



T
631.35028
G 958
C.2



ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO
DE CABEZAL SEGADOR DE MOTOCULTOR
PARA PEQUEÑOS AGRICULTORES

TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
JOSE A. GUILLEN BERNAL

GUAYAQUIL - ECUADOR
1936

AGRADECIMIENTO



BIBLIOTECA

A DIOS

A MI MADRE

A MI DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA

Con mucho cariño:

A mi madre: CARMEN BERNAL AVEIGA

A mi esposa: SILVIA ARELLANO DE GUILLEN

A mi tío: JOSE BERNAL AVEIGA



BIBLIOTECA

ING. EDUARDO ORCES PAREJA
DECANO
FACULTAD DE ING. MECANICA

ING. MARCELO ESPINOSA LUNA
DIRECTOR DE TESIS
MIEMBRO DEL TRIBUNAL DE GRADO

ING. MANUEL HELGUERO GONZALEZ
Miembro del Tribunal de Grado

ING. FREDDY CEVALLOS BARBERAN
Miembro del Tribunal de Grado

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas 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).

.....
JOSE A. GUILLEN BERNAL

RESUMEN

BIBLIOTECA

El diseño del cabezal segador de mediana capacidad tiene gran importancia para el desarrollo de la agroindustria en nuestro país, dado por el número de personas que se verán involucradas tanto en su producción industrial como en su operación para acelerar la cosecha de los productos agrícolas, asegurando mayor eficiencia, disminución de costos y con reducción de pérdidas en campo por tiempo de espera; esta acción contribuiría grandemente a incrementar los beneficios del agricultor. Para llevar adelante el presente diseño se plantearon 5 objetivos:

- 1.- Diseño de un equipo accesible al pequeño agricultor a bajo costo.
- 2.- Equipo de fácil operación, reparación y mantenimiento.
- 3.- Alcanzar una capacidad de corte (cosecha) acorde con el cultivo desarrollado por el pequeño agricultor y capaz de satisfacer los requerimientos impuestos por las condiciones del terreno.
- 4.- Ligera de peso para evitar grandes variaciones de peso en el conjunto.

5.- Que la construcción del prototipo sea realizada teniendo en cuenta los materiales que se disponen en el mercado nacional, tales como, ángulos, platinas, pernos, rodamientos, cadenas, bandas, cuchillas y otras partes de fácil obtención.

La máquina está constituida básicamente por 2 mecanismos:

- a) El mecanismo del corte del producto.
- b) El mecanismo de transporte del producto que lo lleva hacia el costado derecho del motocultor mediante la banda transportadora y las estrellas, obteniéndose una acumulación del producto en un sendero; desde el cual será recogido por el agricultor y llevado al centro de trillado.

INDICE GENERAL

	Pág. #
Resumen.....	VI
Indice General.....	IX
Indice de fórmulas.....	XII
Indice de figuras.....	XIV
Lista de símbolos.....	XVII
Lista de fotos.....	XIX
INTRODUCCION	
I SEGADORAS Y COSECHADORAS	
1.1. Clasificación y características de las segado ras.....	26
1.2. Capacidades.	
1.2.1. Segadoras de propulsión externa.....	26
1.2.2. Segadoras auto-propulsadas.....	30
1.3. Clasificación y características de las cose - chadoras.....	34
1.3.1. Ventajas de la cosechadora automotriz sobre la de arrastre.....	35
1.4. Clasificación en base al tipo de cultivo o el tipo de terreno para el que fueron diseñadas.	37
1.4.1. Peso.....	37
1.4.2. Potencia.....	38
1.4.3. Capacidad.....	38

	Pág. #
II ANALISIS DE MERCADO	
2.1. Perspectiva del mercado de la cosechadora..	43
2.2. Demanda de las cosechadoras en el país....	45
2.3. Características a considerar para su produc <u>ci</u> ón.....	52
2.3.1. Funciones básicas de la cosechadora.	57
III DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CABEZAL SEGADOR	
3.1. Especificaciones técnicas a considerar....	58
3.1.1. Potencia.....	58
3.1.2. Vida de servicio.....	60
3.1.3. Costo.....	61
3.1.4. Cargas mecánicas.....	61
3.1.5. Material.....	62
3.1.6. Tamaño y peso.....	62
3.1.7. Productos existentes.....	63
3.1.8. Mantenimiento y reparación.....	63
3.2. Selección del tipo de segador a diseñar... 64	64
3.2.1. Rasgos.....	64
3.3. Codificación de sus partes.....	65
3.4. Diseño y cálculo del conjunto de transmi - sión del cabezal segador.....	66
3.4.1. Cálculo de energía cinética de las cuchillas.....	67

	Pág. #
3.5. Diseño y cálculo de ejes.....	74
3.5.1. Diseño y cálculo del eje principal..	74
3.5.2. Diseño y cálculo del eje de las ban- das transportadoras.....	82
3.6. Cálculo y selección de cuchillas.....	87
3.7. Cálculo y selección de cojinetes, chumacera.	90
3.7.1. Cálculo de rodamientos para las po- leas de la banda transportadora.....	90
3.7.2. Cálculo de las chumaceras del eje - principal.....	91
3.8. Diseño y cálculo de alimentadoras.....	92
3.9. Diseño y cálculo de resortes.....	93
3.9.1. Cálculo y diseño del resorte tensor de las poleas de la banda transporta- dora.....	93
3.9.2. Cálculo del resorte que presiona la espiga contra la banda transportado- ra.....	97
3.10 Diseño y cálculo de la estructura principal.	98
3.10.1. Cálculo de la garganta (h) de la - soldadura.....	105
3.11 Cálculo y selección de poleas.....	110
3.11.1. Cálculo de la banda transportadora.	111
3.12 Cálculo y selección de piñones y cadenas...	113

3.13. Construcción y ensamblaje del cabezal segador de acuerdo a lo diseñado.....	114
IV PRUEBAS DE LABORATORIO.....	118
V PRUEBAS DE CAMPO.....	122
VI ANALISIS DE RESULTADOS.....	130
Conclusiones y recomendaciones.....	132
TABLAS.....	134
Bibliografía.....	138
Planos.....	CONTRAPORTADA

INDICE DE FORMULAS

Pág. #

1	Fuerza de aceleración.....	68
2	Velocidad lineal.....	69
3	Velocidad angular.....	69
4	Potencia.....	70
5	Energía para realizar cortes en tallos.....	71
6	Momento tensor por engranjes.....	75
7	Fuerzas en poleas.....	76
8	Potencia transmitida por poleas.....	76
9	Momento máximo en ejes.....	81
10	Diámetro de ejes.....	81
11	Diámetro con carga dinámica.....	81
12	Límite de resistencia a la fatiga.....	81
13	Duración normal en horas de servicio. (rodamiento)	90
14	Fuerza radial.....	91
15	Area bajo una curva.....	93
16	Revoluciones por minuto.....	93
17	Longitud de salida.....	94
18	Constante del resorte.....	95
19	Resistencia última.....	95
20	Resistencia a la fluencia.....	96
21	Ssy.....	96
22	Esfuerzo cortante.....	96

	Pág. #
23 Diámetro del resorte.....	98
24 Esfuerzo flexionante.....	98
25 Centro de gravedad con respecto a x.....	106
26 Centro de gravedad con respecto a y.....	106
27 Momento polar de inercia parcial.....	107
28 Momento polar de inercia total.....	107
29 Esfuerzo cortante máximo.....	108
30 Esfuerzo cortante máximo.....	108
31 Potencia corregida.....	110
32 Longitud de banda.....	111
33 Longitud de cadenas.....	114

Fig. INDICE DE FIGURAS

Pág. #

1-1	Segadora con molinete. Año 1826-1828.....	27
1-2	Segadora. Año 1838.....	28
1-3	Segadora con rastrillo. Año 1868.....	29
1-4	Segadora agavilladora. Año 1858.....	30
1-5	Segadora auto-propulsada semimontada.....	31
1-6	Segadora montada adelante. Hidráulica.....	31
1-7	Segadora semimontada.....	33
1-8	Motocultor montado adelante.....	34
1-9	Cosechadora de gran capacidad.....	36
1-10	Cosechadora automotriz. (Terreno plano).....	36
1-11	Cosechadora de laderas.....	39
1-12	Componentes externos de la cosechadora.....	40
1-13	Componentes internos de la cosechadora.....	41
2-1	Distribución de importación de los EE UU.....	46
2-2	Distribución de importación de Italia.....	47
2-3	Distribución de importación de Alemania Fede - ral.....	48
2-4	Distribución de importación de Brasil.....	49
2-5	Cuadro comparativo de la cantidad de maquina - rias importadas de los diferentes países en el período 1979-1984.....	50
2-6	Cuadro comparativo de importación de segadoras y cosechadoras al Ecuador en el período 79-84.	51

	Pág. #
2-7 Secciones transversales esquemáticos. Seis o peraciones básicas.....	57
3-1 Distribución de potencia para una máquina co- sechadora de arroz.....	59
3-2 Cabezal segador.....	65
3-3 Distribución de potencia en cosechadora de so- ya y trigo.....	66
3-4 movimiento cinemático de las cuchillas.....	67
3-5 Torque requerido para un corte estático de u- na cuchillas para cortar tallos de arroz.....	72
3-6 Esquema del cabezal segador.....	73
3-7 Distribución de fuerzas en el eje principal..	74
3-8 Distribución de fuerza en la polea principal.	75
3-9 Distribución de fuerza en el eje de la banda transportadora.....	82
3-10 Distribución de fuerza en las poleas transpor- tadoras.....	83
3-11 Diseño del eje principal.....	86
3-12 Diseño del eje de las poleas de las bandas - transportadoras.....	86
3-13 Relación entre espesor de la masa, presión al corte y eficiencia.....	88
3-14 Modelo de cuchilla dentada.....	88

	Pág. #
3-15 Modelo de cuchilla lisa.....	89
3-16 Cálculo del área de la estrella.....	92
3-17 Vista lateral de la estructura de amarre de ca bezal segador con motocultor.....	98
3-18 Vista superior de la estructura del cabezal se gador.....	100
3-19 Vista frontal de la estructura del cabezal se gador.....	101

LISTA DE SIMBOLOS

A	Area
b	Ancho
d.D.	Diámetro
e	Espesor
f	Coefficiente de fricción
F	Fuerza kgf
I	Momento de inercia kgf cm-sg ²
K	Constante de resorte
L	Longitud
M	Momento de flexión
Mt	Momento torsor kgf cm
m	Masa
n	Factor de seguridad
N	Velocidad de rotación
P	Potencia CV-HP
R-r	Radio
Rx	Reacciones en x (kgf)
Ry	Reacciones en y (kgf)
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
W	Peso kg
w	Velocidad de rotación rad/seg
	Angulo (grados)
	Esfuerzo normal kgf/cm ²
	Esfuerzo permisible kgf/cm ²
	Esfuerzo cortante
máx	Esfuerzo cortante máximo
h	Espesor de la garganta de soldadura cm.
L10h	Duración nominal (hr)
P	Capacidad de carga Newton

Foto	<u>LISTADO DE FOTOS</u>	Pág. #
1	Estructura principal del cabezal.....	114
2	Despiece principal junto a la estructura.....	115
3	Guías del producto.....	115
4	Distribución del sistema de corte.....	116
5	Colocación de las cuchillas.....	116
6	Vista posterior del cabezal.....	117
7	Vista total del cabezal y motocultor.....	117
8	Medición del torque requerido por el cabezal - "sin carga".....	118
9	Medición del torque requerido por el cabezal - "con carga parcial".....	119
10	Medición de revoluciones al eje principal.....	119
11	Medición de revoluciones del eje de la polea - de la banda transportadora.....	120
12	Comprobación de revoluciones con el estrobosc <u>o</u> pio.....	120
13	Medición de tensión a los resortes.....	121
14	Movilización del equipo al campo.....	122
15	Cultivo a punto de cosecha.....	123
16	Transporte del motocultor al cultivo a punto..	123
17	Primera prueba de campo.....	124
18	Prueba en terreno fangoso.....	124

	Pág. #
19 Segunda prueba de campo.....	125
20 Primera pasada. Calidad del corte.....	126
21 Continuación de la cosecha.....	127
22 Fin de una tarea.....	128
23 Proceso de trillado.....	129



BIBLIOTECA

INTRODUCCION

La agricultura, en pequeña escala, está limitada por no contar con los medios económicos suficientes para poder adquirir equipos que satisfagan sus necesidades para la preparación del suelo y cosecha de sus productos.

Concientes que la mecanización agrícola incide directamente en la producción del campo, a nivel de vida del agricultor, deseamos aportar con este estudio, al presentar una solución sencilla y económica, que a la larga permitirá una mecanización agresiva y a menor costo en los campos ecuatorianos.

Además, este estudio aporta al desarrollo de la tecnología nacional, teniendo en cuenta la disposición de materia prima nacional, sistema de recolección sencillo con mecanismos suficientes de fácil operación y mantenimiento, y que a la vez produzcan reducidas pérdidas durante su operación en campo.

Las segadoras están proyectadas para cortar forrajes distribuidos uniformemente en el terreno. Es además, muy útil para cortar hierbas o malezas altas de los pastizales. Casi todo agricultor tiene la suya.

Una de las primeras segadoras inventadas fue la de "Bailey" en 1822 cuyo mecanismo cortador era una serie de hojas guadañas colocadas horizontalmente en una armazón. Las hojas giratorias eran impulsadas por una rueda motriz izquierda y por una serie de ruedas dentadas. Las guadañas se afilaban automáticamente por una piedra de afilar colocada arriba de ellas.

El principio de trabajo de la cuchilla de movimiento alternativo y guardas fue patentado por "Obed Hurssey" en 1833. El principio que él y "Ciro McCorwick" inventaron separáda -
mentey aún se aplica en las máquinas modernas.

Numerosas referencias bibliográficas se refieren a la forma en que los granos fueron cosechados y trillados a través de la historia. Inicialmente se emplearon las segadoras de mano en Europa y América, hasta que se adaptaron las máquinas tiradas por caballo. La guadaña de mango largo se desarro-
lló a fines del período colonial. La guadaña armada se introdujo entre 1776 y 1880. "Obed Hurssey" patentó una segadora en 1833. "McCorwick" sostiene haber ensayado su primera segadora tirada por caballos en 1831, pero no obtuvo la patente hasta 1834; posteriormente construyó 50 máquinas en 1845 y aproximadamente 800 máquinas en 1848. La Mayoría de los granos y semillas se recolectan actualmente por medio -

de máquinas que cosechan y trillan simultáneamente. Es por ello que se las suele llamar "Combinadas" pero a continuación nos referiremos a ellas simplemente como máquinas cosechadoras.

Y La cosechadora posee básicamente los mismos funcionamientos que la trilladora estacionaria; a excepción del mecanismo alimentador, del expulsor de paja trillada y auto-protección.

A pesar que las cosechadoras se emplean casi exclusivamente para la cosecha de cereales tales como, maíz, soya, arroz, también tienen otro tipo de aplicaciones especiales en cultivos de menor importancia. Pero en este estudio se concentrará todos los esfuerzos sobre cosechas de cereales.

De la cosechadora podemos decir que su desarrollo comenzó - en 1828. "Samuel Lane" patentó una máquina cosechadora combinada en una sola unidad. En realidad el comienzo de la cosechadora para, cosechar, trillar y limpiar al mismo tiempo, ocurre en 1835 cuando "A.Y. Moore" y colaboradores patentan una cosechadora en Kalamazo, Michigan.

Ya en 1854 se cosecharon 250 hectáreas de trigo en el Departamento de Alameda, California, pero recién en 1880 se llegó a una aplicación de este método de cosecha.

de máquinas que cosechan y trillan simultáneamente. Es por ello que se las suele llamar "Combinadas" pero a continuación nos referiremos a ellas simplemente como máquinas cosechadoras.

La cosechadora posee básicamente los mismos funcionamientos que la trilladora estacionaria; a excepción del mecanismo alimentador, del expulsor de paja trillada y auto-protección.

A pesar que las cosechadoras se emplean casi exclusivamente para la cosecha de cereales tales como, maíz, soya, arroz, también tienen otro tipo de aplicaciones especiales en cultivos de menor importancia. Pero en este estudio se concentrará todos los esfuerzos sobre cosechas de cereales.

De la cosechadora podemos decir que su desarrollo comenzó en 1828. "Samuel Lane" patentó una máquina cosechadora combinada en una sola unidad. En realidad el comienzo de la cosechadora para, cosechar, trillar y limpiar al mismo tiempo, ocurre en 1835 cuando "A.Y. Moore" y colaboradores patentan una cosechadora en Kalamazo, Michigan.

Ya en 1854 se cosecharon 250 hectáreas de trigo en el Departamento de Alameda, California, pero recién en 1880 se llegó a una aplicación de este método de cosecha.

Uno de los primeros constructores de cosechadoras tiradas y accionadas por caballos fue el "Stockton Combined Harvester and Agricultural Works" de California. En 1890 se introdujeron las cosechadoras tiradas por tractor de vapor. Algunas de estas máquinas estaban equipadas con plataformas de 13 metros de ancho y cosechaban entre 40 y 50 hectáreas por día.

En 1916 se introdujeron en los Estados Unidos cosechadoras tiradas por tractor con motor a gasolina, a raíz de la falta de mano de obra ocasionada por la primera guerra mundial. La cosechadora automotriz se introdujo comercialmente en - 1938.

CAPITULO I

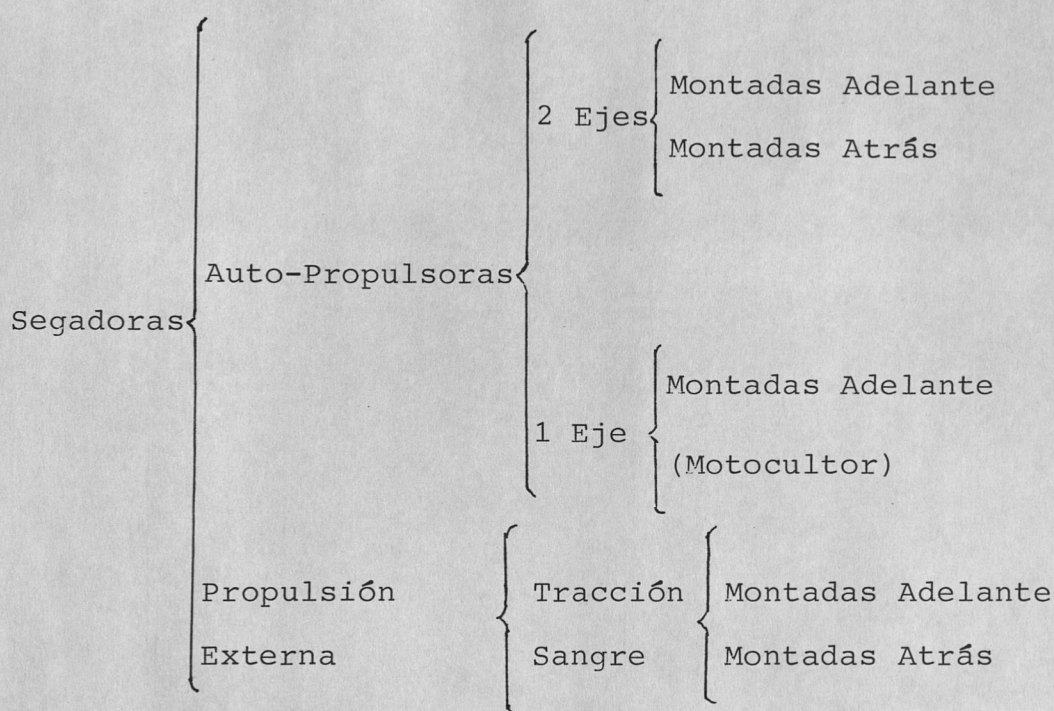
SEGADORAS Y COSECHADORAS

Las segadoras y cosechadoras son equipos agrícolas utilizados en cultivos mecanizados, especialmente hablando de forrajes y cereales y algunas veces también con aplicaciones particulares para cortar malezas altas que se encuentran en terreno de pastizales.

Las cosechadoras en sí constituyen una combinación de elementos mecánicos que tienen como finalidad cortar el cereal, limpiarlo y clasificarlo. Dependiendo del cereal que se trate de cosechar deberá de cambiarse el cabezal de la cosechadora. Existen cabezales para cereales como trigo, avena, cebada, arroz, etc y otros para ser usados en maíz, algodón, hortalizas, caña de azúcar, etc.

