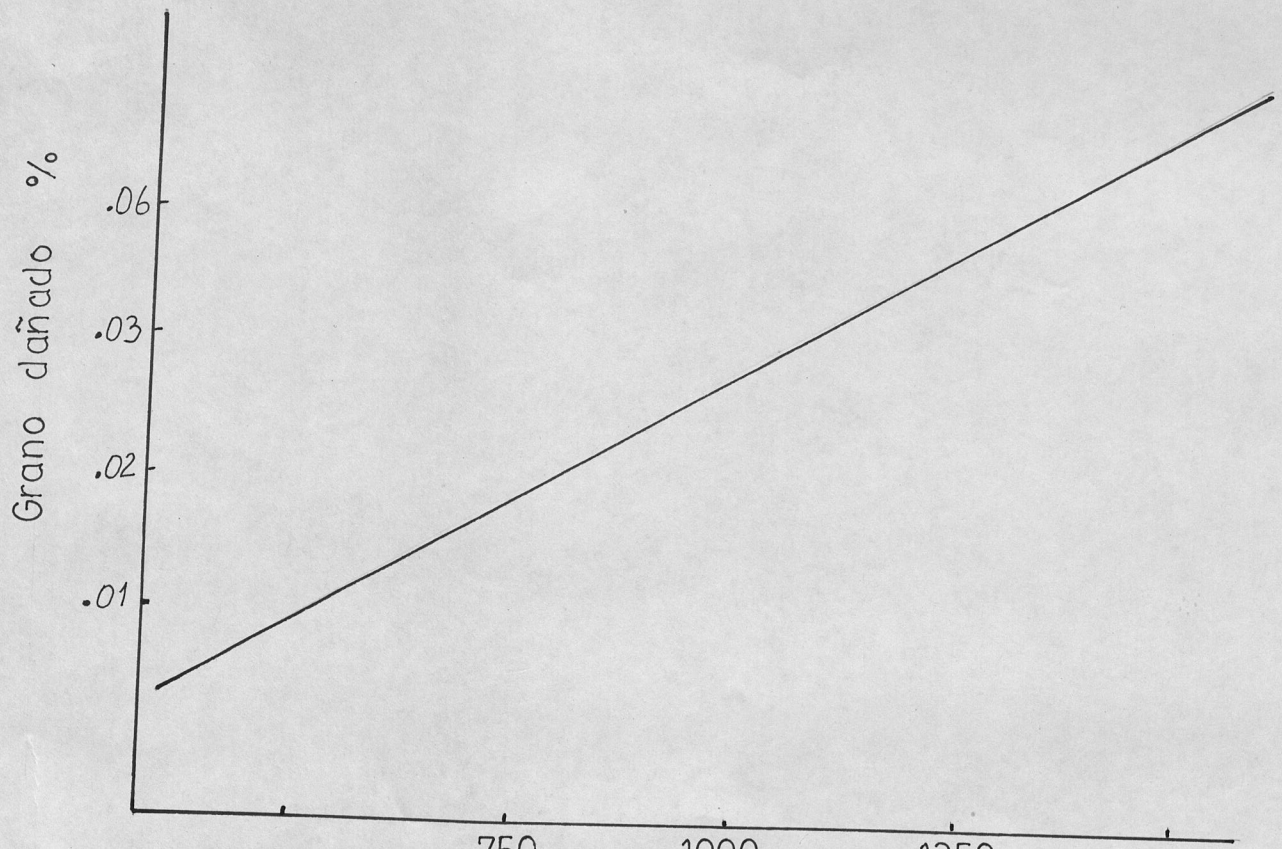


Grafico Nº 14 Velocidad de alimentación cosecha Kg/hr

Fuente: Igual que grafico 4

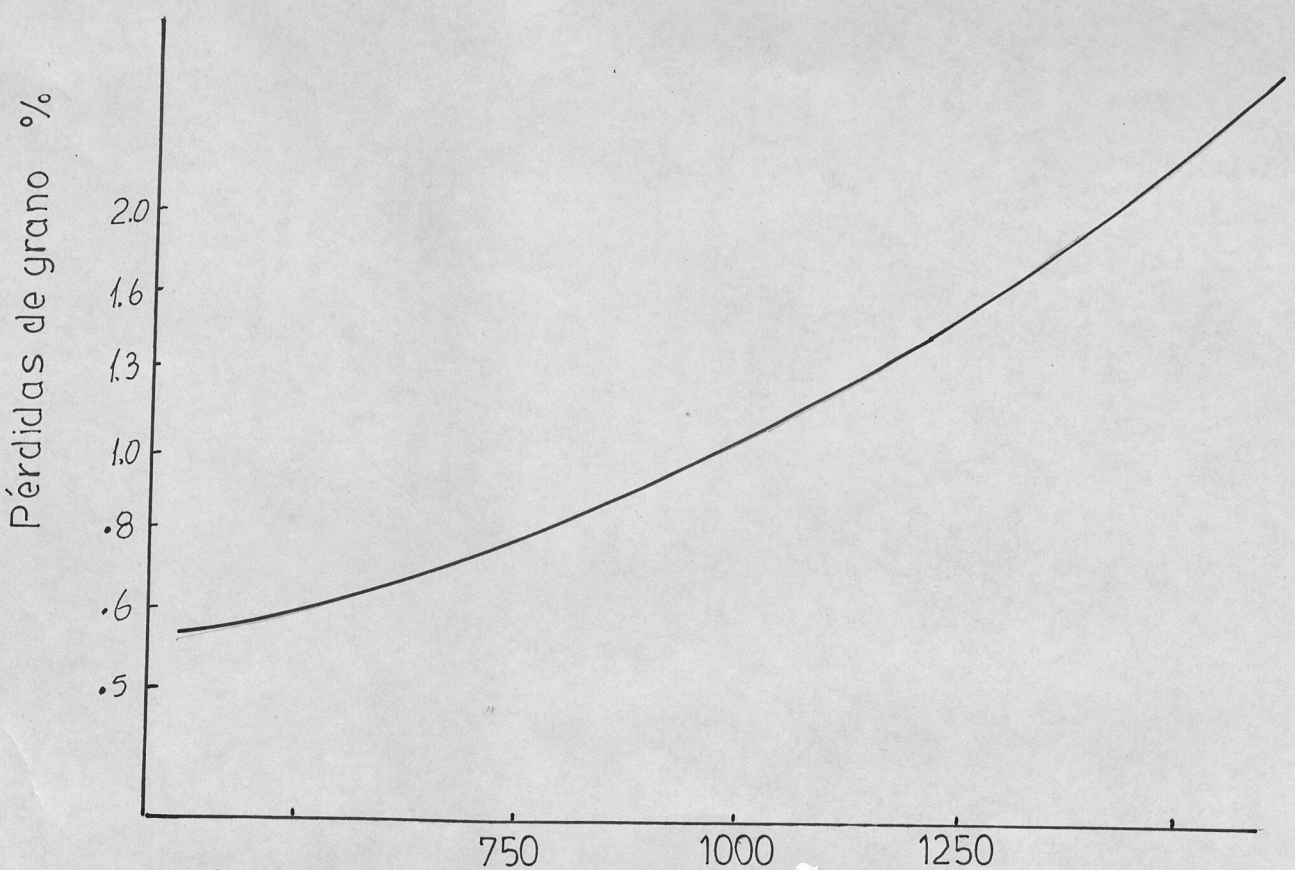


Grafico N° 15 Velocidad de alimentación cosecha Kg/hr

Fuente: Igual que grafico 4

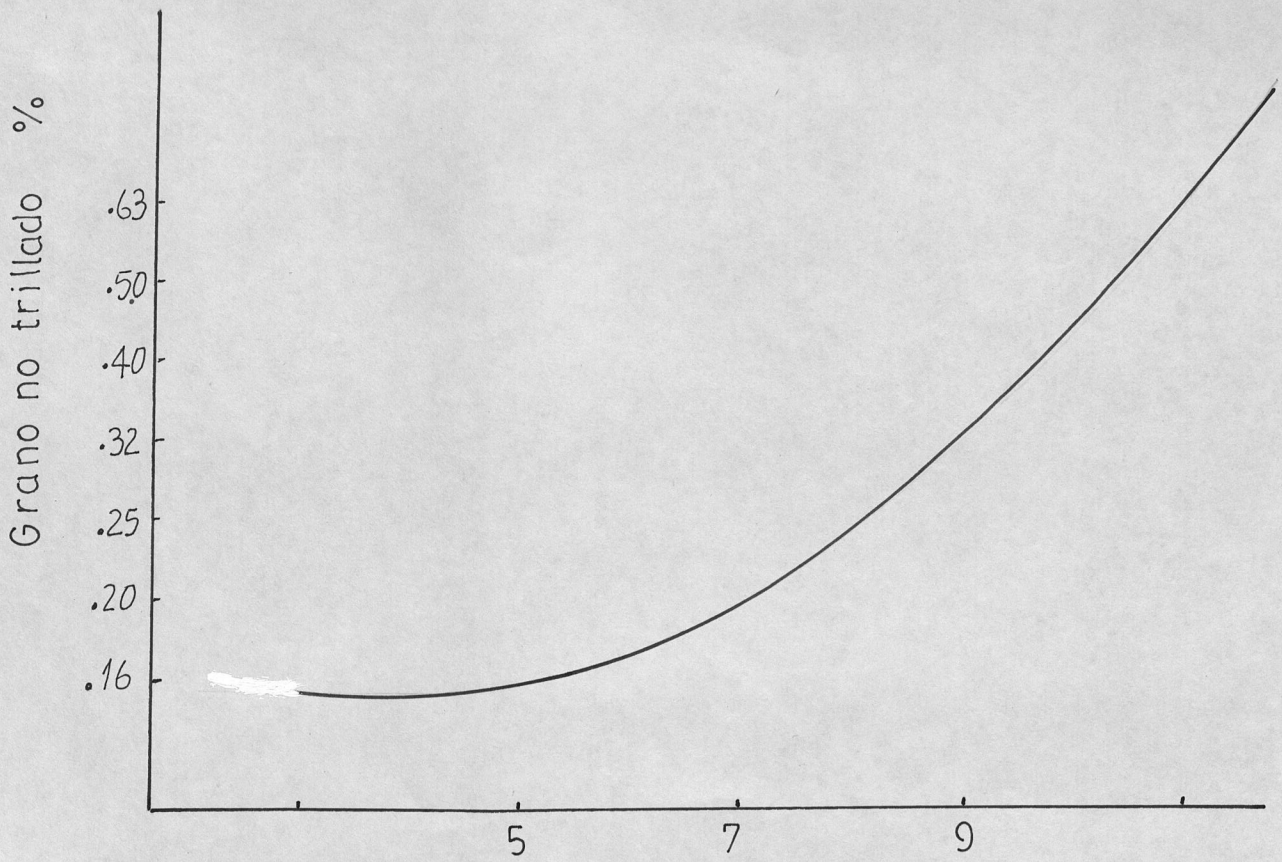


Grafico N°16 Angulo de lobulos grado

Fuente: Igual que grafico 4

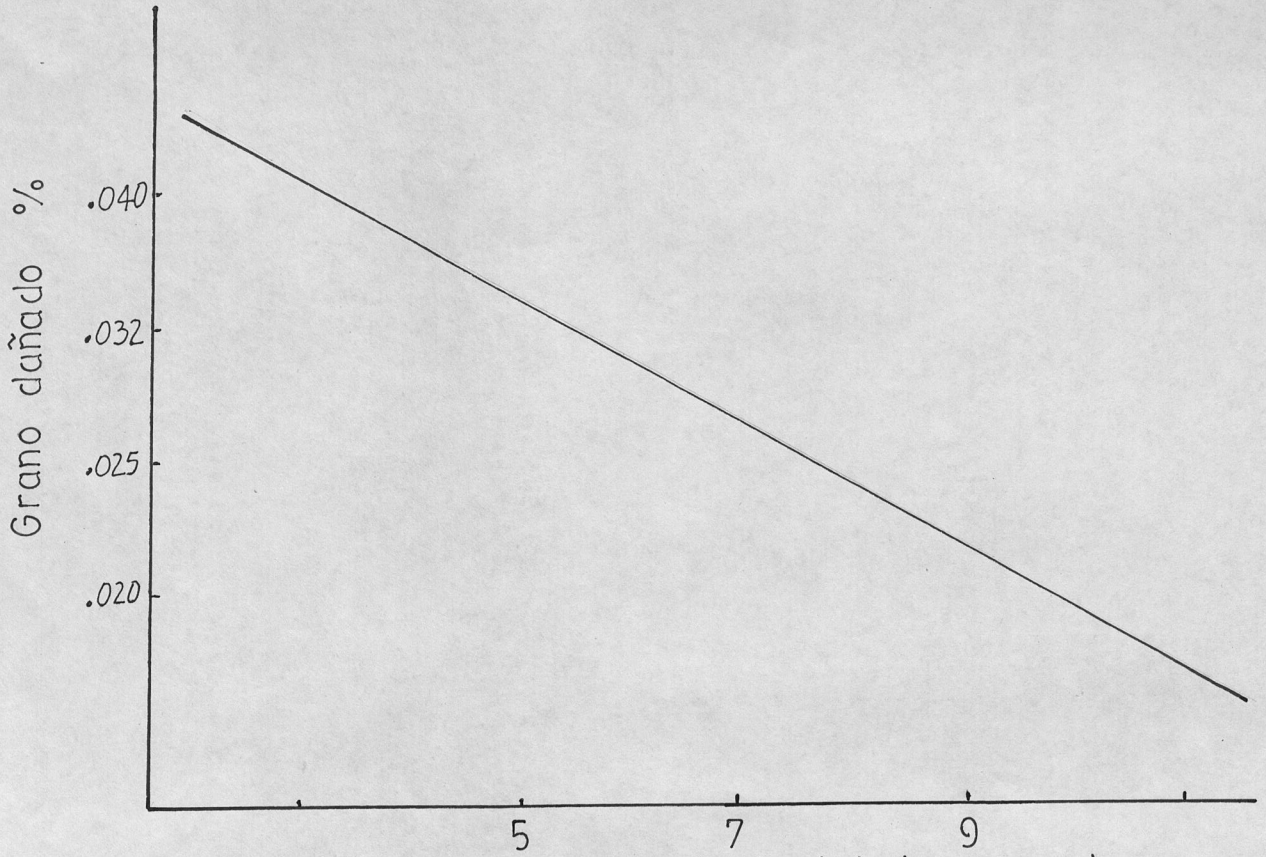


Grafico N°17

Fuente: Igual que grafico 4

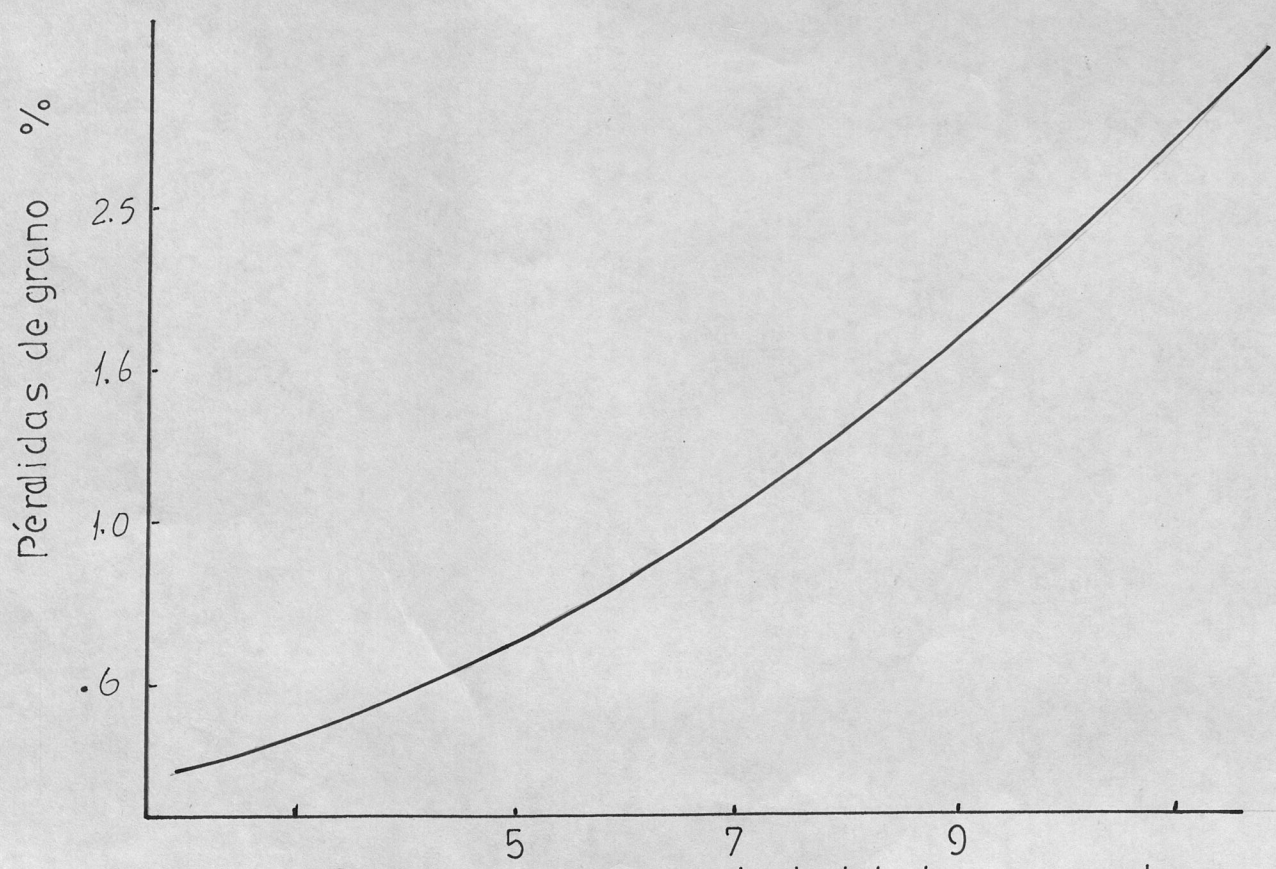


Grafico Nº 18 Angulo de lobulos grado

Fuente: Igual que grafico 4

BIBLIOGRAFIA

1.- BEER-JHONSTON, Dinámica, Mc-Graw Hill, México, 1973

2.- BRAUNSCHWEIG, Técnica de Molienda, MIAG, Alemania, 1958

3.- BROKER-BAKKER'ARKEMA-HALL, Drying Cereal Grains, The Avi Publishing Company Inc., Connecticut, USA, 1978.

4.- CRADOCK H. Tractores y máquinas Agrícolas, Montesó J. Barcelona, 1960, 376-394 p.p.

5.- DIESTRO M., CABALLES A., NAFZIGER M., Design Parameters for Horizontal Oscillation Screen, University of Philippines, 1981.

6.- ESPINOSA M., Manual de Catalógos para Diseño de Maquinaria, Tomo II, ESPOL, 1983.

7.- FAIRES M., Diseño de Elementos Mecánicos, Montaner y Simon, España, 1970, 670-676 p.p.

8.- LASCANO R., Análisis de Plantas, ESPOL, 1979, 142 p.

9.- LIPSON CH., Importancia del Desgaste en el Diseño.

10.- MABIE H,m OCVIRK F., Mecanismos y Dinámica de Maquinaria, Limusa, México, 1981, 525-535 p.p.

11.- MATOUSEK R. Engineering Design, Johnson D. (Blackie & Son Limited), 1963.

12.- Mc. CORMACK J., Diseño de Estructuras, Intext Educational, México, 1972.

13.- PERRY H. Agricultural Process Engineering, The Avi Publishing Co. Inc., Connecticut, USA, 1979.