En lo referente a segadoras, su uso básico es para forrajes, generalmente las segadoras llevan acoplados sistemas recolectores para almacenar el producto cosechado en forma de fardos o en forma de rollos para su almacenamiento y posteriormente uso de alimentación del ganado.

1.1. CLASIFICACION Y CARACTERISTICAS DE LAS SEGADORAS



1.2. CAPACIDADES

La capacidad de las segadoras varía dependiendo del tipo de fuerza que se le ponga. En las auto propulsadas varía de - 200 RPM a 600 RPM y tiene un peso aproximado de 400 a 600 - libras, el largo del porta-cuchilla de 6 a 7 piés.

1.2.1. SEGADORA DE PROPULSION EXTERNA

Los primeros tipos de segadoras creadas por el hombre fueron de tracción sangre, año 1826 (Polonia). La fi
fura 1-1, muestra una segadora tracción sangre y mon

tadas adelante.

En la figura 1-2, el molinete inclina el grano dentro del mecanismo de corte, mientras que el grano cortado ha tenido que ser removido manualmente por medio de rastrillo, esto sin embargo requirió de un esfuerzo físico considerable, por lo tanto diseños posteriores fueron apuntadas hacia una mecanización más completa para la cosecha de grano.

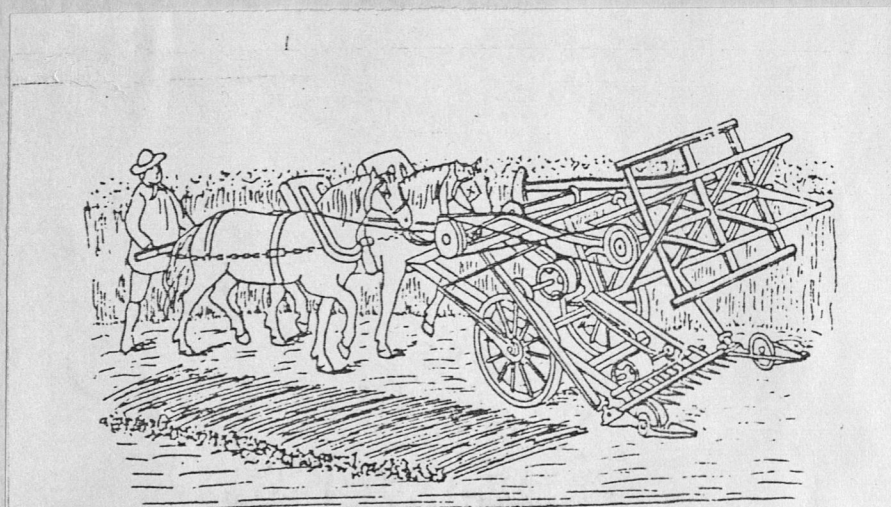


Fig. 1-1 SEGADORA DE MOLINETE (1826 - 1828)

El movimiento del mecanismo de corte y el molinete son transmitidos desde el eje de las ruedas por medio de poleas y bandas de transmisión. Es del tipo tracción sangre montados atrás.

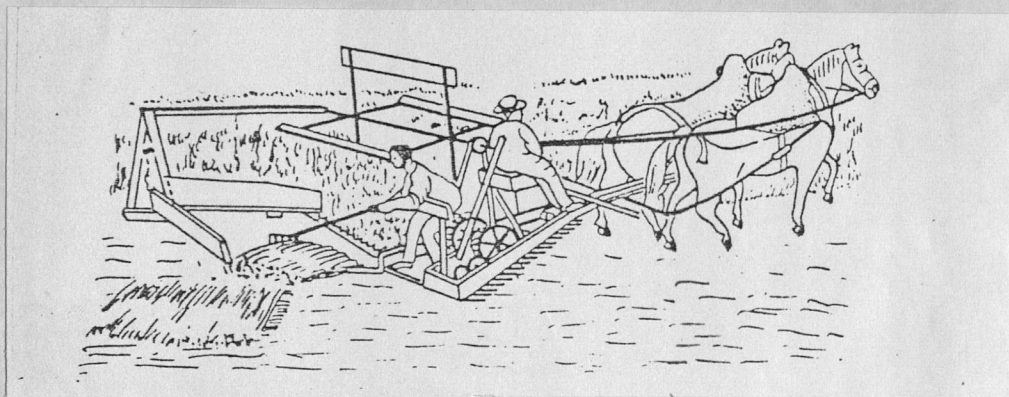


Fig. 1-2 SEGADORA (1838)

En 1868 se inventó una segadora rastrillo la que lleva el grano cortado desde la plataforma hasta el rastrillo. Figura 1-3.

Fue posible obtener cosechas de volúmen considerable y uniforme, capáz de ser rastrillados en montones de casi iguales pesos que pertenece al grupo de los de tracción de sangre montadas atrás.

Simultáneamente con el mejoramiento de los diseños de

las segadoras se desarrolla la construcción de una cosechadora más perfecta es decir una segadora agavilladora.

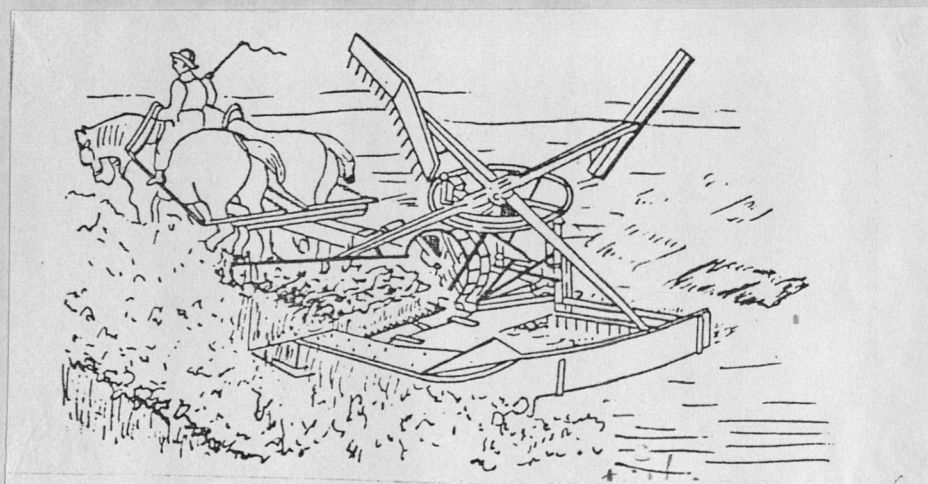


Fig. 1-3 PRIMERA SEGADORA CON RASTRILLO (1868)

La construcción fue iniciada por los Hermanos "Marsch" (1858) y tenía una plataforma, figura 1-4, en la cual un grupo de trabajadores cosechaban manualmente el grano cortado poniendo en montones, tal trabajo fue extremadamente honeroso. Fue solamente 9 años más tarde que un joven americano "Speeby" pudo construir un amarrador de cosechas que con el paso del tiempo fue mejorado y se convirtió en un componente indispensable.

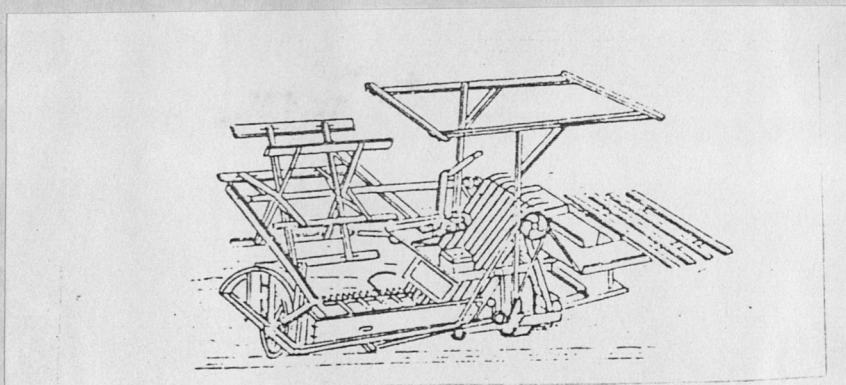


Fig. 1-4 SEGADORA AGAVILLADORA (1858)

1.2.2. SEGADORAS AUTO-PROPULSADAS

Muchas segadoras montan atrás del operador, la barra de tiro del tractor. Figura 1-5. Hay 2 ó 3 puntos de enganche en la barra de tiro y 1 ó 2 ruedas de apoyo en la parte trasera de la segadora. A esta se la llama semi-montada. Otras se montan por completo en el tractor.

Las segadoras montadas son de 2 clases: Las montadas atrás, figura 1-5 y las montadas adelante, figura 1-6 inmediatamente delante de las ruedas traseras y del operador.

En todas las segadoras de barra cortada se extiende hacia la derecha para cortar pastos que no han sido pisoteados.

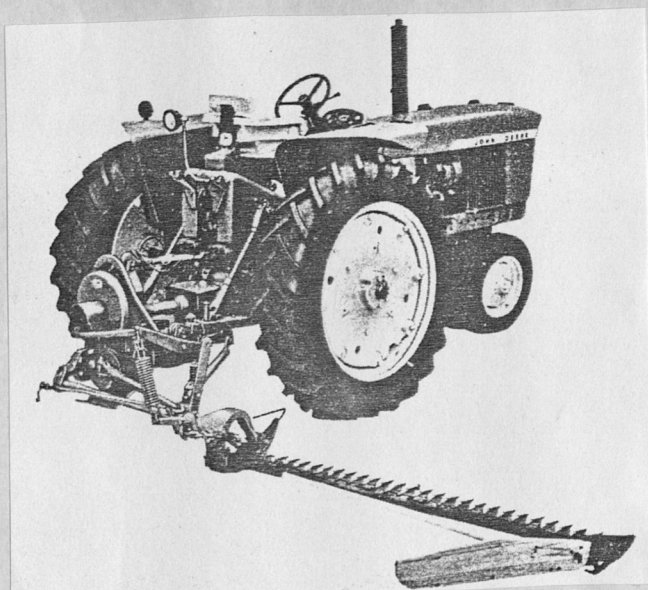


Fig. 1-5 SEGADORA AUTO-PROPULSADA ~~DE~~ MONTADA

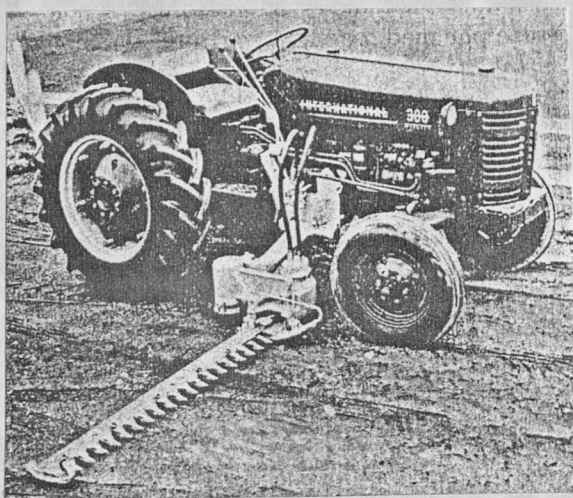


Fig. 1-6 SEGADORA MONTADA ADELANTE OPERADA HIDRAULICAMENTE

La segadora de arrastre, semimontada, figura 1-7, se puede usar en cualquier tractor. Las segadoras montadas atrás y adelante se ajustan solamente a determinado tractor.

Las segadoras montadas adelante son un poco más difíciles para conectar al tractor que las montadas atrás, pero se puede dejar montadas en el tractor y levantarse de su posición de trabajo, para que ^{vno} se interfieran con el arrastre de otras herramientas, conectadas con la barra de tiro como el rastrillo de descarga lateral.

A muchos operadores que les gusta la segadora montada adelante porque es fácil vigilar su trabajo, con lo que al final del día no se lastiman el cuello de tanto voltear. Pero con la de arrastre o montadas atrás hay más oportunidad para ver los obstáculos antes de que llegue la barra de corte. Deberán tomarse en consideración estos factores cuando se elija una segadora.

Las barras de corte de las segadoras generalmente se mueven por medios mecánicos, pero algunos usan un motor hidráulico. Generalmente la mayor parte de las -

segadoras usan aplicación humana para mover la cuchilla en la barra de corte. Existe un fabricante que la ha sustituido por una tira flexible.

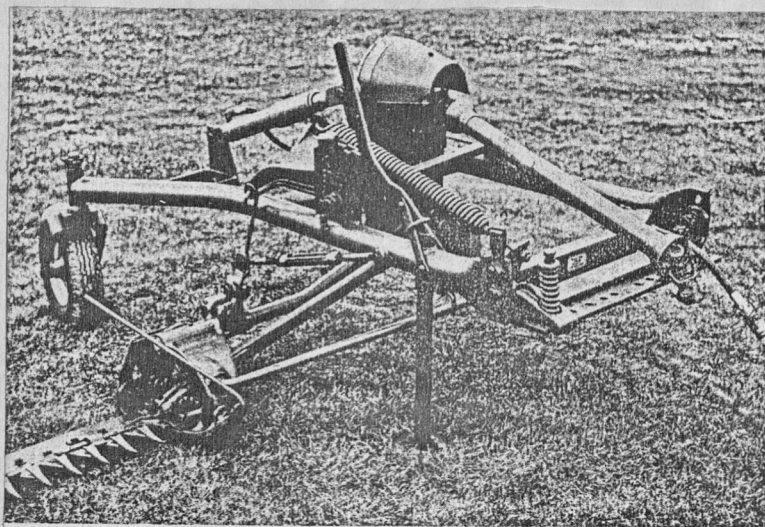


Fig.1-7- SEGADORA SEMI-MONTADA MOSTRANDO EL METODO DE SOPORTARLA, EL ENGANCHE DE MUELLE, LA BARRA DE TIRO Y EL BASTIDOR TUBULAR.

El motocultor ha sido desarrollado en el Departamento de Ingeniería Agrícola del Instituto Internacional de Investigaciones del Arroz. (Filipinas).

Fue desarrollada para llenar las necesidades de la preparación de la tierra con un método más rápido y eficiente con una máquina de fácil operación y conveniente para su servicio y mantenimiento, confecciona-

do con materiales disponibles en todas partes con cadenas, rodamientos, etc. Puede usar motores a diesel gasolina o kerosene.

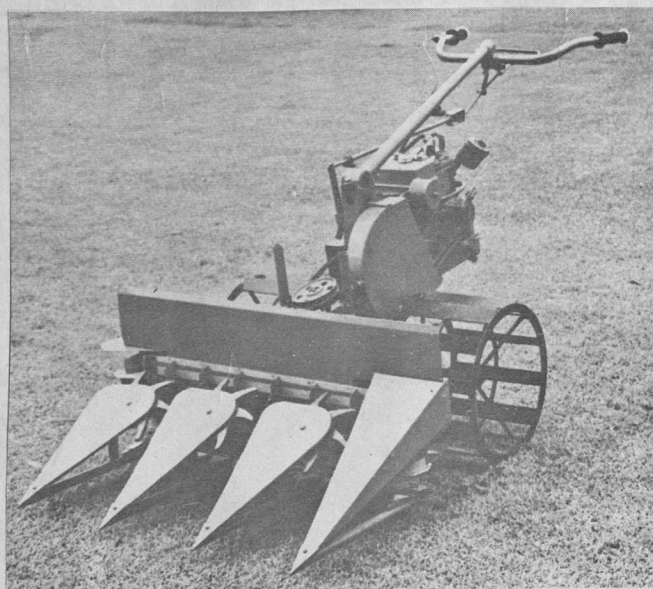


Fig. 1-8 MOTOCULTOR MONTADO ADELANTE

1.3. CLASIFICACION Y CARACTERISTICAS DE LAS COSECHADORAS

Las cosechadoras se clasifican de acuerdo a la forma en que reciben la potencia de accionamiento.

I. Cosechadoras de arrastre accionada por la toma de fuerza del tractor. Este es el sistema más común de accio-

namiento para cosechadora de arrastre. Figura 1-9.

II. Cosechadora de arrastre accionada por motor auxiliar.

Dada la elevada potencia de los tractores que se construyen actualmente, esta cosechadora ya casi no se emplea.

III. Cosechadora automotriz, un mismo motor accionada los mecanismos de la cosechadora, así como la transmisión de sus ruedas delanteras. Esta máquina va reemplazando paulatinamente a las descritas anteriormente, especialmente en el caso de las máquinas de gran capacidad. Figura 1-10.

1.3.1. VENTAJAS DE LA COSECHADORA AUTOMOTRIZ SOBRE LA DE ARRASTRE

- a) Menores pérdidas de granos cuando se inicia la cosecha de un campo rodeado por cerca u otros cultivos.
- b) Mejor maniobrabilidad.
- c) Mejor control y visibilidad del operador. Las cosechadoras modernas están generalmente equipadas -

con dirección hidráulica.

Entre las desventajas tenemos, el costo de la cosechadora automotriz es considerablemente mayor, además existe menos accesibilidad a los distintos componentes para efectuar reparaciones y ajustes.

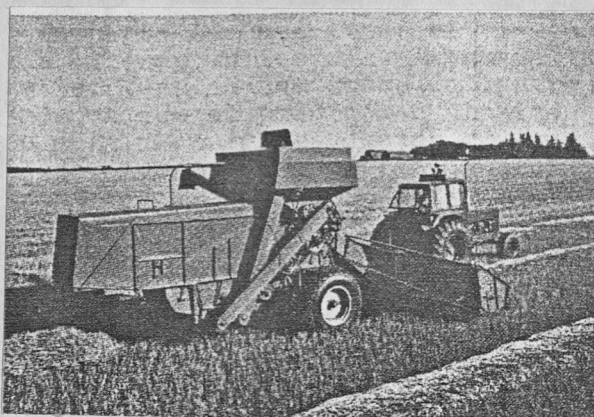


Fig. 1-9 COSECHADORA DE GRAN CAPACIDAD COSECHANDO MATERIAL HILERADO.

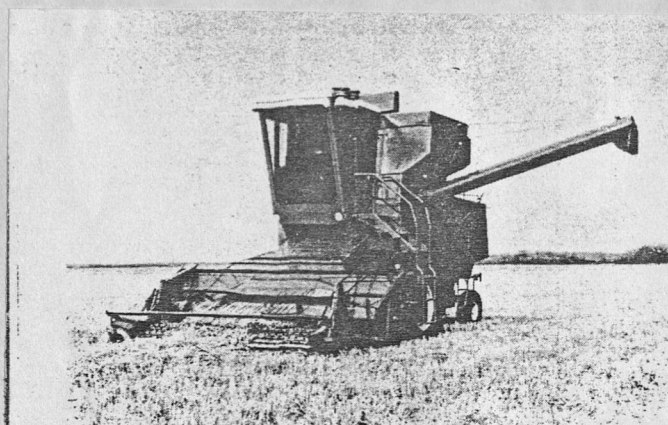


Fig. 1-10 COSECHADORA AUTOMOTRIZ PARA TERRENOS PLANOS.

1.4. CLASIFICACION DE LAS COSECHADORAS EN BASE AL TIPO DE CULTIVO O EL TIPO DE TERRENO PARA EL QUE FUERON DISEÑADAS.

- I. De las cosechadoras para laderas, existen tanto el modelo automotriz como el de arrastre. Figura 1-11. El diseño de las cosechadoras para laderas, permite que el cilindro y el sistema de limpieza, permanezcan nivelados mientras que la plataforma se mantiene paralela al terreno.

Progresos recientes en sistemas hidráulicos, han permitido construir cosechadoras para laderas, más eficientes y fáciles de manejar, tal es el caso de las máquinas con nivelación longitudinal y transversal automática, por medio de un péndulo que acciona las válvulas del sistema hidráulico.

- II. Las cosechadoras para arroz poseen sistema de tracción especial, para operar en terrenos pantanosos.

1.4.1. PESO

El peso de las cosechadoras varía considerablemente, de acuerdo a sus características, pudiendo alcanzar 1.400 kgrs. en las más pequeñas, y 4.000 kgrs para -

una cosechadora típica automotriz con un ancho de corte de 3,6 metros.

1.4.2. POTENCIA

Una cosechadora automotriz de 3,6 metros requiere una potencia de 60 HP aproximadamente en el motor. Un tractor con una potencia de 30 HP en el motor, puede arrastrar y accionar una cosechadora de 1,5 metros de corte, o bien, se puede emplear un motor auxiliar de 30 HP para accionar una cosechadora de 1,8 metros de corte. (de arrastre).