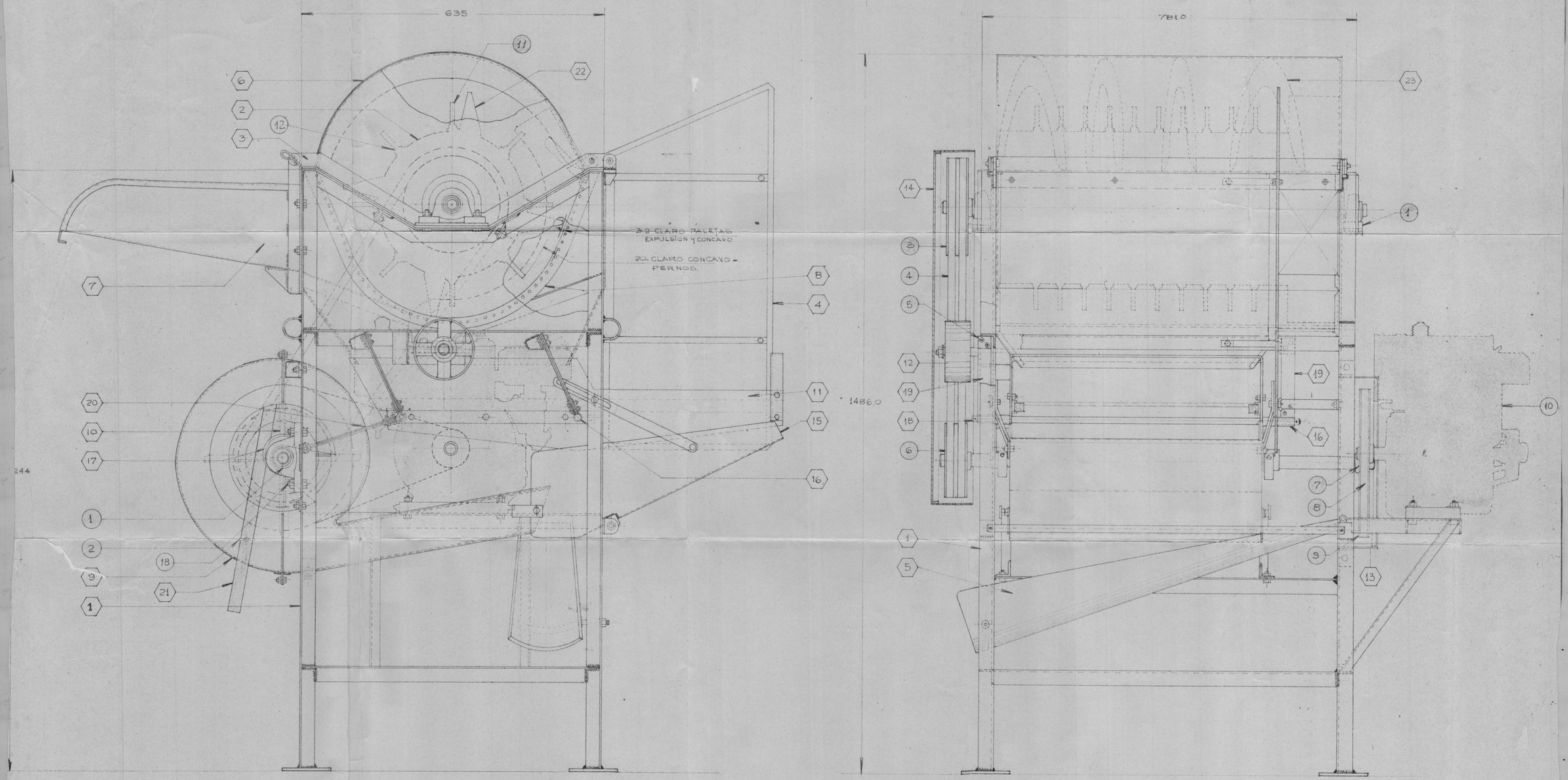
14.- SHIGLEY J., Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw-Hill, México, 1979.

15.- SINGER F., Resistencia de Materiales, Edic. del Castillo, Madrid, 1971, 463-472 pp. 606 p.

16.- SKF, Catálogo General para Rodamientos

17.- MOHHAMAD ILYAS, A Response Surface Analysis of the IRRI Axial flow Thresher, Degree of Master of Science, University of the Philippines at Los Baños, 1980.

18.- WILKINSON R., Elementos de Maquinaria Agrícola, Tomo 1 y 2, FAO 12, Bogotá, 1981.



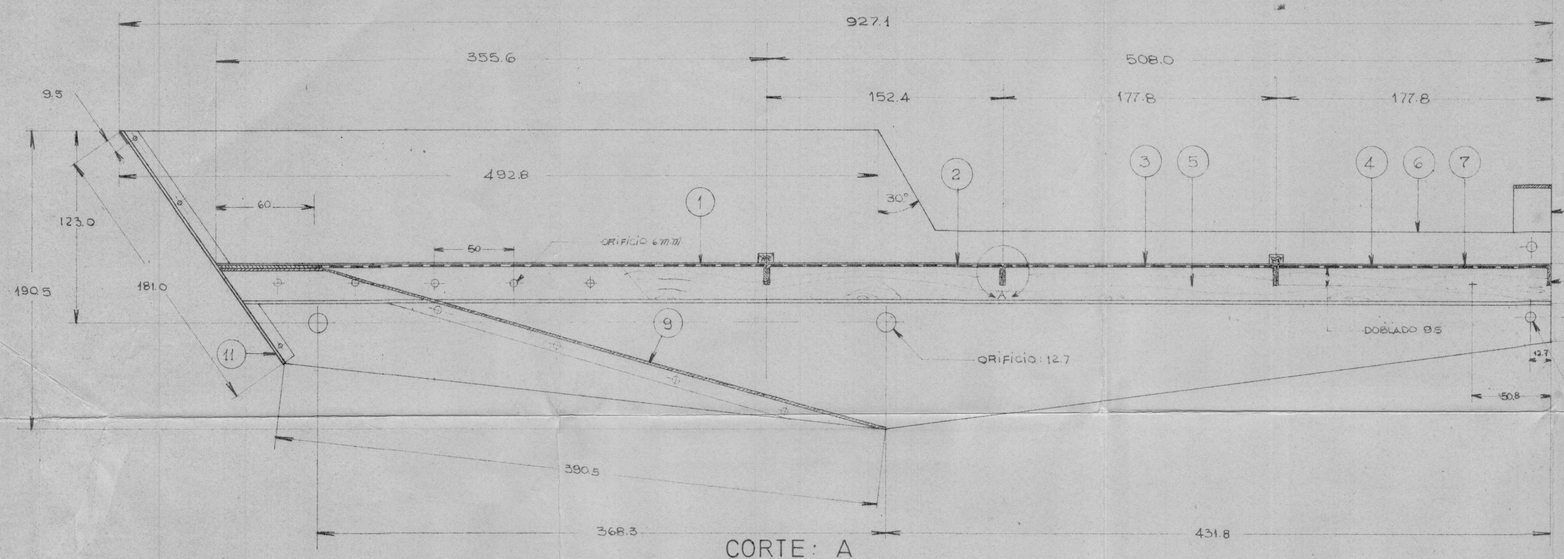
PARTES FABRICADAS

REF.	NOMBRE	CANT.	REF.	NOMBRE	CANT.
1	MARCO DE ESTRUCTURA	1	12	POLEA DE TENSION	1
2	CILINDRO TRILLADOR	1	13	PROTECCION BANDA MOTOR VENTILADOR	1
3	MARCO CUBIERTA CILINDRO TRILLADOR	1	14	PROTECCION BANDA TRILLADOR-VENTILADOR	1
4	PARED PROTECTORA DE DESCARGA	1	15	DESVIADOR DE AIRE	1
5	CANAL DE DESCARGA GRANO	1	16	SOPORTE DE ZARANDA	2
6	CUBIERTA	1	17	EXCENTRICA	2
7	BANDEJA DE ALIMENTACION	1	18	EJE DE ZARANDA	2
8	CONCAVO	1	19	RESORTES (PLACAS VIBRATORIAS)	32
9	CUBIERTA VENTILADOR	1	20	BIELA ZARANDA (PLACA EXCENTRICA)	6
10	PALETAS VENTILADOR	4	21	CONTRAVENTANA DE AIRE	1
11	ZARANDA	1	22	PALETAS DE EXPULSION	4
			23	LOBUTOS (GUIAS)	4

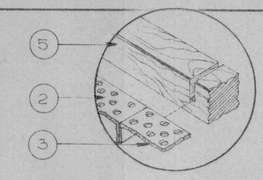
PARTES STANDARD

REF.	DESCRIPCION	CANT.
1	CHUMACERAS 25 m.m. DE DIAMETRO	4
2	PERNOS Y TUERCAS HEXAGONALES 10 m.m. x 50 m.m. de LONG.	8
3	POLEA EN V SECCION "B" 20 cm. DIAM. EXT. 2 CANALES	1
4	BANDA EN V. SECCION "B"	2
5	PERNOS Y TUERCAS HEXAGONALES 7 m.m. x 20 m.m. LONG.	22
6	POLEA EN V. SECCION "B" 18 cm. de DIAM. EXTER. 2 CANALES	1
7	POLEA DEL MOTOR EN V. SECCION A, 10 cm. DIAM. EXT. 2 CANALES	1
8	BANDA EN V SECCION A.	2
9	VENTILADOR, POLEA EN V. SECCION A PEST. 35 cm. 2 CANALES	1
10	MOTOR A GASOLINA, 6 H.P.	1
11	PERNOS Y TUERCAS HEXAGONALES 85 m.m. x 100 m.m. LONG.	84
12	TUERCAS HEXAGONALES 85 m.m.	84

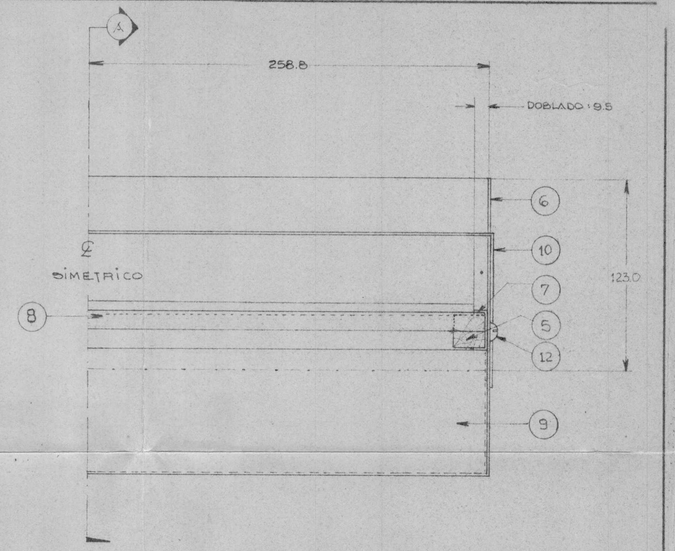
TESIS DE GRADO		
ESCALA: 1/4	DIMENSIONES: m.m.	FECHA: 07 - 11 - 83
	EGDO. TONY LARA C.	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	TRILLADORA PARA CEREALES CON FLUJO AXIAL	