1.4.3. CAPACIDAD

La capacidad de una cosechadora depende de numerosos factores, tales como el tipo de las condiciones de cultivo a cosechar, la topografía del terreno, el contenido de humedad del cultivo, etc.

Bajo condiciones favorables un hombre con una cosechadora automotriz de 4,2 metros de corte, puede cosechar fácilmente de 10 a 15 hectáreas de trigo por día.

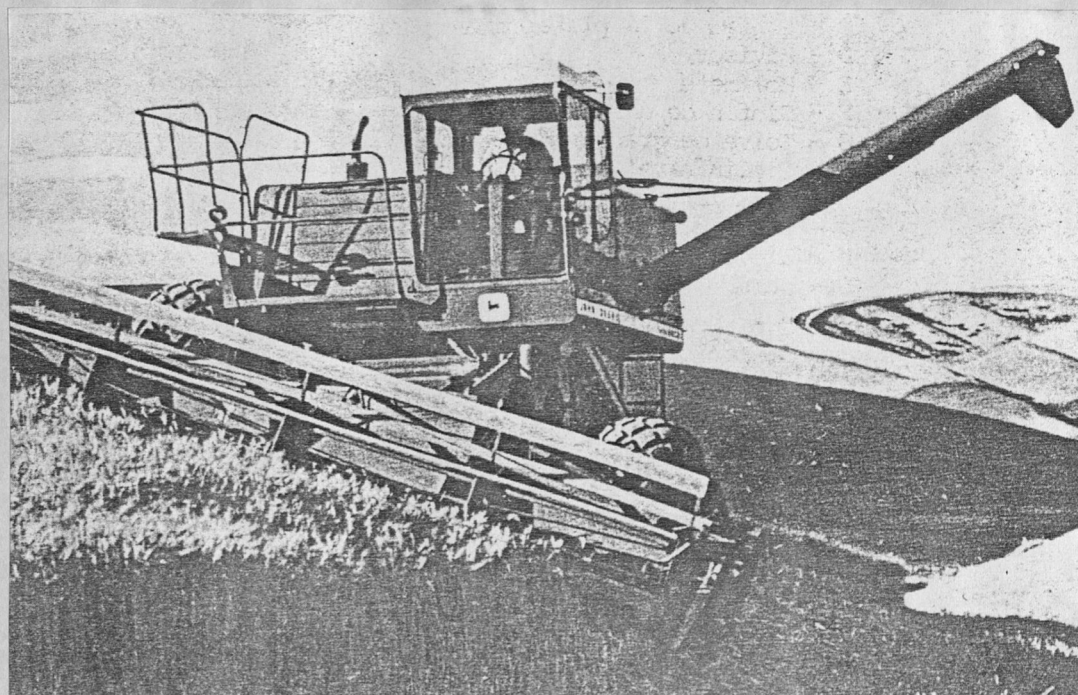


Fig.1-11 COSECHADORA DE LADERAS

Componentes externos de la cosechadora. Figura 1-12.

- A Barra de corte
- B Barras alimentadoras retráctiles
- C Sin fin de la plataforma
- D Divisor
- E Molinete
- F Sin fin de descarga
- G Tolva de grano
- H Sin fin nivelador de grano
- I Distribuidor de paja



- J Elevador de residuos
 K Elevador de grano limpio
 L Barra de ajuste del molinete

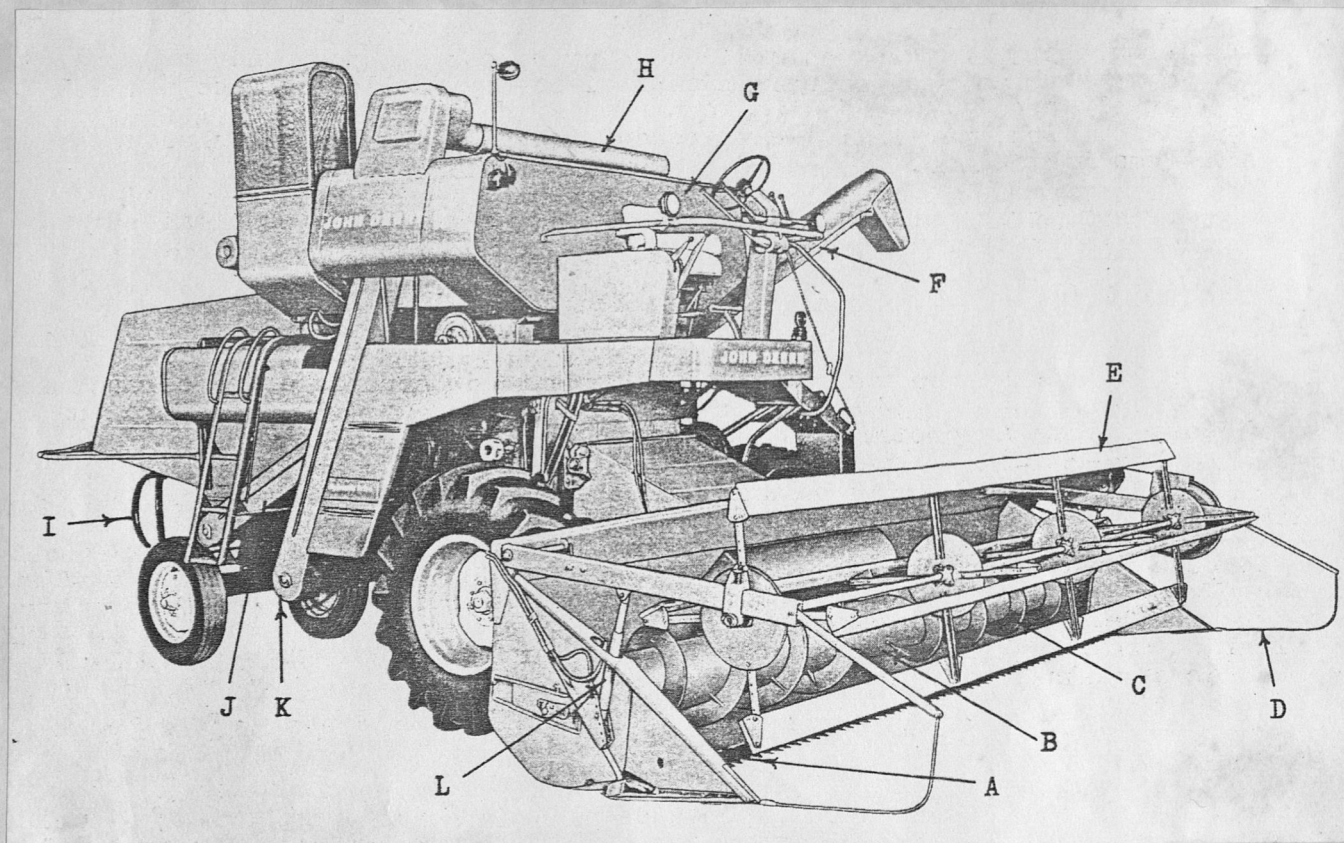


Fig. 1-12 COMPONENTES EXTERNOS DE LA COSECHADORA

Componentes internos de la cosechadora. Figura 1-13.

- 1 Molinete
- 2 Barra de corte
- 3 Sin fin de la plataforma
- 4 Transportador alimentador

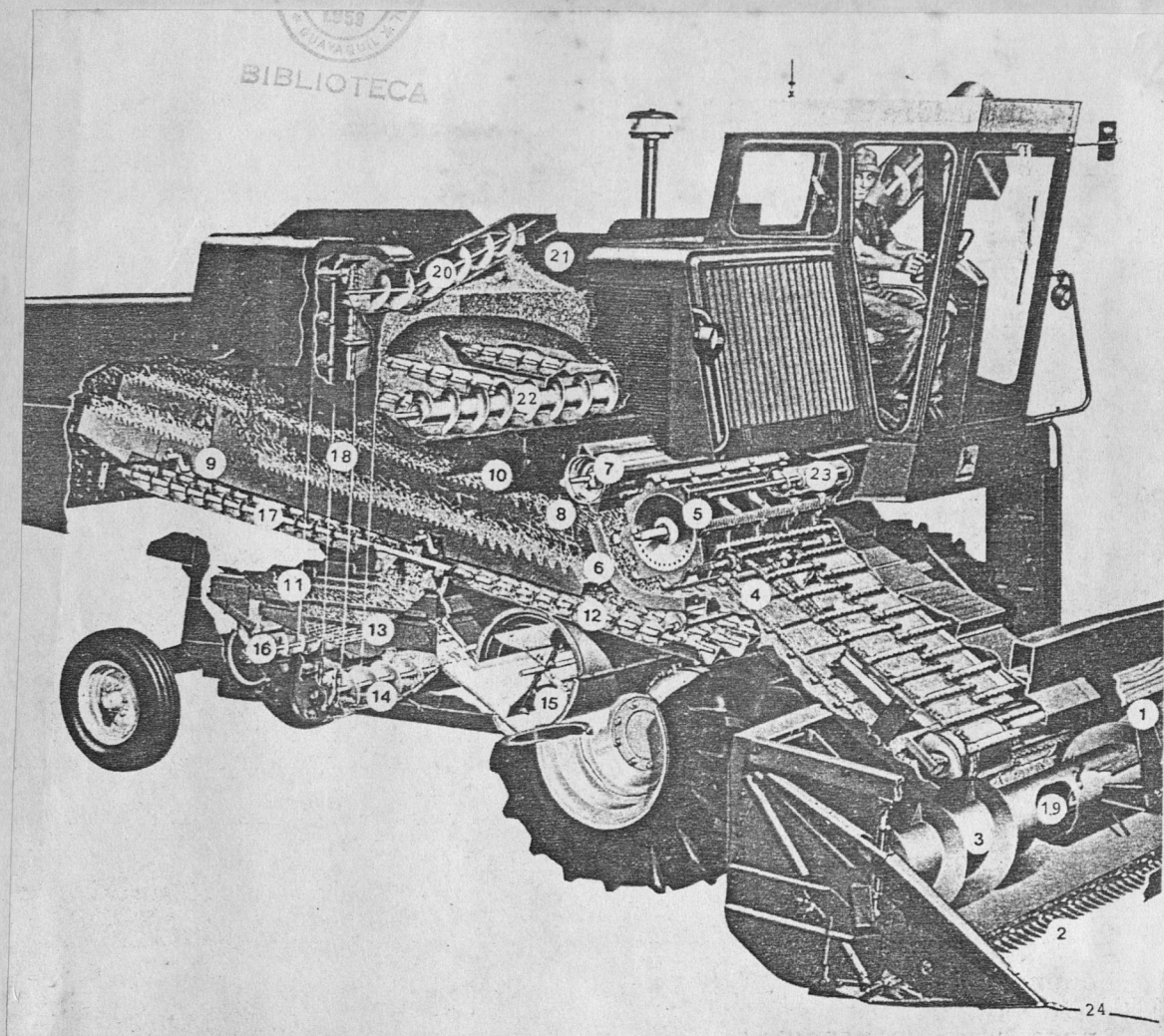


Fig. 1-13 COMPONENTES INTERNOS DE LA COSECHADORA

- 5 Cilindro trillador
- 6 Cóncavos
- 7 Batidor
- 8 Extensión del cóncavo
- 9 Saca pajas

- 10 Diafragma para paja
- 11 Sarandón
- 12 Bandeja de granos
- 13 Caja de zarandas
- 14 Sin fin de grano limpio
- 15 Ventilador
- 16 Sin fin de residuos
- 17 Retorno del grano
- 18 Elevador del grano limpio
- 19 Barra alimentadora retráctiles
- 20 Sin fin liberador del grano
- 21 Tolva de grano
- 22 Sin fin de descarga
- 23 Sin fin distribuidor de residuos
- 24 Divisor

CAPITULO II

ANALISIS DE MERCADO

2.1. PERSPECTIVAS DEL MERCADO DE LA COSECHADORA

De conocimiento general, es que nuestro país realiza todos los esfuerzos por salir del sub-desarrollo, etapa esta que requiere de mística y colaboración general.

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 requerimientos del desarrollo agrícola en que estamos empeñados.

Según la tabla # 1, podemos comparar el rendimiento de un hombre utilizando instrumentos diferentes para cortar 0,4 hectáreas de trigo.

En el año 1829 se demora 14 horas utilizando el hoz mientras que en el año 1984, con cosechadoras de 4,2 metros de ancho lo realiza en 30 minutos; así mismo podemos analizar las diferentes actividades, como el atado a mano, trillado con martillo, limpieza del grano, etc.

Vemos claramente la diferencia de tiempo y la necesidad de mecanizar el cultivo de la tierra.

En la tabla # 2 se puede observar que la producción de arroz presenta un incremento que va del año 1964 en que la producción de arroz en cáscara fue de 239.990 toneladas, y en 1980 380.494 toneladas, es decir un aumento del orden del 59% con respecto al año 1964.

También se puede observar, que la producción de arroz pilado aumentó en 16 años en un 67%, mientras que el consumo - llegó al 115%.

Se puede notar en el mismo cuadro que el aumento de las hectáreas de las superficies sembradas y superficies cosechadas, no ha sido significativo, encontrándose un aumento de 27% en superficies sembradas y 19% en superficies cosechadas, esto relacionado al 115% de aumento en el consumo, indica que la producción no crece acorde a las necesidades.

Según la tabla # 3, se puede detectar que un gran porcentaje de agricultores no utilizan maquinaria agrícola para la boreo de la tierra, pudiendo encontrarse en esta condición regiones de cultivo que van desde 0 a 5 hectáreas y de 5 a 20 hectáreas en su mayoría, que lo podemos apreciar en la -

tabla # 4 .

Podemos así mismo darnos cuenta, que las perspectivas del mercado para producir maquinarias agrícolas para los pequeños y medianos agricultores, es promisoria, por cuanto existe alto porcentaje de agricultores que no utilizan maquinaria y más aún la producción no marcha acorde a las necesidades de consumo.

2.2. DEMANDA DE LAS COSECHADORAS EN EL PAIS

Después de haber analizado la importancia de mecanizar nuestra agricultura, analizaremos nuestros principales proveedores de maquinarias agrícolas, EE.UU., Italia, Alemania Federal, Brasil, ver figuras 2-1, 2-2, 2-3 y 2-4. En la figura 2-5, vemos que Alemania Federal con 235 cosechadoras es nuestro principal proveedor durante el período 1979 a 1984, luego en el orden descente Italia con 171 cosechadoras, sigue EE.UU. con 144 y nuestro menor proveedor Brasil con 102 cosechadoras.

Existen algunos países como España, Japón, Bélgica, Dinamarca, Francia, etc, que suman un pequeño porcentaje.

En la figura 2-6, vemos que la importancia de maquinarias a

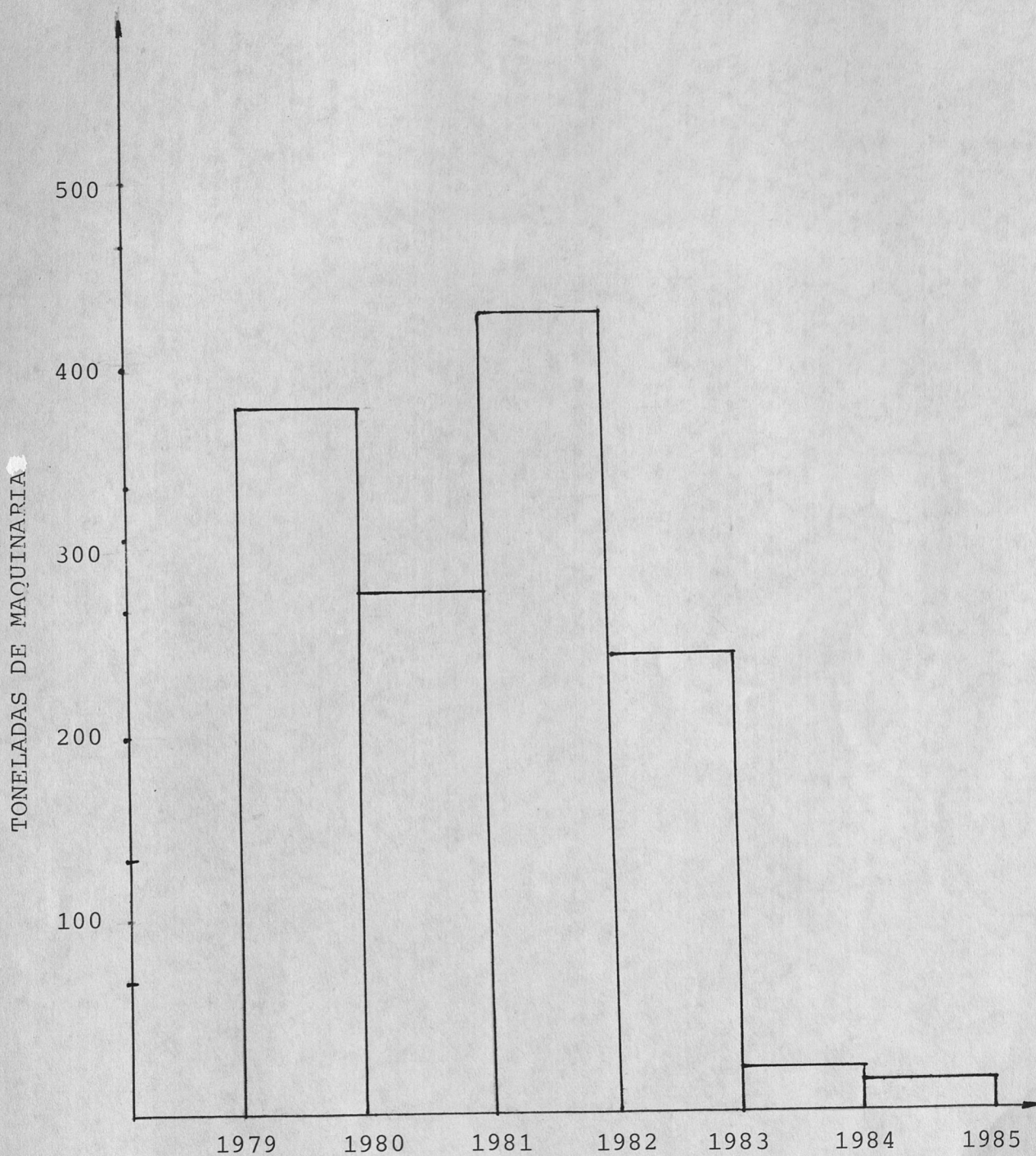
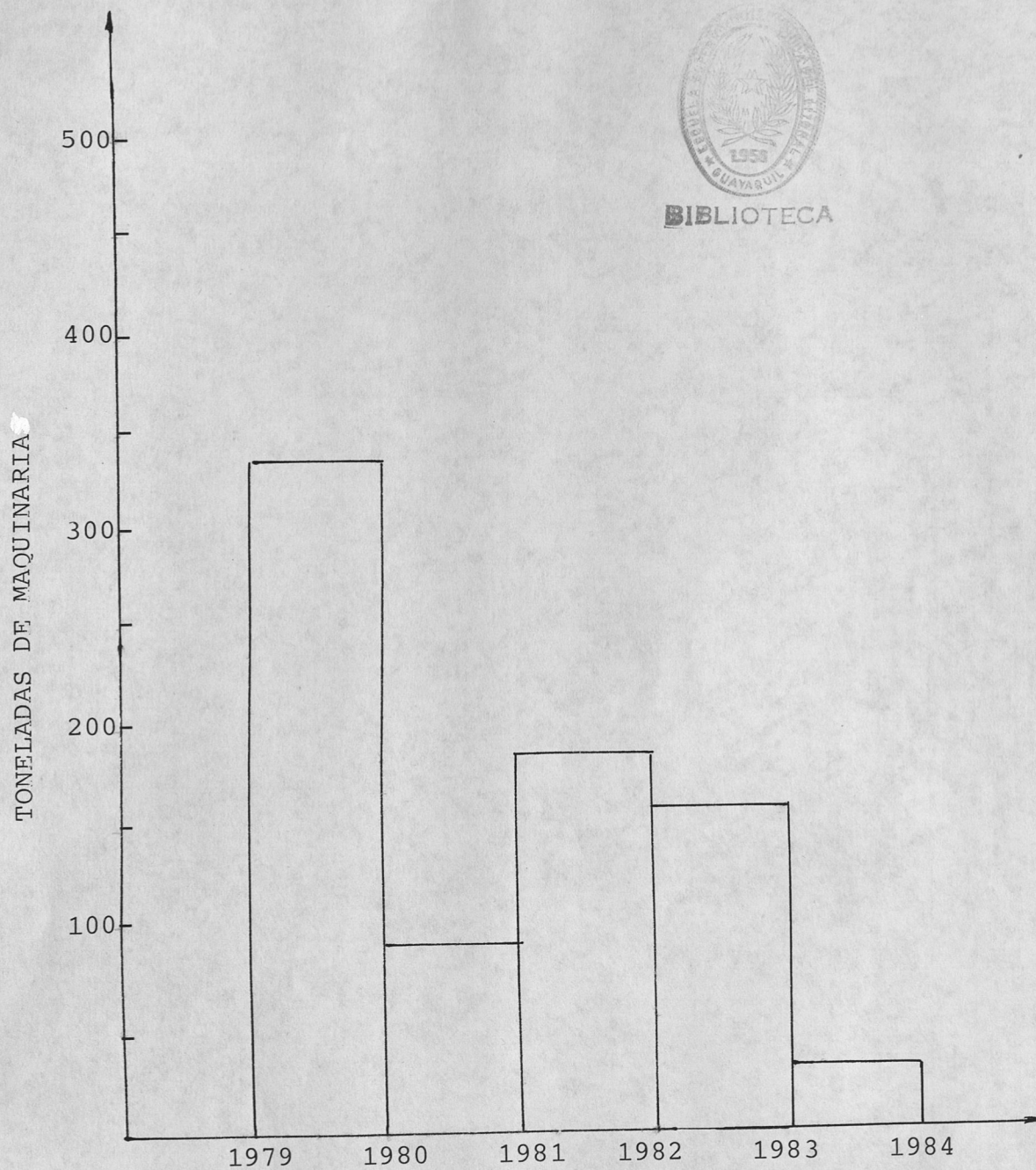


Fig.2-1 DISTRIBUCION DE IMPORTACION DE LOS EE. UU.



.Fig.2-2 DISTRIBUCION DE IMPORTACION DE ITALIA

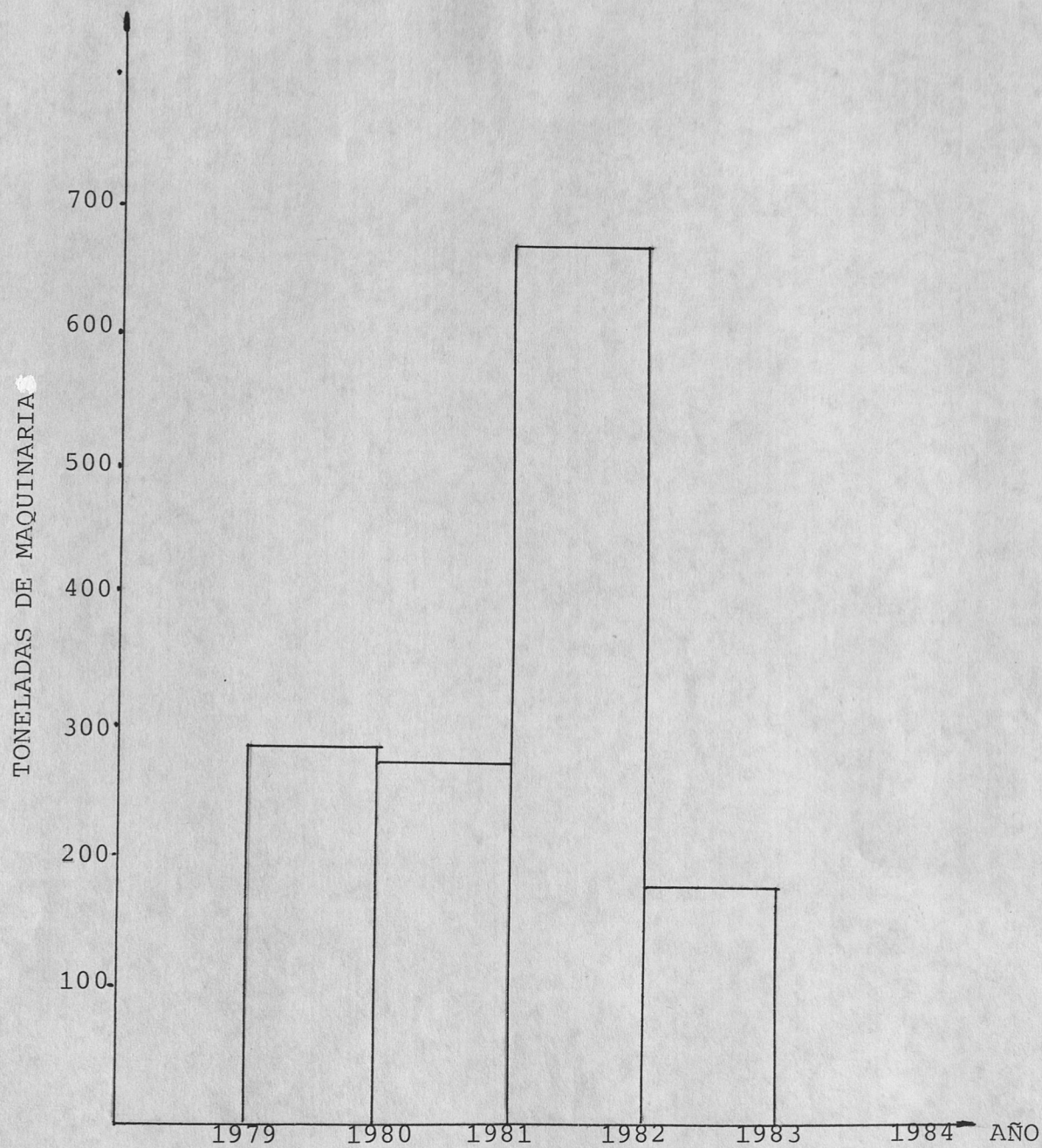


Fig.2-3 DISTRIBUCION DE IMPORTACION DE ALEMANIA FEDERAL.

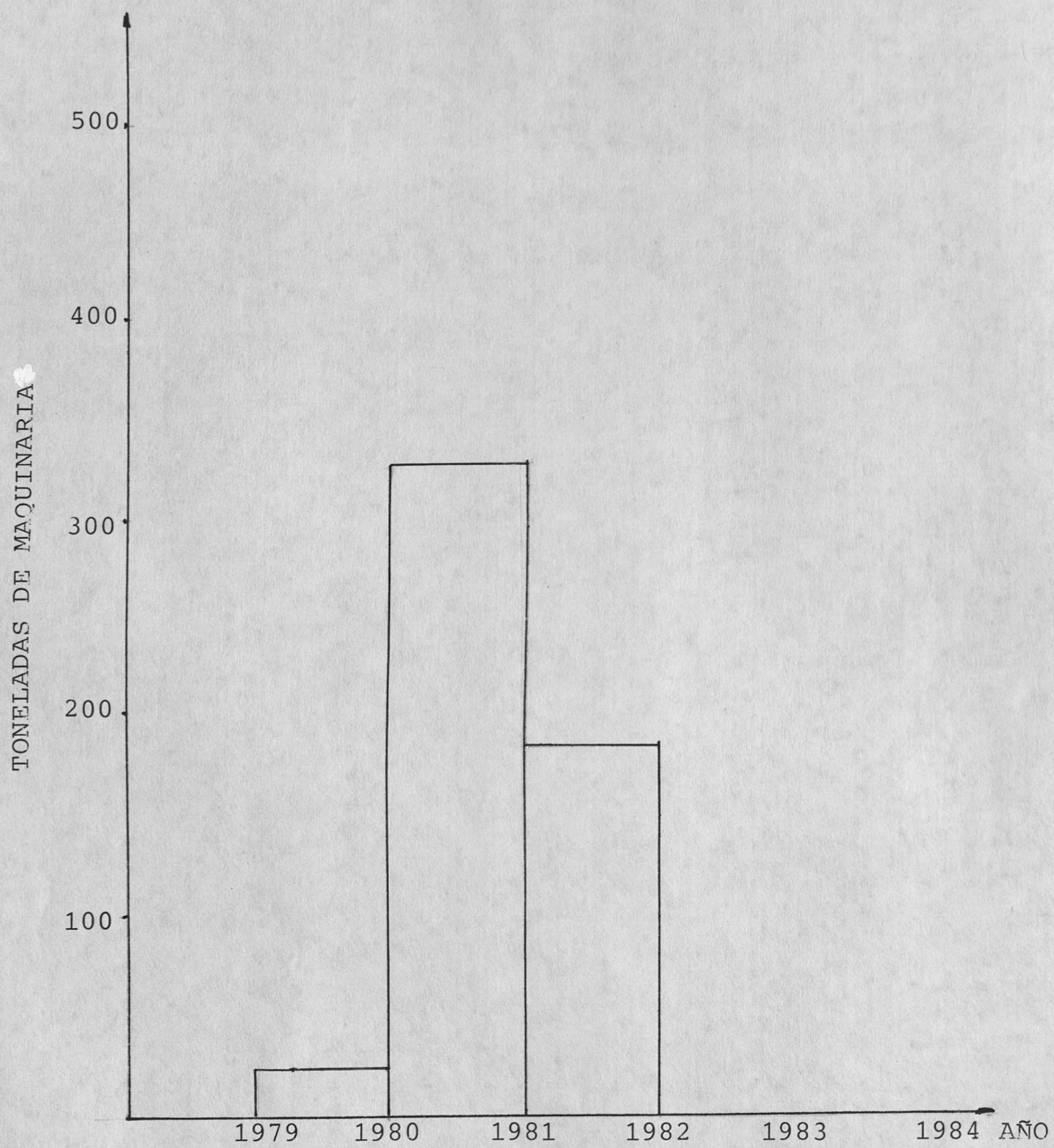


Fig. 2-4 DISTRIBUCION DE IMPORTACION DEL BRASIL.

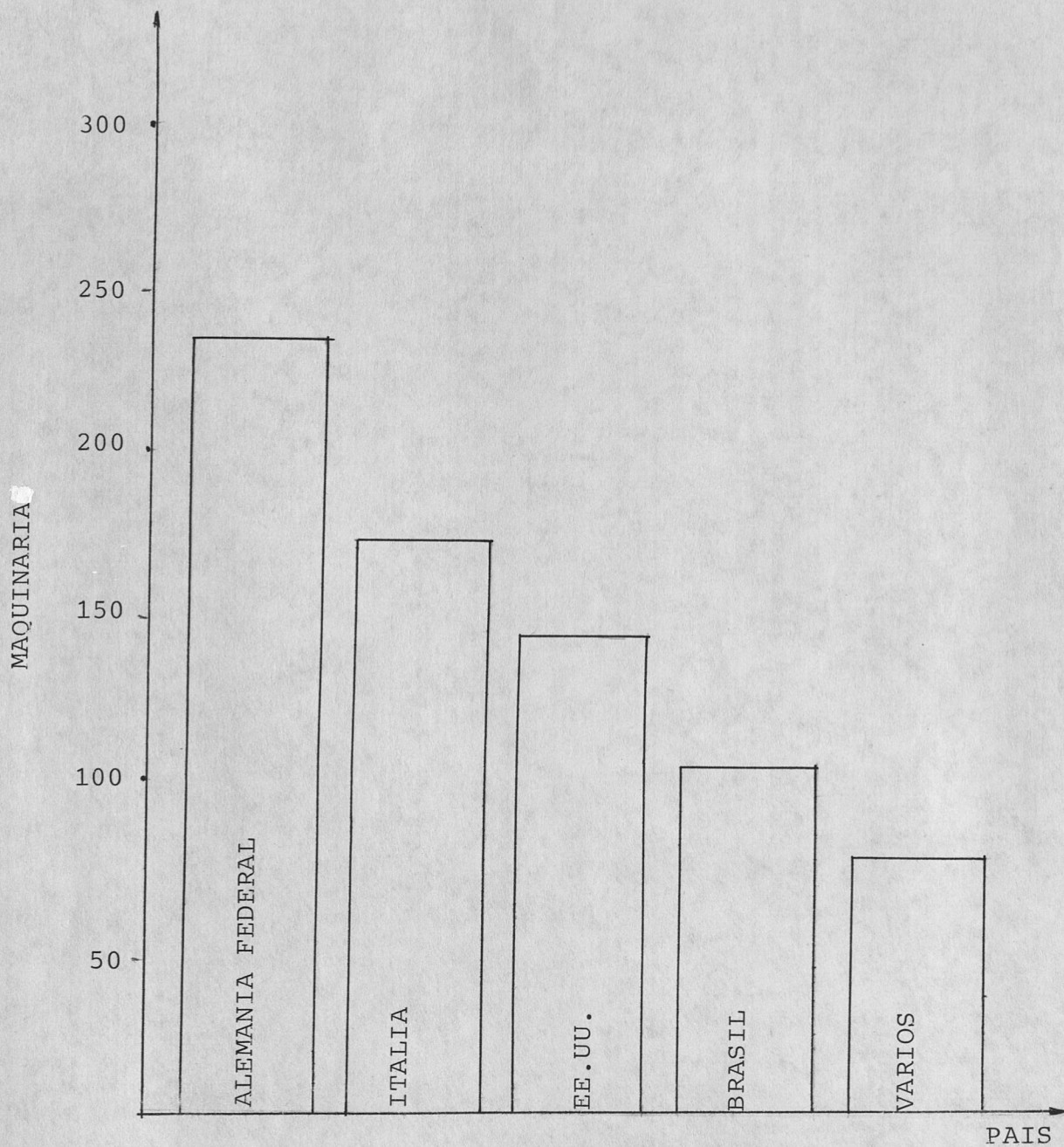


Fig.2-5 CUADRO COMPARATIVO DE LA CANTIDAD DE MAQUINARIAS IMPORTADAS DE LOS DIFERENTES PAISES EN EL PERIODO 79-84.

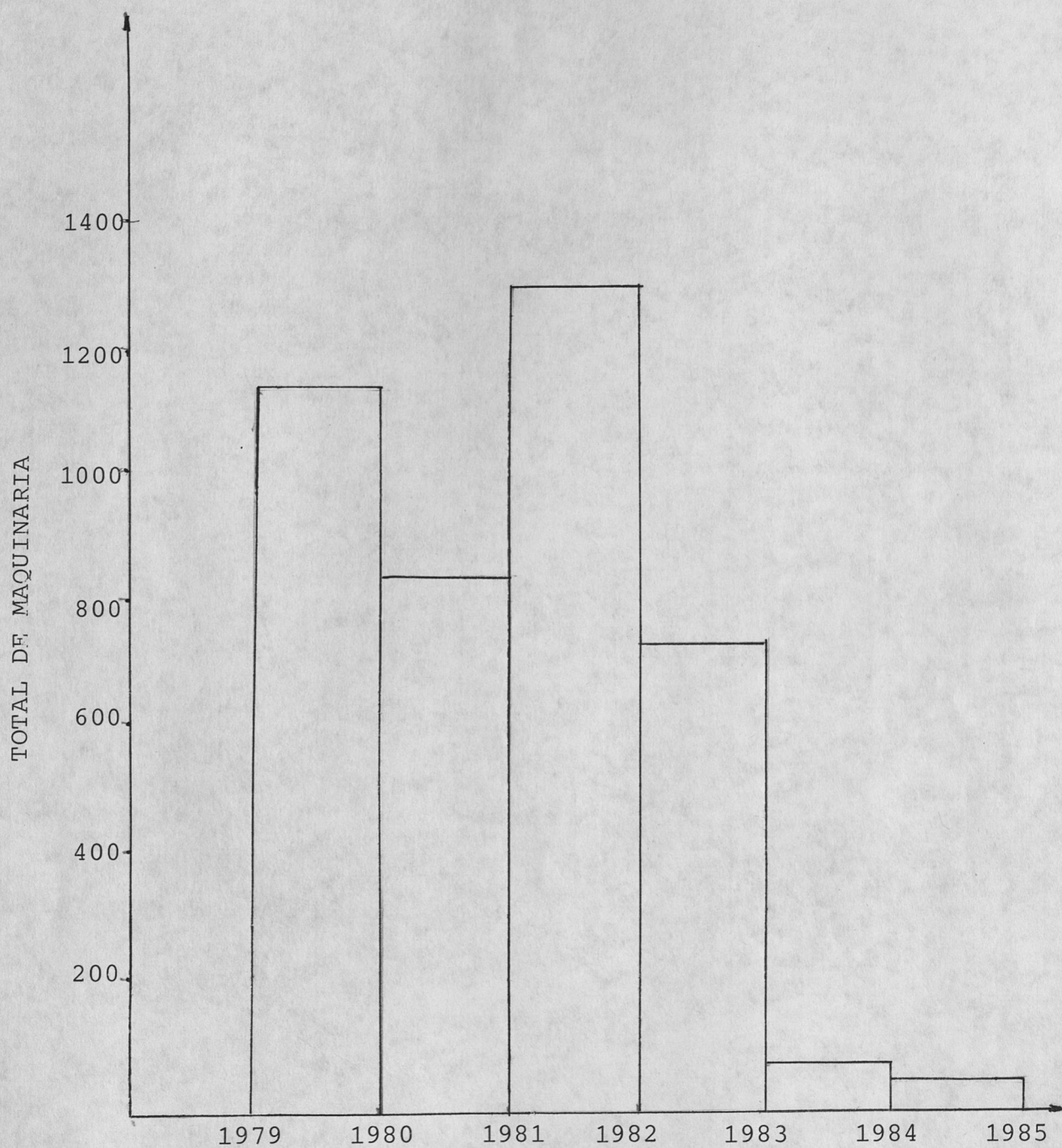


Fig.2-6 CUADRO COMPARATIVO DE IMPORTACION DE SEGADORAS Y CO SECHADORAS AL ECUADOR EN EL PERIODO 79-84.

grícolas (cosechadoras), en el período 1983 a 1984, sufre una caída que hace pensar sobre nuestro propósito de construir equipos que satisfagan esta demanda, no satisfecha. Este fenómeno se debe a la Regulación # 1192 de la Junta Monetaria, por la cual se pasa a las cosechadoras de la Lista 1 a la Lista 2.

Podemos pensar bien en comenzar a construir maquinaria nacional agrícola barata y de buena calidad.

2.3. CARACTERISTICAS A CONSIDERAR PARA SU PRODUCCION

2.3.1. CARACTERISTICAS

IMPORTANCIA

Tipo de cosechadora. Autotratriz o de Arrastre.	Depende del tamaño de la cosechadora que se necesite, el tamaño del tractor disponible y la preferencia del operador.
---	---

Fuente de Potencia. Toma de fuerza o motor auxiliar.	Depende del tamaño del tractor y de la cosechadora.
--	---

Tipo de cosechadora. Te	Topografía del terreno don
-------------------------	----------------------------

terreno plano o laderas	de se usará la cosechadora
Tipo de cultivo. Granos finos arroz, maíz.	Depende del tipo de tracción y plataforma necesaria, plataforma común, plataforma para maíz, recolector, etc. La cosechadora para arroz puede requerir de tracción especial.
Tamaño de la cosechadora Número de surcos, ancho de la plataforma.	Depende del tamaño del área a cosechar. El número de surcos (2,4,5,6) normal es igual al número de surcos de la sembradora empleada.
Tamaño y tipo de llantas Llantas de uso agrícola Llantas para arroz. Tracción en las cuatro ruedas	Depende de las condiciones del terreno a transitar.
Tipo del tamaño del motor, diesel, gasolina <u>nú</u>	Tamaño de la cosechadora y preferencia del operador.

mero de cilindros.

Sistema de manejo de gr Depende de la existencia de
no. Tamaño de la tolva equipos auxiliares neces-
y método de descarga, em rios. El sistema de tolva
bolsado. requiere de obra pero más
equipo.

Componentes de la cose - Requerimiento de potencia,
chadora. Tipo de cilin- rotura de granos, menteni-
dro (barras o dientes) miento, ajuste, rotura en
velocidad tangencial (m/ caso de obstáculos, etc.
s).

Alimentador del cilindro Cosecha en presencia de -
tornillo sin fin, lonas, hierbas u otro material -
transportador de barras. verde. Vida útil, mantenini
miento preferencial del o-
perador.

Dirección de potencia. Fatiga del operador y calidi
dad del trabajo.