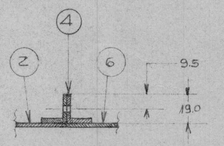


CORTE: A

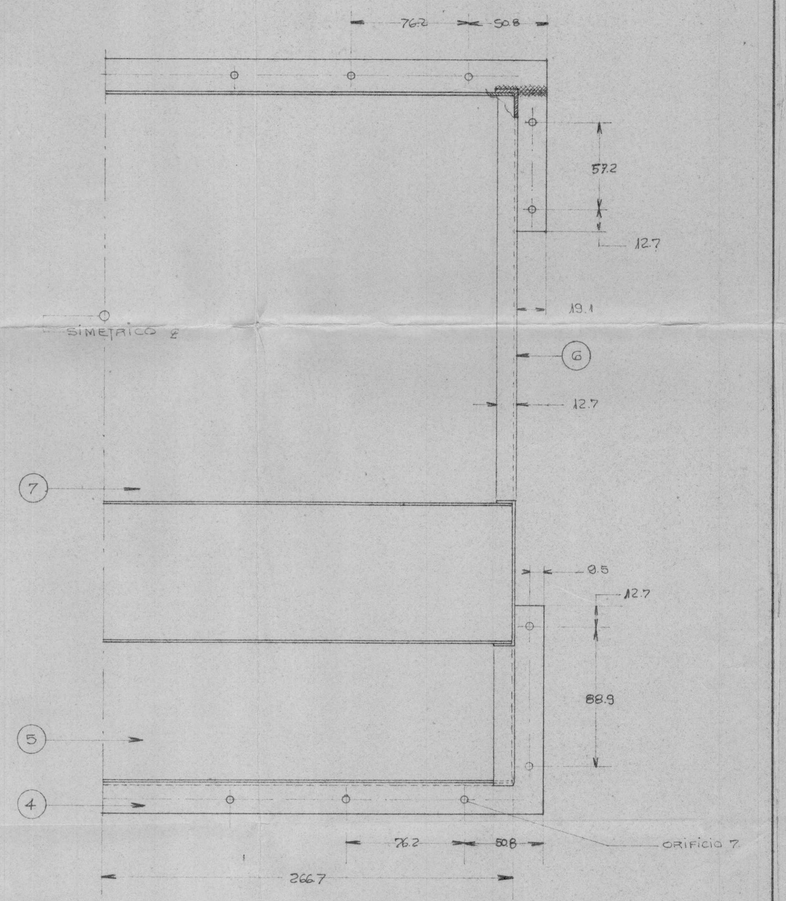


DETALLE "A"