Método para variar la ve- Pérdidas de grano, porcen-
locidad del cilindro. Fá taje de grano quebrado y -

cil o difícil sobre la marcha. requerimiento de potencia.

Control de altura de la plataforma: mecánico o hidráulico. Facilidad de operación.

Control de la velocidad avance, variador de velocidad contínuo, relaciones de transmisión - fijas. Eficiencia de campo, requerimientos de potencia, pérdidas de granos, atascamientos, etc.

Facilidad de ajuste para: Corriente de aire, cóncavos, cajón de zarandas. Calidad de limpieza, rotura de grano, pérdida de granos y eficiencia de campo.

Facilidad de limpieza de la máquina. Cambio de un campo a otro.

Cabina para el operador. Condiciones para el operador. preferencia del comprador.

Costo de la máquina.	Varía con el modelo, tamaño y otras características.
Disponibilidad de repuestos.	Depende de la ubicación del vendedor y la magnitud de su empresa.
Transporte de la cosechadora.	Remolque o auto-transporte Se debe considerar la forma de transportar la plataforma.

2.3.1. FUNCIONES BASICAS DE LA COSECHADORA.

El funcionamiento y construcción de la cosechadora se puede entender mejor analizando separadamente la función de los distintos componentes.

1. Corte del cultivo en pié.
2. Alimentación del material cortado a la unidad trilladora.
3. Separación del grano de las espigas. (trilla).
4. Separación del grano de la paja y la granza.
5. Limpieza del grano trillado.
6. Almacenamiento del grano trillado para su posterior descarga de la máquina.

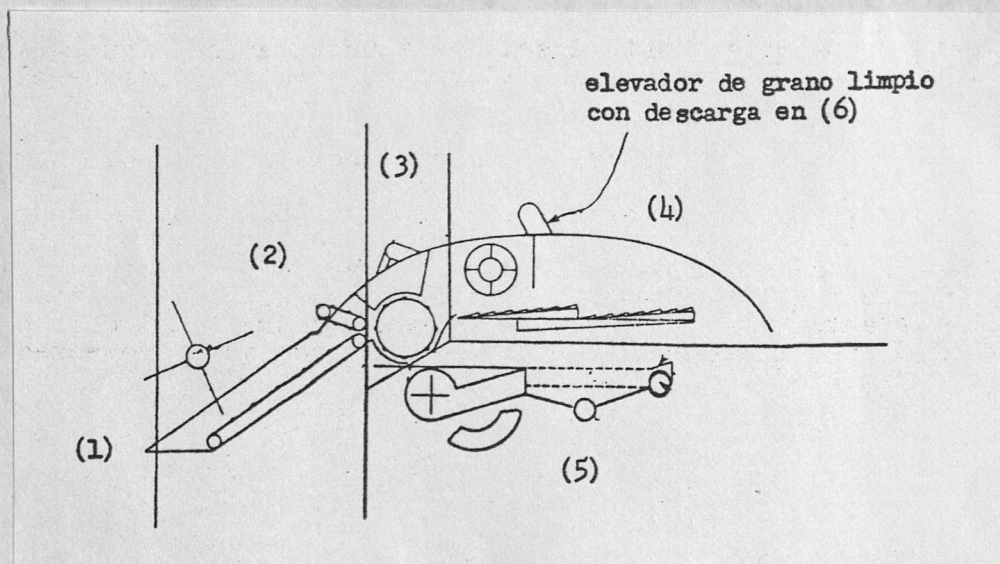


Fig.2-7 SECCION TRANSVERSAL ESQUEMATICA DE UNA COSE-
CHADORA MOSTRANDO LAS 6 OPERACIONES BASICAS.

CAPITULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CABEZAL SEGADOR



3.1. ESPECIFICACIONES TECNICAS A CONSIDERAR

3.1.1. Potencia

Los requerimientos de potencia guardan relación con las condiciones de trabajo de la máquina, esto significa el tipo de cultivo para la cual va a ser usada, así, a una mayor acción de corte se requerirá mayor potencia.

La potencia de la maquinaria también está comprometida con el peso, zonas de corte, velocidades de trabajo, etc. En la determinación de potencia se debe tener puesto un ojo en los costos, ya que una elevación excesiva nos conduciría a una máquina de reducidas posibilidades en la comercialización por lo que se recomienda llegar a un compromiso entre potencia útil y costos.

En la figura 3-1, se puede ver que uno de los menores consumos de energía se deben a la acción del

corde.

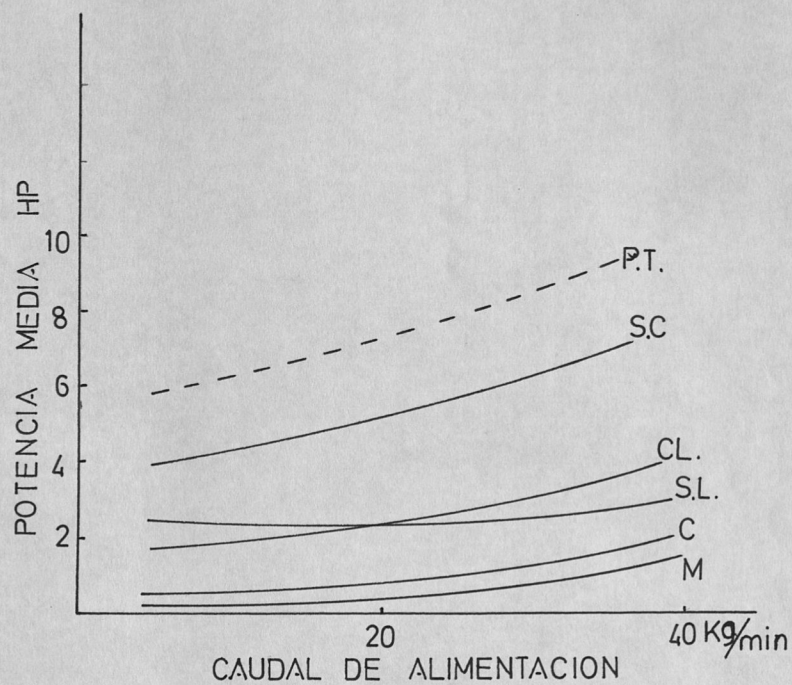


Fig.3-1 DISTRIBUCION DE POTENCIA PARA UNA MAQUINA COSECHADORA DE ARROZ.

- P.T. Potencia Total
- S.C. Suma de componentes
- C L. Cilindro trillador
- S.L. Separación y limpieza
- C . Barra de corte
- M . Molinete

3.1.2. 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 del 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 rapidéz que cualquiera de los otros puntos mencionados, dado que el producto es muy abrasivo, añadiéndose a esto la acción del trabajo que es por fricción e impacto, con lo cual se ahonda el problema.

Por consiguiente el material a usar, deberá tener cierta dureza que resista al desgaste e impacto, y

así prolongar la vida de la máquina.

3.1.3. 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 los 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 prolonga su vida útil, este costo inicial se distribuirá por un mayor número de años. Además si se las produce en serie disminuirá su costo.

3.1.4. Cargas Mecánicas

Las cargas mecánicas dan al diseño la pauta, sobre la forma y dimensiones de los diferentes elementos

debido a que cada uno transmite una fuerza, sin embargo, dependiendo de la forma que tenga el diseño, esta fuerza puede llegar a ser muy grande o pequeña, prefiriéndose siempre que cada elemento transmita la fuerza más baja posible, para así obtener un menor dimensionamiento y el uso de materiales más livianos y económicos.

3.1.5. Material

El material usado influye también sobre la forma del diseño, en razón de que generalmente se diseña en base a resistencia del material, considerando la dureza, fricción, corrosión, etc.

3.1.6. Tamaño y Peso

El tamaño y peso van a influenciar notoriamente en la forma del diseño de la máquina segadora, 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.

3.1.7. Productos existentes

La segadora está compuesta de elementos de fácil - construcción, y en cualquier taller, se puede construir a partir de materiales nacionales los diferentes elementos constitutivos partiendo de los diseños propuestos. otras se pueden adquirir en base de catálogos, así pues, rodamientos, bandas, pernos, - etc. que son de fácil obtención en ferreterías con lo que ahorra gran tiempo para el diseño de forma.

3.1.8. 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 de -

sea elevar el costo de la máquina.

3.2. SELECCION DEL TIPO DE SEGADOR A DISEÑAR

3.2.1. Rasgos

- | | |
|---------------------------------|---|
| -ALta capacidad | -2 hectáreas por día. |
| -Bajo requerimiento de poder. | -Motor 3 HP |
| -Bajo requerimiento de trabajo. | -1 a 2 hombres para manejar, recoger y cosechar. |
| -Facilidad de operación. | -Simplicidad del diseño reduce el problema de manejo y mantenimiento. |
| -Altamente móvil. | -Puede ser operado y cargado con facilidad. |

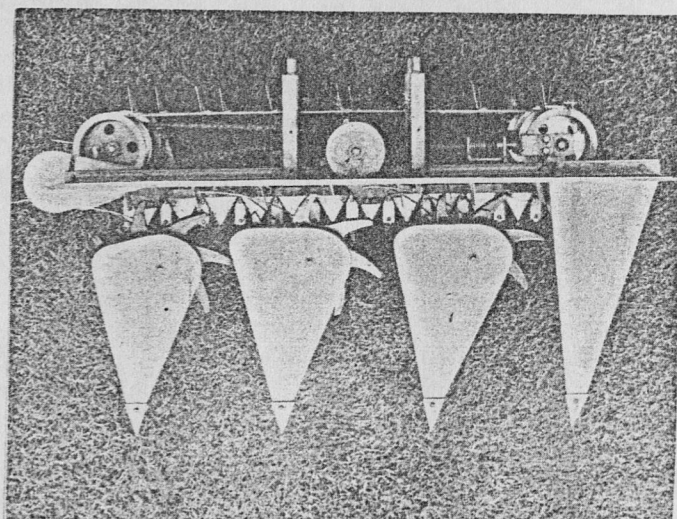


Fig.3-2 CABEZAL SEGADOR

3.3. CODIFICACION DE SUS PARTES

Observando los planos nos podemos dar cuenta que los números encerrados en círculos representan repuestos a adquirir en el mercado local y que los números encerrados en exágonos representan piezas a ser construídas.

Así mismo en el márgen derecho podemos encontrar los mismos números con sus respectivas características como cantidad de piezas a construir, material, dimensiones y otras -



especificaciones.

3.4. DISEÑO Y CALCULO DEL CONJUNTO DE TRANSMISION DEL CABEZAL SE GADOR.

Después de haber descrito algunos tipos de maquinarias agrí colas en los capítulos anteriores, analizaremos distribu - ción de potencias en las maquinarias agrícolas, ya que para diseñar los diferentes elementos mecánicos hay que conocer los esfuerzos requeridos por los diferentes elementos cons titutivos.

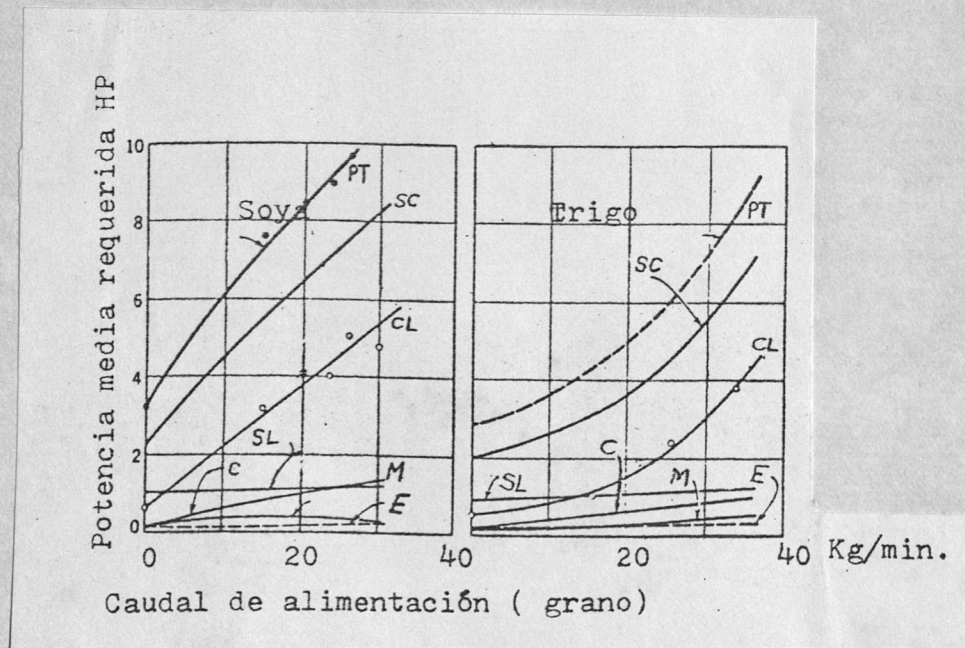


Fig.3-3 DISTRIBUCION DE POTENCIA EN COSECHADORA DE SOYA Y TRIGO.

PT: Potencia total
 SC: Suma de componentes
 CL: Cilindro
 C : Barra de corte
 M : Molinete
 CL: Separación y limpieza
 E : Elevadores

En la figura 3-1 y 3-3 apreciamos que la potencia requerida para la barra de corte es pequeña, comparada con otros sistemas, en el caso de la soya, trigo y arroz, la potencia requerida para segar no varía considerablemente, si - aumentamos el caudal de alimentación del cereal, lo que demuestra que la mayor acción del corte se realiza por impacto.

3.4.1. CALCULO DE LA ENERGIA CINETICA DE LAS CUCHILLAS.

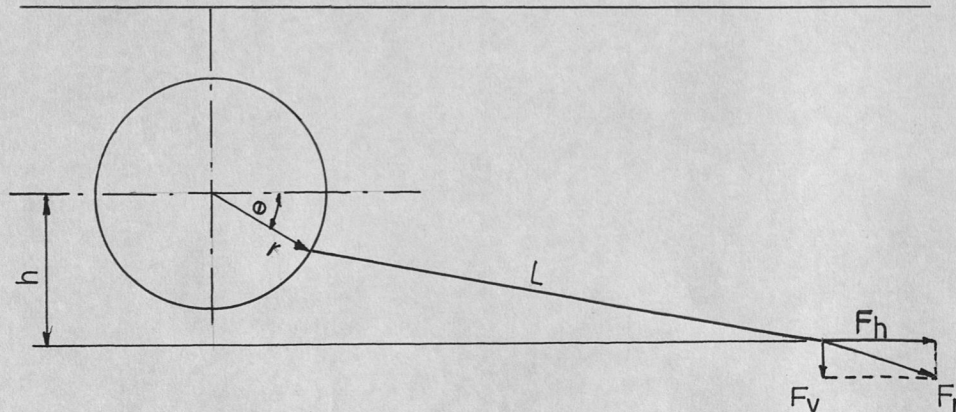


Fig.3-4 MOVIMIENTO CINEMATICO DE LAS CUCHILLAS.

$$F_h = 2,84 W r N^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2 \theta + \frac{h}{l} \sin \theta \right) 10^{-5}$$

Fórmula N°1.

F_h = Fuerza de aceleración (lbs).

W = Peso de las cuchillas más el pin de brazo de -
biela (lbs).

r = Radio de manivela.

θ = Angulo entre manivela y horizontal (grados).

l = Longitud brazo de biela (pulg)

h = Distancia normal desde el centro de la manivela.

W = 5,11 lbs.

r = 1,51 pulg.

N = 394 rpm

θ = 45°

l = 10,51 pulg.

r = h

Aplicando la fórmula N°1

F_h = 14,46 kgs

T = Torque promedio de una cuchilla para cortar u-
na mata de arroz = 0,30 kgf .mt.

P = Potencia (cv)

W = Velocidad de rotación (rpm) = 394 rpm

F = Fuerza de la superficie exterior (kgf)

V = Velocidad periférica

N = Factor de seguridad (1,5)

r = Radio (mt) = 0,21 mt

S = Distancia (mt)

T = Tiempo (seg)

W1 = Revoluciones en las llantas del motocultor.
(31,57 rpm)

W2 = Revolución que entrega la cja de reducción.
(263 rpm)

T1 = Torque ejercido por toda la barra de corte.
(3,33 kgf.mt)

S = Distancia recorrida por el cabezal para barrer
una hectárea. (11.111 mt).

V = Velocidad del motocultor.

$$V = \frac{S}{t} \quad \text{Fórmula N°2}$$

$$W = \frac{V}{R} \quad \text{Fórmula N°3}$$

$$V = 31,57 \times 2 \pi r \times \frac{1}{60} = 0,694 \text{ mt/seg}$$

$$V = 2,5 \text{ km/hr}$$

$$t = \frac{11,111 \text{ mt} \cdot 1 \text{ hr}}{0,694 \text{ mt/seg} \cdot 3.600 \text{ seg}} = 4,44 \text{ hrs}$$

$t = 4$ hrs 24 minutos en cosechar 1 hectárea. Con esta velocidad el hombre deberá caminar a una velocidad promedio de 2 a 2,5 km/hr.

I Potencia requerida por fricción.

$$\text{Pot} = \frac{T \times n}{71.600} = \frac{27,6 \times 394}{71.600} = 0,151 \text{ cv} \quad \text{Fórmula N}^\circ 4$$

II Potencia requerida por el sistema transporte.

$$\text{Pot} = \frac{69 \times 394}{71.600} = 0,379 \text{ cv}$$

III Potencia requerida para vencer la fuerza que ejercen los resortes que presionan el producto sobre la banda transportador.

Q = Cantidad de resortes.

C_f = Coeficiente de fricción.

f = Fuerza ejercida para desplazar el resorte en ángulo de 30°

$$C_f = 0,35$$

$$f = 0,6 \text{ kg}$$

$$Q = 6$$

$$F = 0,35 \times 0,6 \times 6 = 1,26 \text{ kgf}$$

$$T = F \times d = 1,26 \times 3,75 \text{ cm} = 4,72$$

$$\text{Pot} = \frac{4,72 \times 394}{71.600} = 0,025 \text{ cv}$$

$$C_c = \text{Cantidad de cuchillas} = 12$$

$$T_c = \text{Tallos que corta a la vez una cuchilla} = 3$$

$$E = 0,106 - 0,210D + 20,4D^2 \quad \text{Fórmula N°5}$$

$$D = 0,17 \text{ plg}$$

$$E = 0,66$$

$$E = 0,66 \times 12 \times 3 = 23,76 \text{ lbsxpulg} = 3,27 \text{ kgxmt}$$

$$P = \frac{327 \times 394}{71.600} = 1,8 \text{ cv}$$

$$\text{Pot. Total} = 1,8 + 0,151 + 0,379 + 0,025$$

$$\text{Pot. Total} = 2,35 \text{ cv}$$

Del gráfico 3-5 con el promedio de tallo por planta = 30.

$$P = \frac{0,8 \times 12 \times 100 \times 394}{71.600} = 5,20 \text{ HP}$$

Este es el valor estático y lo mantendremos como referencia ya que el corte se realiza por impacto como se muestra en la figura 3-3 y no es acumulativo como se realiza esta prueba.