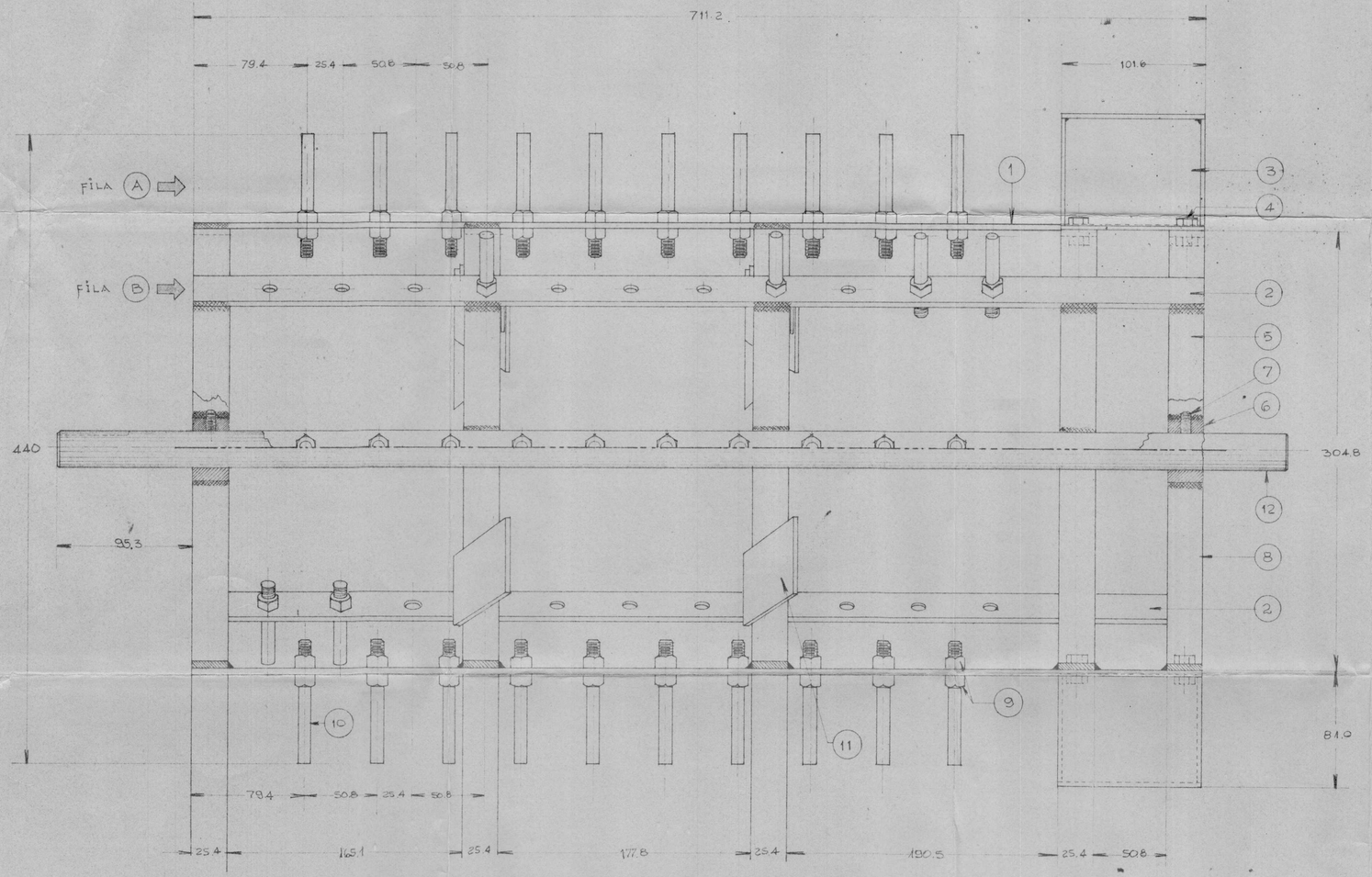
CORTE: B

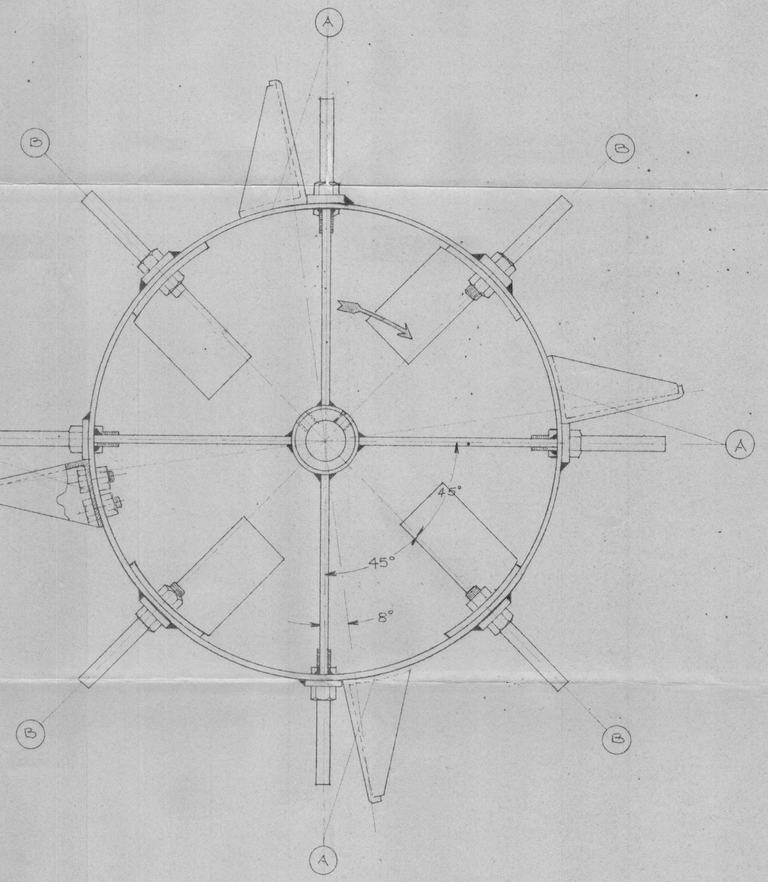


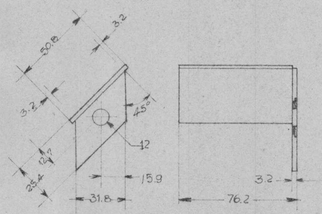
ZARANDA	REF.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL
	1	CRIBA CON PERFORACIONES DE 6 m.m.	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	2	CRIBA CON PERFORACIONES DE 10 m.m.	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	3	CRIBA CON PERFORACIONES DE 13 m.m.	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	4	CRIBA CON PERFORACIONES DE 15 m.m.	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	5	MADERA SOSTENEDORA DE ZARANDA	2	GUAYACAN
	6	PARED LATERAL	2	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	7	GUIA LATERAL	2	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	8	BARRA	1	PLATINA DE ACERO 3.2 m.m. x 25 m.m.
	9	PARED DEFLECTORA GRANO	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	10	BARRA DE UNION EXTREMO ZARANDA	1	PLATINA DE ACERO 3.2 m.m. x 25 m.m.
	11	PARED FRONTAL	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	12	TORNILLO	4	TORNILLO DE MADERA.-

CUBIERTA DE VENTILADOR	REF.	NOMBRE	CANT.	MATERIAL
	1	CUBIERTA FRONTAL	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	2	CUBIERTA LATERAL FRONTAL IZQ. Y DER.	2	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	3	PERNOS Y TUERCAS HEXAGONALES	22	7 m.m. x 19 m.m. DE LONGITUD.
	4	ANGULO UNION CUBIERTAS	4	ANGULO de 19 m.m. x 3 m.m.
	5	TAPA INFERIOR	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	6	CUBIERTA LATERAL POST. IZQ. Y DER.	2	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.
	7	CUBIERTA POSTERIOR.	1	PLANCHA DE ACERO 1.3 m.m.

TESIS DE GRADO		
ESCALA: 1/2	DIMENSIONES: m.m.	FECHA: 07 - 11 - 83
	EGDO. TONY LARA C.	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	DETALLE DE PARTES ZARANDA Y CUBIERTA DE VENTILADOR	







(11) DETALLE DE ALETAS

REF	NOMBRE	CANT.	MATERIAL
1	BARRA SOSTENEDORA LONGITUDINAL "A"	4	PLATINA DE ACERO 4.8 x 25 m.m.
2	BARRA SOSTENEDORA LONGITUDINAL "B"	4	PLATINA DE ACERO 4.8 x 25 m.m.
3	PALETA EXPULSADORA	4	ACERO DE 3.2 m.m.
4	PERNOS Y TUERCAS HEXAGONALES	16	8 m.m x 19 m.m. de LONGITUD.
5	ARO	5	PLATINA de ACERO 4,8 x 25 m.m.
6	CUBO	2	DIAMETRO EXT. 44.5 m.m.
7	PRISIONERO	4	9.5 m.m. DE DIAMETRO
8	RAYO	8	PLATINA DE ACERO 4.8 x 25 m.m.
9	TUERCAS HEXAGONALES	168	9.5 m.m. DE DIAMETRO
10	PERNOS ACERADOS (ENDURECIDO con SOLDADURA)	168	9.5 m.m. DE DIAMETRO
11	ALETAS	8	ACERO DE 3.2 m.m.
12	EJE DE CILINDRO TRILLADOR	1	ACERO de TRANSMICION de 25 m.m. de DIAMETRO.

TESIS DE GRADO		
ESCALA 1/2	DIMENSIONES: m.m.	FECHA: 07_11_83
ESPOL	EGDO.: TONY LARA C.	DIR. ING. M. ESPINOSA
	CILINDRO TRILLADOR	