Según "Agricultural Engineers' Handbook": "Potencia requerida como máxima para un segador es de 1HP por pie de ancho de la barra de corte a 900 rpm con un desplazamiento de 3" por carrera."

$$\text{Pot} = 1 \text{ HP} \times 3 \text{ piés} = 3 \text{ HP}$$

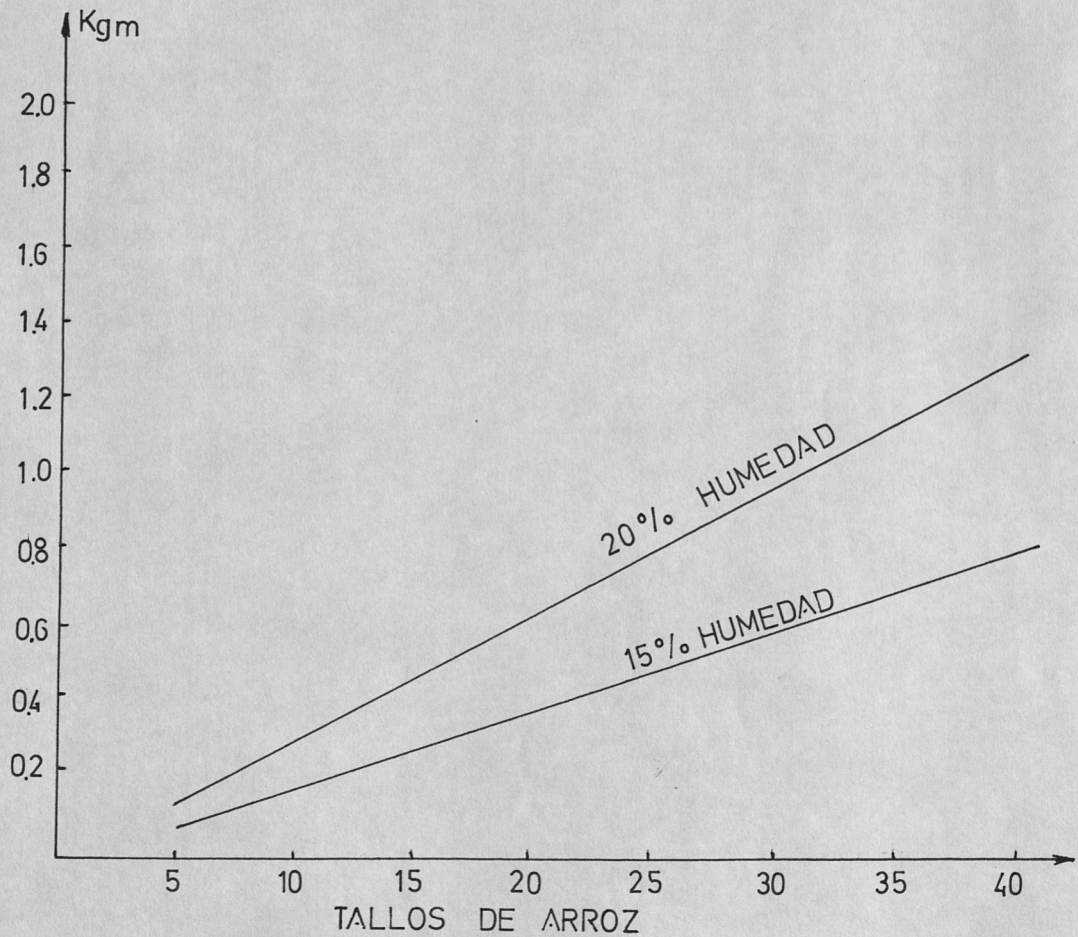
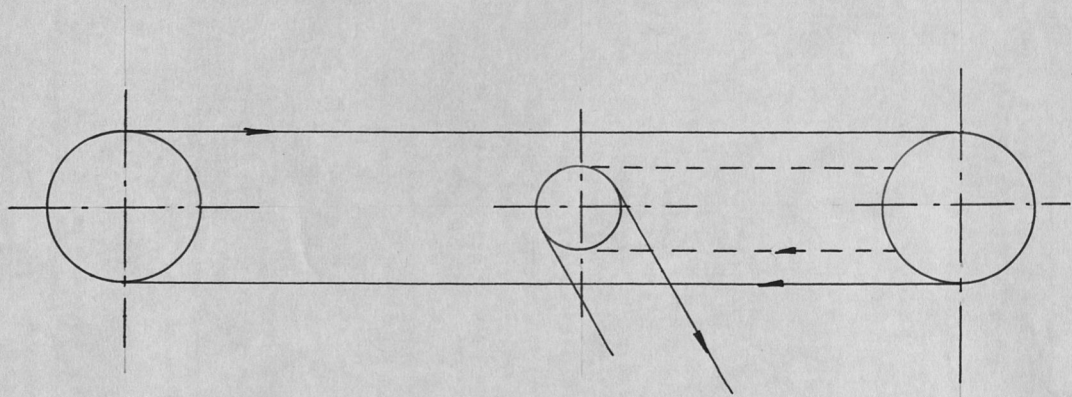


Fig.3-5 TORQUE REQUERIDO PARA UN CORTE ESTÁTICO DE UNA CUCHILLA PARA CORTAR TALLOS DE ARROZ.

Esquema de la vista superior



Esquema de la vista frontal

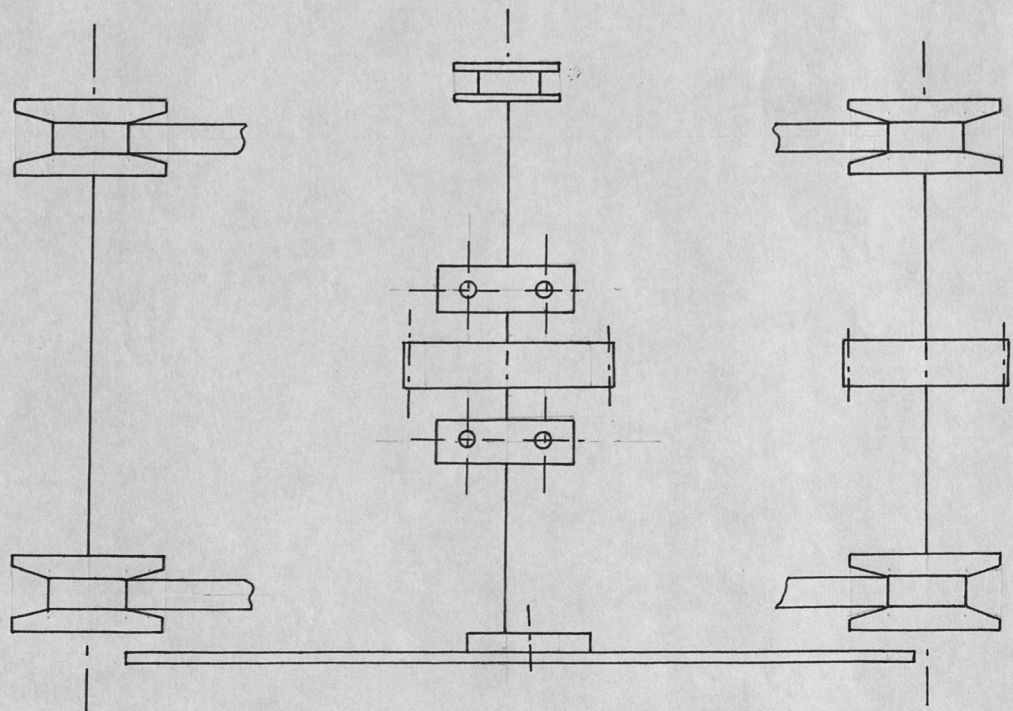


Fig. 3-6

3.5. DISEÑO Y CALCULO DE EJES

3.5.1. DISEÑO Y CALCULO DE EJE PRINCIPAL

Para el diseño y cálculo de los ejes que intervienen en la transmisión de potencia, en el cabezal segador, deberá de conocerse que cargas intervienen y sus magnitudes, una vez que estos valores quedan determinados procedemos a escoger un material que satisfaga las exigencias impuestas durante el funcionamiento del sistema.

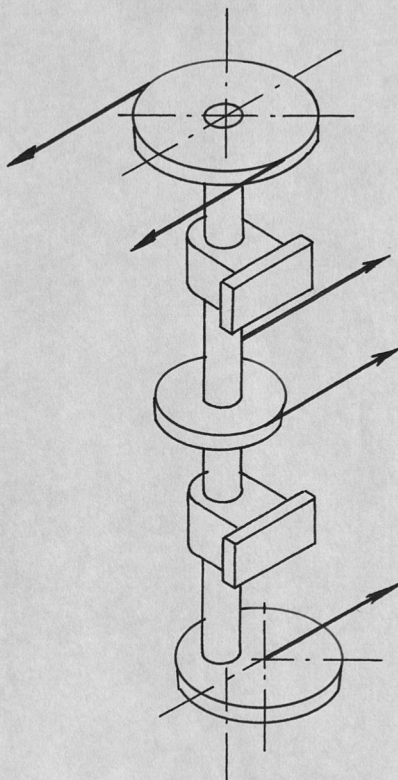


Fig. 3-7 DISTRIBUCION DE FUERZA EN EL EJE PRINCIPAL DEL CABEZAL SEGADOR.

1. Para transmisión por correas el momento torsor -
es:

$$M_t = (F_A - F_B) R$$

$$F_A > F_B$$

R = Radio de la polea

2. Para transmisión por engranajes:

$$M_t = F_t \times R \quad \text{Fórmula N}^\circ 6$$

F_t = Fuerza tangencial en el radio primitivo.

Fuerzas en la polea principal del segador.

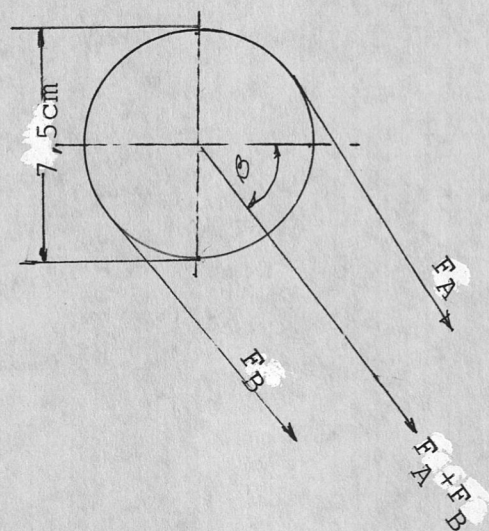


Fig.3-8

$\theta = 40^\circ$

$$\frac{F_A}{F_B} = e^{f\theta} \quad \text{Fórmula N}^\circ 7$$

$f =$ Coeficiente fricción metal caucho = 0,35

$\theta =$ Angulo de abrazamiento de la correa sobre la polea.

$N =$ 394 rpm

$c =$ 59 cm

$r =$ 5 cm

$R =$ 7,5 cm

$\alpha =$ 66°

Para bandas cruzadas:

$$\text{Sen} \beta = \frac{R + r}{c} \Rightarrow \beta = 12,23$$

$$\theta_1 = \theta_2 = 180 + 2\beta$$

$$\theta = 180 + 2 \text{Sen}^{-1} \frac{R+r}{c}$$

$$\theta = 204,4 \times \frac{\pi}{180} = 3,56$$

$$\frac{F_A}{F_B} = e^{0,35 \times 3,56} = 3,47$$

$$F_A = 3,47 F_B$$

$$CV = \frac{(F_A - F_B) V}{4.500} \quad \text{Fórmula N}^\circ 8$$

$$V = \pi dN = 123 \text{ mt/min}$$

Reemplazo en la fórmula N°8.

$$2,32 \text{ CV} = \frac{(3,47 F_B - F_B) 123}{4500}$$

$$F_B = 34,36$$

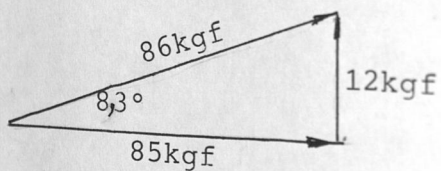
$$F_A = 119,24$$

$$F_A + F_B = 153,6 \text{ kg}$$

(en la banda)

$$F = \frac{T}{r} = \frac{0,96}{0,0205} = 46,82 \text{ kg}$$

(en el piñón)



(fuerzas en la leva)

La selección del material se realiza en base al material existente en nuestro medio, según la tabla N° 7 ABINSA, un acero de transmisión de 120-130 HB, C 0.15 Mn 0,5 de la tabla A17 Shigley se tiene para HB = 114 un acero UNS G 10180 con resistencia a la fluencia - (SY) 2249,6 kgf/cm² y una resistencia a la tensión - (Sut) = 4077,4 kgf/cm². Estos valores corresponden para una resistencia a la fatiga (Sf) = 50×10^7 ciclos.

PLANO A

F_{z1} = Fuerza de la polea = 150,13 kgf

F_{z2} = Fuerza de la leva = 12 kgf

R_{z1} = Reacciones

R_{z2} = Reacciones

$$\sum F_x = \sum F_z = 0 \quad (\uparrow +) \quad (\downarrow -)$$

$$\sum M = 0 \quad (\curvearrowright +)$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{z1} - R_{z1} + R_{z2} - F_{z2} = 0$$

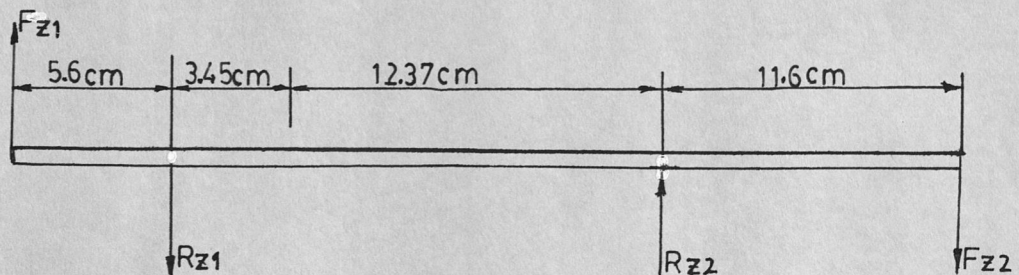
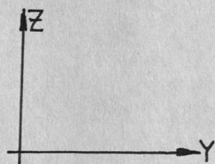
$$R_{z2} = R_{z1} + 12 - 150,1$$

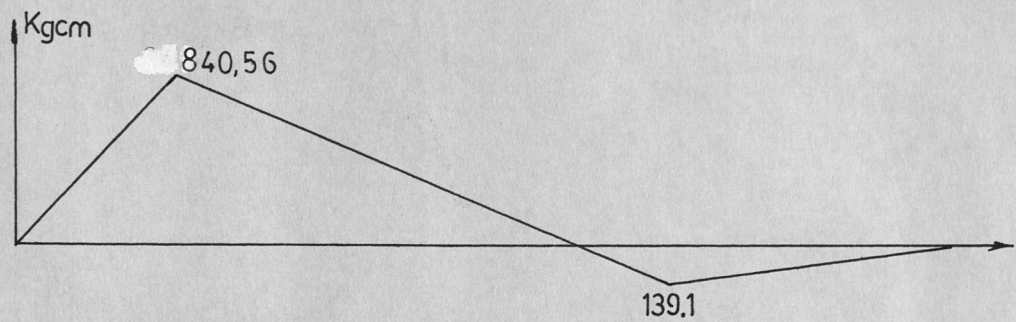
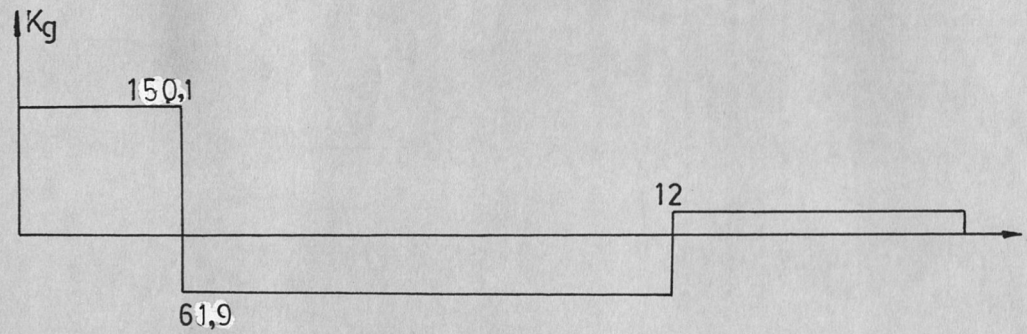
$$\sum M_{R_{z2}} = 0$$

$$12 (11,6) - R_{z1} (15,82) + 150,1 (21,42) = 0$$

$$R_{z1} = 212,03 \text{ kgf}$$

$$R_{z2} = 73,93 \text{ kgf}$$





PLANO B

$$F \times 1 = \text{Fuerza de la polea} = 32,53 \text{ kgf}$$

$$F \times 2 = \text{Fuerza en el piñón} = 46,82 \text{ kgf}$$

$$F \times 3 = \text{Fuerza en la leva} = 85 \text{ kgf}$$

$$R \times 1 = \text{Reacciones}$$

$$R \times 2 = \text{Reacciones}$$

$$\sum F_x = 0$$

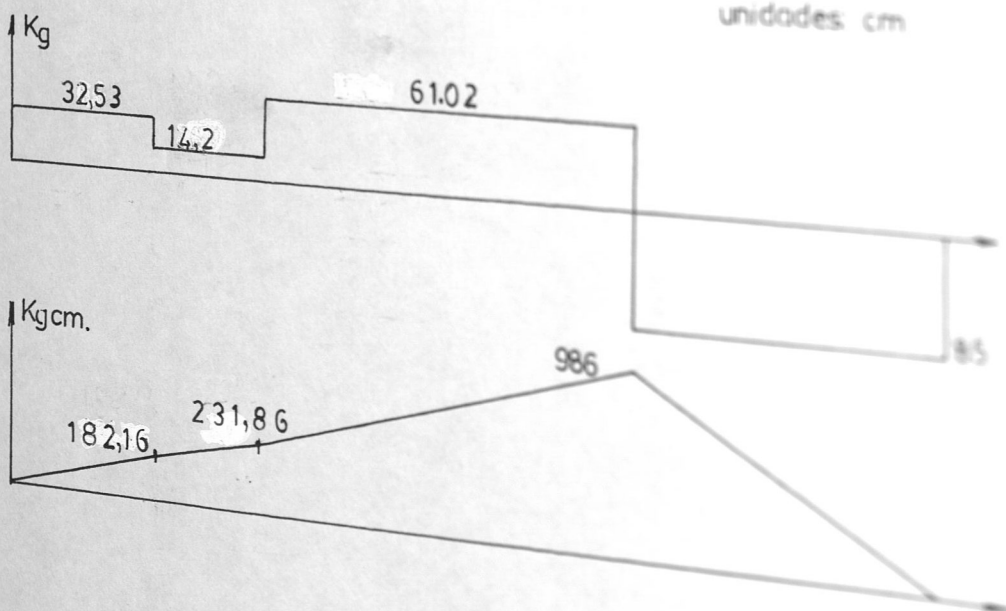
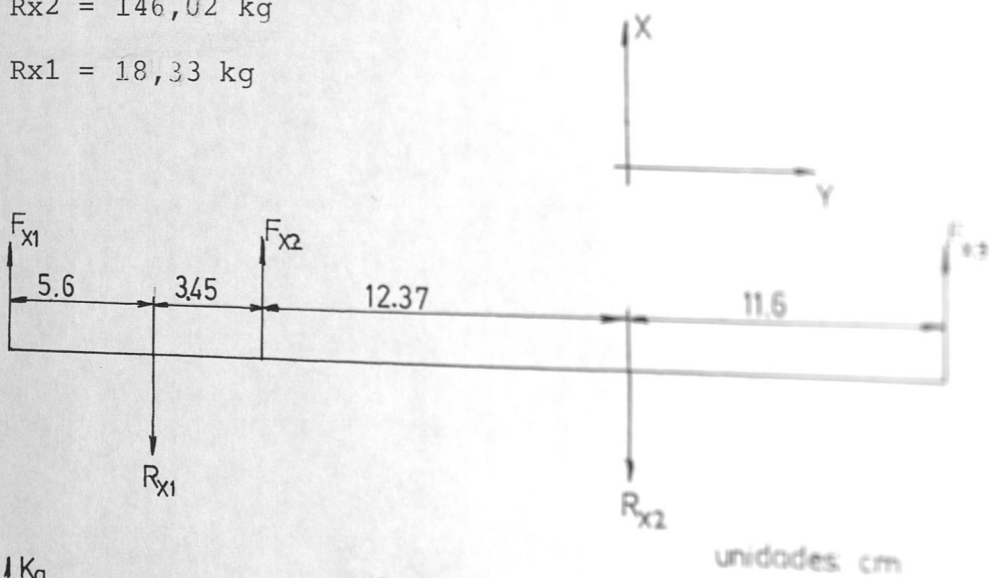
$$F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} - R_{x1} - R_{x2} = 0$$

$$R_{x1} = 164,35 - R_{x2}$$

$$\sum M_{R_{x1}} = F_{x1} (5,6) - F_{x2} (3,45) + R_{x2} (15,82) - F_{x3} (27,42) = 0$$

$$R_{x2} = 146,02 \text{ kg}$$

$$R_{x1} = 18,33 \text{ kg}$$



$$M_{\max 1} = \sqrt{(840,5)^2 + (182,16)^2} = 860 \text{ kgf-cm}$$

Fórmula N°9

$$M = 860 \text{ kgf-cm}$$

$$T = 423,625 \text{ kgf-cm}$$

$$d = \left[\left(\frac{32}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Fórmula N°10

$$n = 1,5$$

$$S_y = 2249,6 \text{ Según tabla 3-6}$$

$$d_1 = 1,86 \text{ cm en el apoyo N°1}$$

Para el apoyo N°2 con:

$$M = 995,7 \text{ kgf-cm}$$

$$T = 423,62 \text{ kgf-cm}$$

$$d_2 = 1,94 \text{ cm}$$

DISEÑO DEL EJE PARA CARGAS DINAMICAS

(FLEXION ALTERNANTE Y TORSION CONTINUA)

$$d = \left(\frac{32 M n}{S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Fórmula N°11}$$

$$n = 1,5$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad \text{Fórmula N°12}$$

$$S_e' = 0,50 \quad S_{ut} = 2038,7 \text{ kgf/cm}^2$$

Del libro Shigley:

$$k_a = 0,83$$

$$k_b = 0,85$$

$$k_c = 0,879$$

$$k_d = 1$$

Usando $k_e = \frac{1}{k_f}$ y

$$k_f = 1 + q (k_t - 1), \text{ para } k_t = 1,74 \quad q = 0,75$$

Se obtiene $k_e = 0,63$ y $S_e = 810,15 \text{ kgf/cm}^2$

$$d_1 = 1,87$$

3.5.2. DISEÑOS Y CALCULOS DEL EJE DE LAS BANDAS DE TRANSPOR

TE.

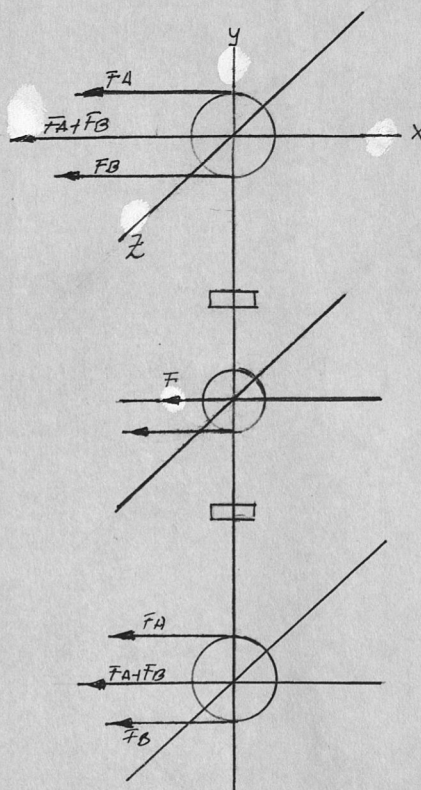


Fig.3-9 DISTRIBUCION DE FUERZAS EN EL EJE DE BANDA TRANSPORTADORA.

Fuerzas en las poleas.

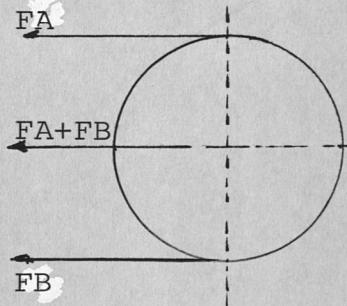


Fig.3-10 DISTRIBUCION DE FUERZAS EN LAS POLEAS TRANS
PORTADORAS.

f = Coeficiente de rozamiento = 0,35

$$\text{Sen } B = \frac{R-r}{c}$$

$$\theta = 180 \times \frac{\pi}{180} =$$

$$N = 125,23 \text{ rpm}$$

$$\frac{F_A}{F_B} = e^{0,35 \times 3,1416}$$

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

$$F_A = 3 F_B$$

$$CV = \frac{(3 F_B - F_B)}{4500} V$$

$$V = \pi DN = 3,1416 \times 0,1416 \times 125,23 = 44,85 \text{ mt/min}$$

$$0,433 = \frac{2F_B (44,85)}{4500}$$

$$F_B = 21,72 \text{ kgf}$$

$$F_A + F_B = 86,88 \text{ kgf}$$

$$F_A = 65,16 \text{ kgf}$$

$$E F_x = 0$$

$$- F_1 - F_2 - F_B + R_A + R_B = 0$$

$$R_B = F_1 + F_2 + f_3 - R_A$$

$$R_A = 196,34 - R_B$$

$$E M_A = 0$$

$$- 86,88 \times 6,81 + 22,58 \times 3,9 - R_B 6,05 + 86,86$$

$$(10,65) = 0$$

$$R_B = 69,7 \text{ kgf}$$

$$R_A = 126,64 \text{ kgf}$$

$$M = 591,65 \text{ kgf}$$

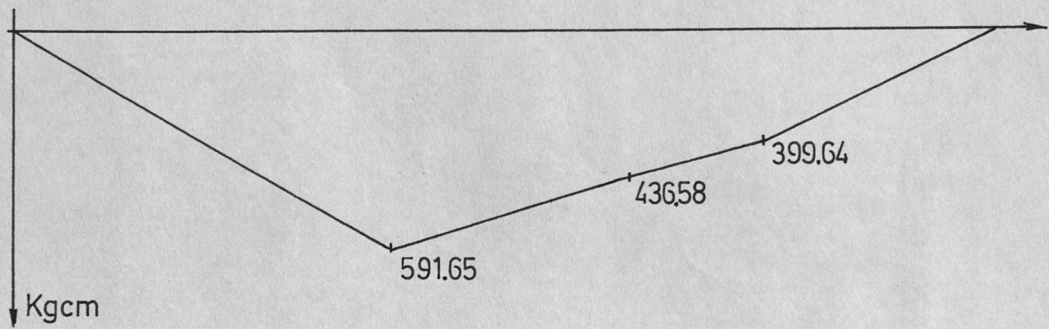
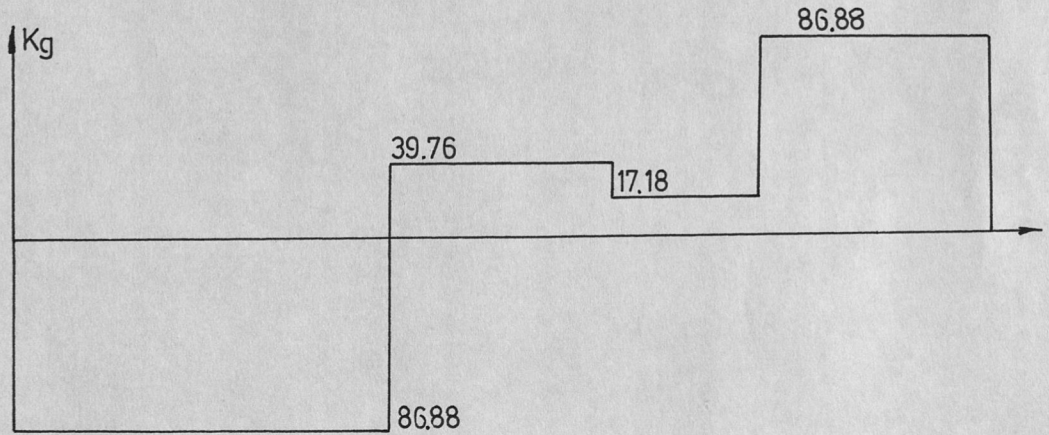
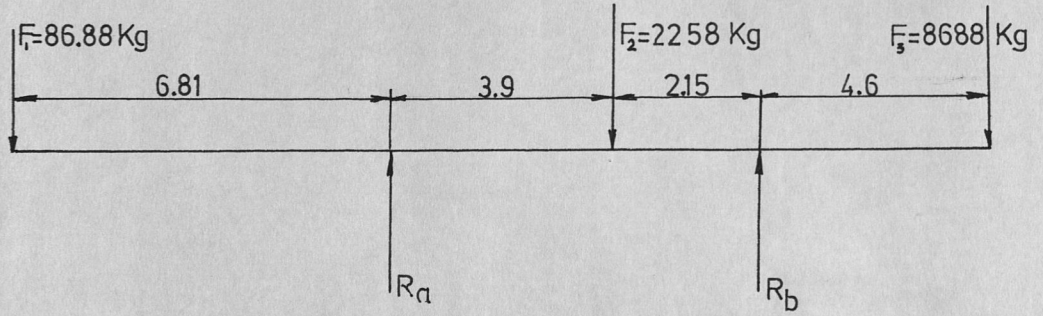
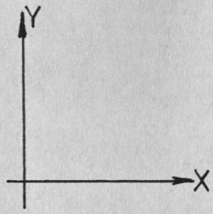
$$T = 0,96 \text{ kgf/cm} \times 2$$

$$n = 1,5$$

Aplicando la F6rmula N°10

$$d = 1,58 \text{ cm}$$





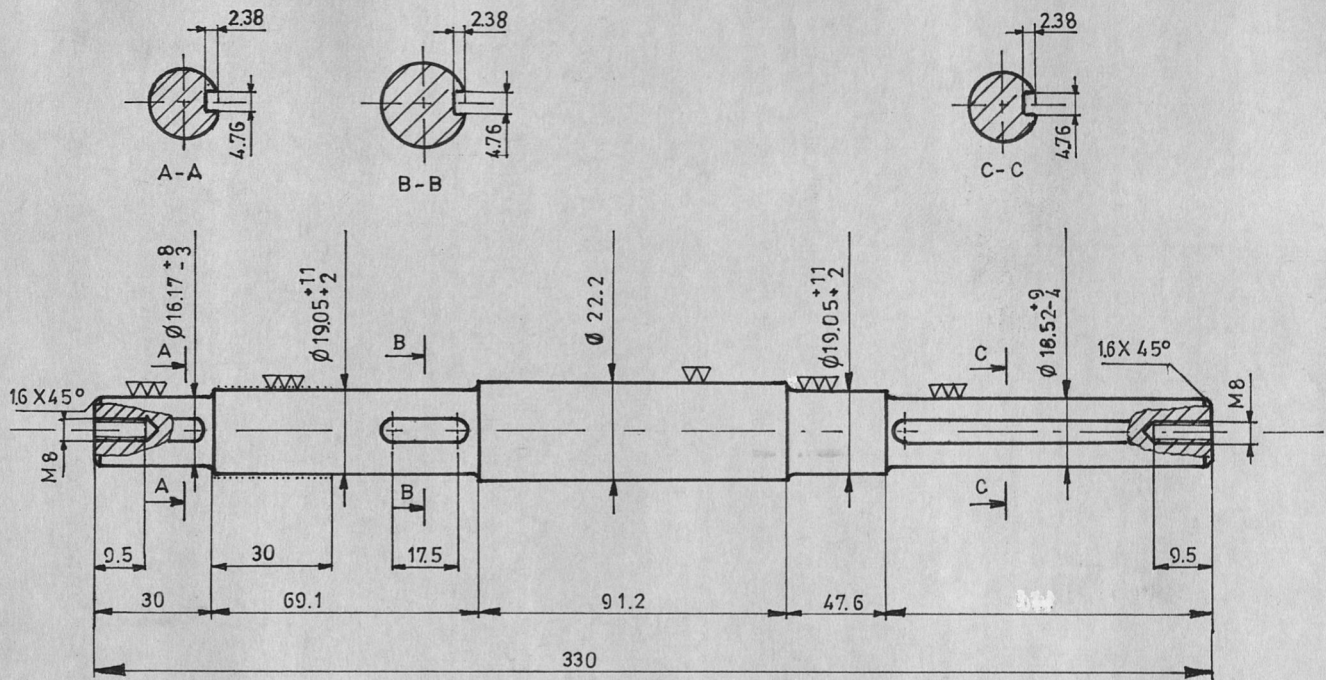


Fig. 3-11 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

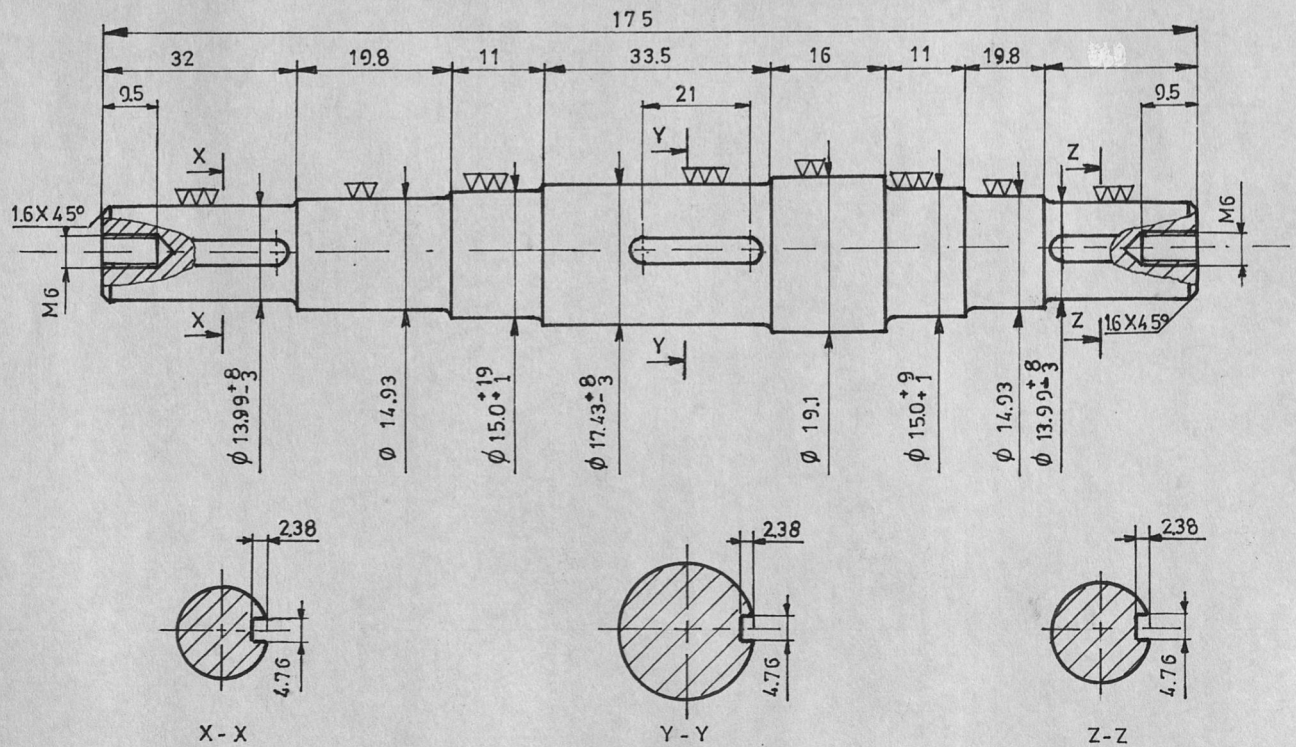


Fig. 3-12 DISEÑO DEL EJE DE LAS POLEAS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS.

3.6. CALCULO Y SELECCION DE CUCHILLAS

De los trabajos realizados por varios investigadores, han demostrado que durante el proceso de corte se produce una reducci3n en la resistencia medio decorte con el incremento de la velocidad de las cuchillas.

Esto se explica por el hecho de que una masa vegetal, se presenta a un cuerpo el3stico resiliente. La relaci3n de transmisi3n de esfuerzo dentro de la capa de material (vegetal) es insignificante en consecuencia cuando el filo de la cuchilla golpea con velocidad considerable los esfuerzos en el vegetal se encuentran fuera del borde, adem3s las aceleraciones se incrementan por lo tanto tambi3n la inercia de las capas individualmente de la masa vegetal. En la figura 3-13 el espesor de la masa (h_{zg}) triturado por el filo de la cuchilla decrece el valor de la fuerza de presi3n (P decrece simult3neamente y el coeficiente de eficiencia (nc) se incrementa).

Los fabricantes de cuchillas tienen standarizadas el tama1o de 7,6 cm de ancho en la base y un modelo opcional de 6,35 cm. Ver figura 3-14.

Las cuchillas de file serrado trabajan bien en pasto seco

y necesitan afilarse menos que las de filo liso, las que se las usa en la mayor parte de los pastos y hortalizas.

La falta de filo puede aumentar el requerimiento de potencia hasta un 35%

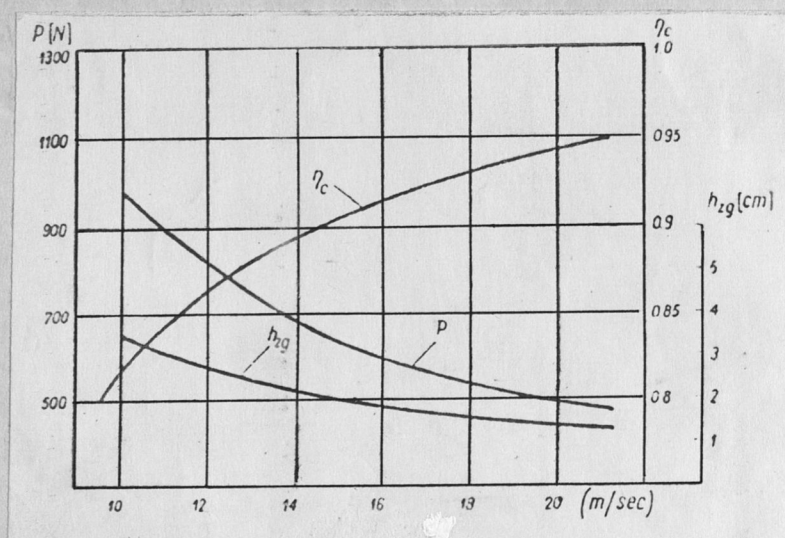


Fig. 3-13 RELACION ENTRE ESPESOR DE LA MASA, PRESION Y EFICIENCIA DE CORTE.

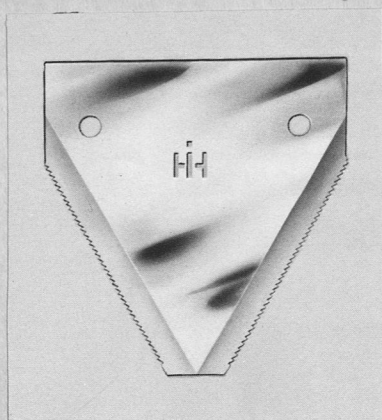


Fig. 3-14

Para las cuchillas de filo liso se analizará la resistencia al desgaste de acuerdo al medio de trabajo para seleccionar la calidad del material.

El arroz es abrasivo y del Manual de Acero Assab en el capítulo de materiales para maquinarias agrícolas escojo el acero al carbono K100, que es un acero sin aleación con el 1% de carbón fácil de trabajar en estado de recocido con una dureza brinell de 160 - 180. Se temple a una temperatura de 770° a 800° C con agua.

La forma de la cuchilla es:

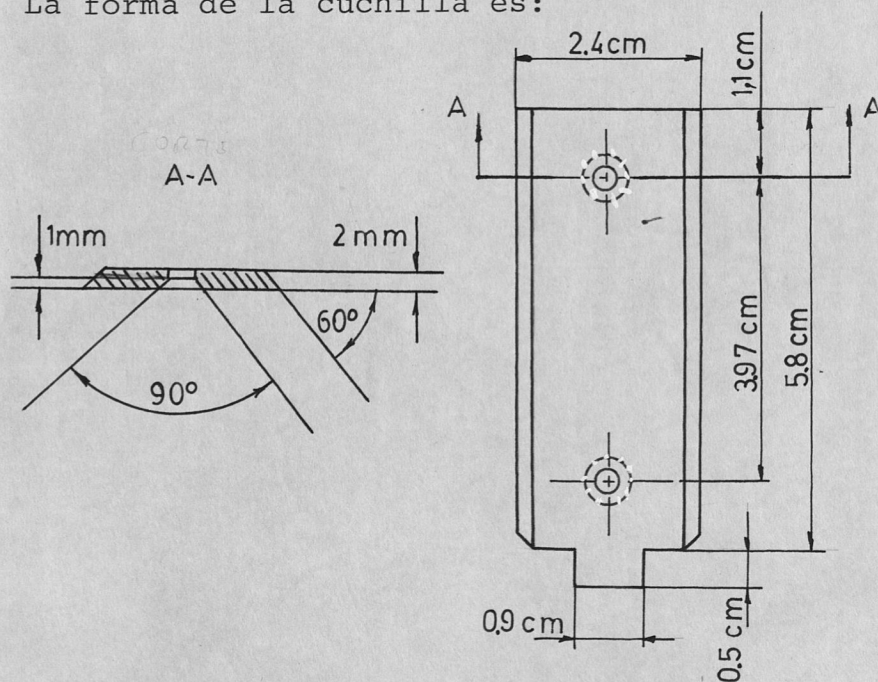


Fig. 3-15

3.7. CALCULO Y SELECCION DE COJINETES Y CHUMACERAS

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60N} \left(\frac{C}{F} \right)^a \quad \text{Fórmula N°13}$$

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 bolas.

3.7.1. RODAMIENTO PARA LAS POLEAS DE LA BANDA TRANSPORTADO

RA.

$F = 86,88$ kgf fuerza resultante a la que está sometida la polea.

$$86,88 \text{ kgf} = 851,76 \text{ N}$$

Selecciono la vida $L_{10h} = 35$ kh

$$N = 125 \text{ rpm}$$

Aplicando la fórmula N°13

$$\frac{C}{F} = 6,4$$

$$C \geq 6,4 F \quad C \geq 6,4 (851,76)$$

$$C \geq 5451,2 \text{ N}$$

En el catálogo SKF para diámetro 15 mm.

$$C = 6000$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

Se obtiene un rodamiento de bolas de 6202-2Z

3.7.2. CHUMACERA PARA EL EJE PRINCIPAL DEL CABEZAL SEGADOR

$$Fr = F = \sqrt{Ry_1^2 + Rx_1^2} \quad \text{Fuerza Radial Fórmula N°14}$$

$$Fr = \sqrt{(60,48)^2 + (85)^2}$$

$$Fr = 104 \text{ kgf} = 1019,6 \text{ N}$$

$$\text{Si } L_{10h} = 25 \text{ khr} \quad \text{y} \quad N = 394 \text{ rpm}$$

Aplicando la fórmula N°9

$$\frac{C}{F} = 8,39 \text{ F}$$

$$C = 8,39 (1019,6)$$

$$C = 8556,42$$

En el suplemento de las páginas # 415 T 500 S esta carga es soportada por una chumacera # FB 16204.012

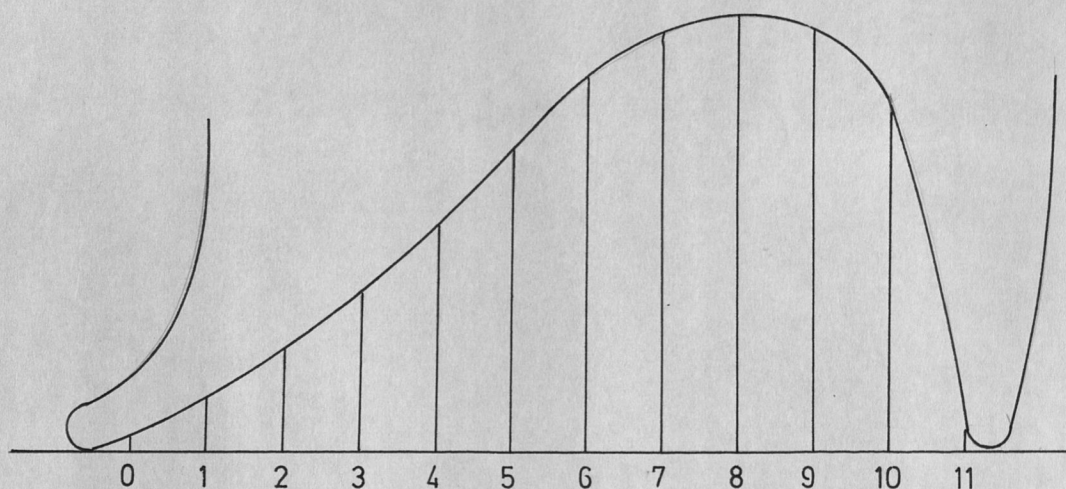
3.8. DISEÑO Y CALCULO DE ALIMENTADORES

Fig. 3-16 CALCULO DEL AREA DE LA ESTRELLA.

<u>Sec</u>	<u>Ord</u>	<u>Factor de Sinc</u>	<u>Factor Orden</u>
0	0,5	1	0,5
1	1,1	4	4,4
2	1,8	2	3,6
3	2,6	4	10,4
4	3,6	2	7,2
5	4,7	4	18,8
6	5,2	2	10,4
7	5,55	4	22,2
8	5,8	2	11,6
9	5,3	4	21,2
10	3,1	1	<u>3,1</u>

$$113,4 = EF \text{ ó } \theta$$

$$\text{Area} = \frac{2}{3} \times EF \delta \theta + d \quad \text{Fórmula N°15}$$

$$\text{Area} = 75,6 \text{ cm}^2 + 0,4 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area} = 76 \text{ cm}^2$$

Velocidad lineal de la banda transportadora es igual a la velocidad lineal de los alimentadores.

$$V_l = 74,97 \text{ cm/sg}$$

$$D = 0,28 \text{ mt}$$

$$\text{Revoluciones del alimentador} = \frac{V}{\pi D} = 51,13 \text{ rpm} \quad \text{Fórmula N° 16}$$

$$\text{Area de un alimentador } 76 \times 7 = 532 \text{ cm}^2 = 0,0532 \text{ m}^2$$

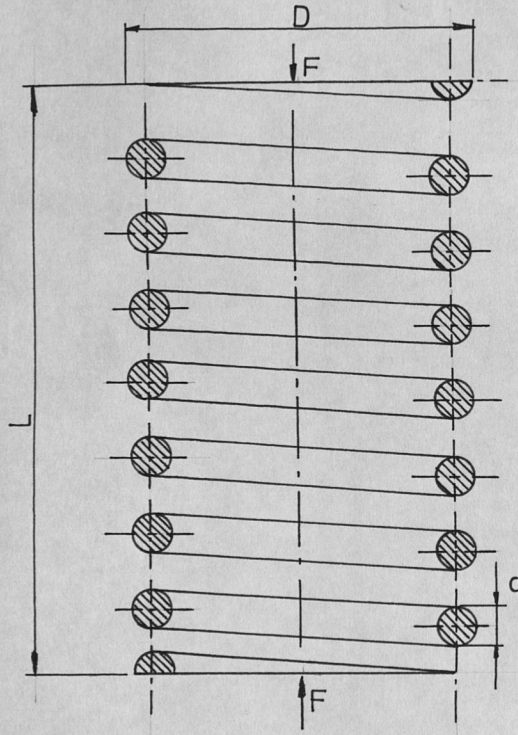
$$\text{Que trabaje a un 75\% de su capacidad} = 0,0399$$

$$\text{Al área transversal que transportará} = 51,13 \times 0,0399 = 2,04 \text{ m}^2/\text{min.}$$

3.9. DISEÑO Y CALCULO DE RESORTES

3.9.1. RESORTE TENSOR DE LA POLEA DE LA BANDA TRANSPORTADO RA.

En el diseño de un resorte helicoidal se considera una combinación de esfuerzos de torsión y corte y - que los resumimos en la siguiente ecuación.



C = Índice de resorte

F = Fuerza (kgf)

D = Diámetro medio del resorte

d = Diámetro del alambre

L_s = Longitud sólida

$$C = \frac{D}{d}$$

$$L_s = d (N + 1)$$

Fórmula N° 17

N = Número de espiras

G = Módulo de rigidez

Con extremos escuadrados tiene una precarga inicial de 12 kg y ejercerá una fuerza 65 kgf, al comprimirse una distancia adicional de 3 cm.

Utilizo $C = 7$

De Shigley, fórmula (8-8)

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad \text{Fórmula N°18}$$

$$\frac{d^3}{D^3} \cdot \frac{Gd}{8N} = \frac{Gd}{8C^3 N} \quad \text{ó} \quad N = \frac{Gd}{8C^3 K}$$

$$k = \frac{65 - 12}{3} = 17.66 \text{ kgf/cm}$$

De la tabla N°7 Shigley, Acero al Carbono.

$$G = 805 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$$

$$N = \frac{805 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2 \times d}{8 \times 343 \times 17.66 \text{ kgf/cm}} = 16.61 \times d \text{ (vueltas)}$$

$$d = \frac{N}{16.61}$$

Para un alambre de música en la Tabla N°8-2 de Shigley.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Fórmula N°19}$$

$$A = 22025.5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$m = 0.146$$

$$S_{ut} = \frac{22025,5}{d^{0,146}} \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 0,75 S_{ut}$$

Fórmula N°20

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

Fórmula N°21

$$S_{sy} = \frac{0,577 (0,75) 22025,5}{d^{0,146}}$$

$$S_{sy} = \frac{9531,5}{d^{0,146}}$$

N° Prueba	d cm	N vuelta	D cm	S _{sy} kgf/cm ²	τ Sólido
1	0,24	4	1,68	11.739,7	20.951,3
2	0,30	5	2,10	11.363,2	13.385,5
3	0,36	6	2,52	11.065,1	9.306,7
4	0,42	7	2,94	10.818,9	6.837,5

En la tabla 1 con un $d=0,36$ cm, selecciono un alambre calibre N°10.

k_s = Factor de multiplicación de esfuerzo cortante se obtiene figura 8-2.

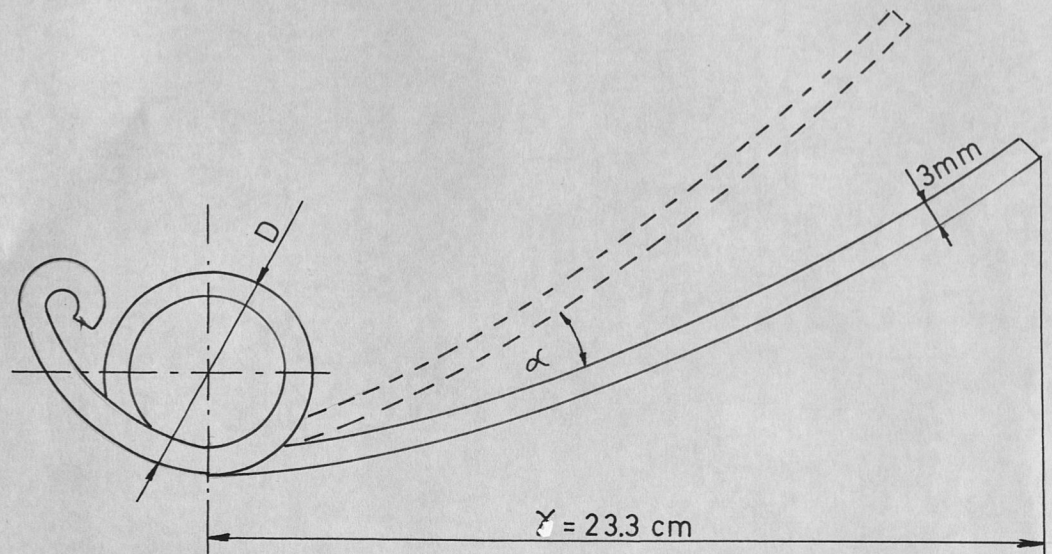
$$\tau = k_s \frac{8 F D}{d^3} \quad \text{Fórmula N°22}$$

$$\tau = \frac{1,04 (8) (65) D}{d^3} = 172,1 \frac{D}{d^3}$$

$$L_s = (6+1) (0,36) = 2,52 \text{ cm}$$

$$L_f = 2,52 + F/K = 2,52 + 65/17,66 = 6,2 \text{ cm}.$$

3.9.2. RESORTE QUE PRESIONA LA ESPIGA CONTRA LA BANDA TRANSPORTADORA.



Resorte helicoidal de torsión. Se utiliza del libro de Shigley.

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 2.145.150 \text{ kgf/cm}^2$$

$$N = \text{Número de vueltas} = 3$$

$$F = \text{Fuerza aplicada} = 0,6 \text{ kg}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$r = 23,3 \text{ cm}$$

$$D = 2,3 \text{ cm}$$

Utilizo ecuación (8-22) del libro de Shigley:

$$d^4 = \frac{64 FrD N}{E} \quad \text{Fórmula N°23}$$

$$d = 0,27 \text{ cm}$$

3.10 DISEÑO Y CALCULO DE ESTRUCTURA PRINCIPAL

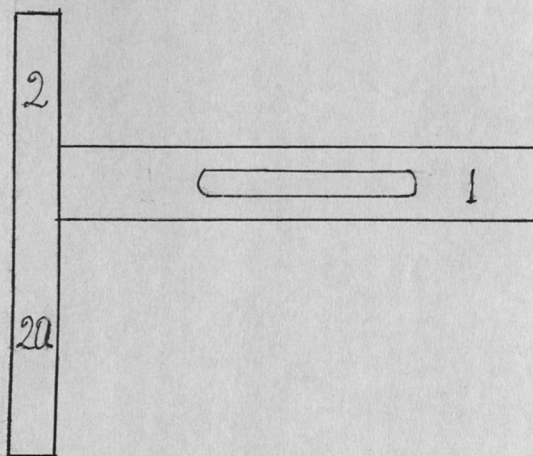


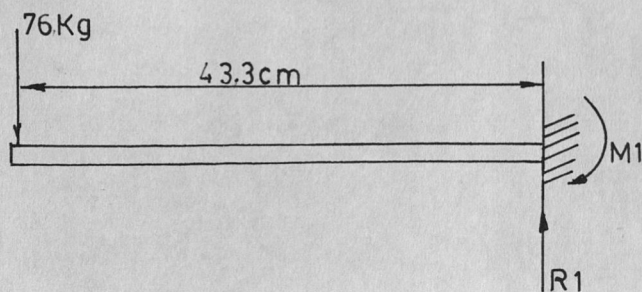
Fig.3-17 VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA DE AMARRE DEL CABEZAL CON EL MOTOCULTOR.

$$\sigma_f = \frac{M}{I/c} \quad \text{Fórmula N°24}$$

$$Z = I/c$$

$$\sigma_f \text{ acero} = 1240 \text{ kg/cm}^2$$

Tramo N°1



$$R1 = 76 \text{ kg}$$

$$M1 = FL = 3290,8$$

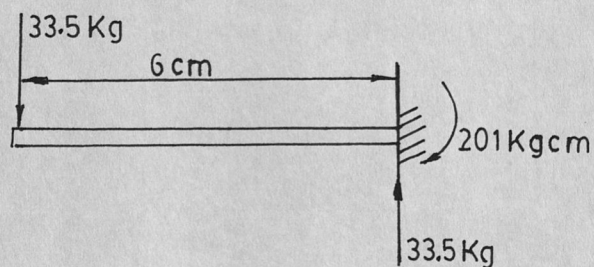
Aplicando fórmula N°6

$$Z = \frac{M}{\sigma_f} = \frac{3290,8}{1240} = 2,65 \text{ cm}^3$$

En la tabla B10 de Singer con $Z = 2,65$ selecciono un perfil C 50 x 25 x 6 mm.

Para mayor estabilidad de la máquina selecciono 2 perfiles de 50 x 25 x 4 mm.

Tramo N°2

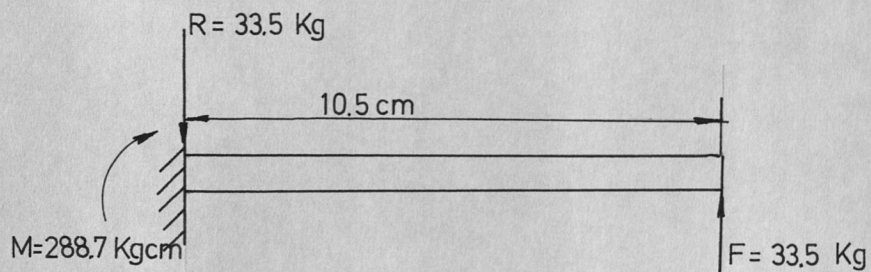


$$Z = \frac{201}{1240}$$

$$Z = 0,166 \text{ cm}^3$$

$$Z = 0,010 \text{ pulg}^3$$

Tramo N°2A



$$Z = \frac{35175}{1240} = 0,28 \text{ cm}^3 = 0,17 \text{ pulg}^2$$

En la tabla A10 de Shigley, con $Z = 0,17$ selecciono un tubo de 1 ϕ x 1/8 de espesor.

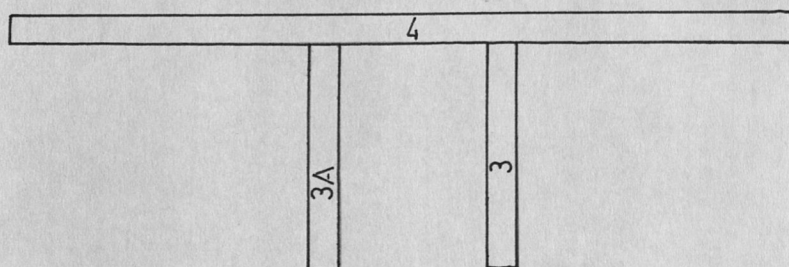
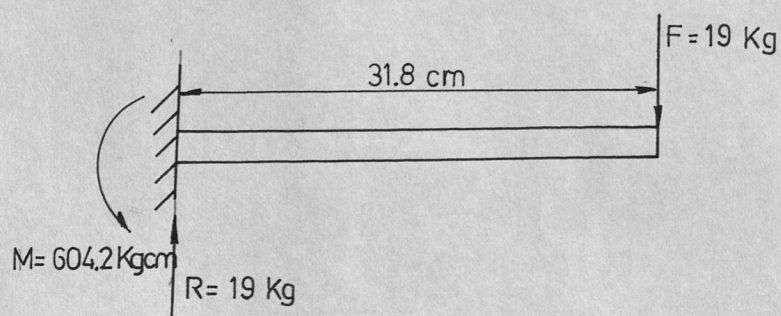


Fig. 3-18 VISTA SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA DE CABEZAL SEGADOR.

Tramo N°3



$$z = \frac{604,2}{1240} = 0,487$$

En la tabla N° B11 de Singer con $z = 0,487$ selecciona un ángulo L 25 x 25 x 4 mm, en el mercado 1 x 1 x 3/16.

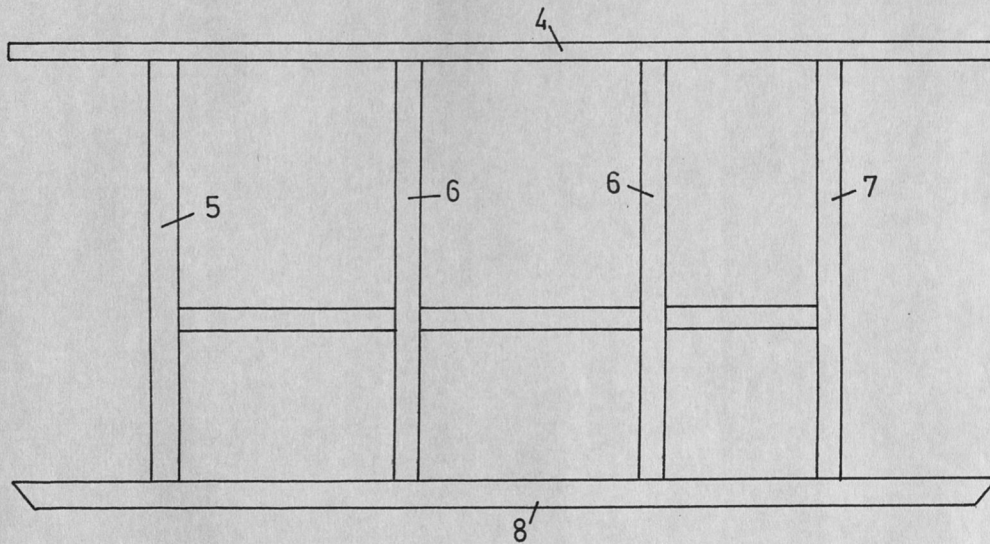
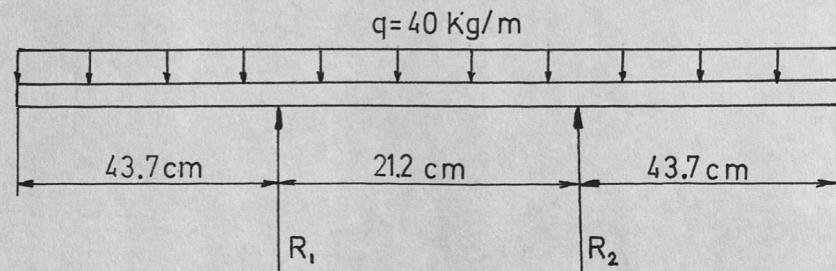


Fig. 3-19 VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA DEL CABEZAL SEGADOR.

Tramo N° 4



$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 40 \times 1,086 = 43,44$$

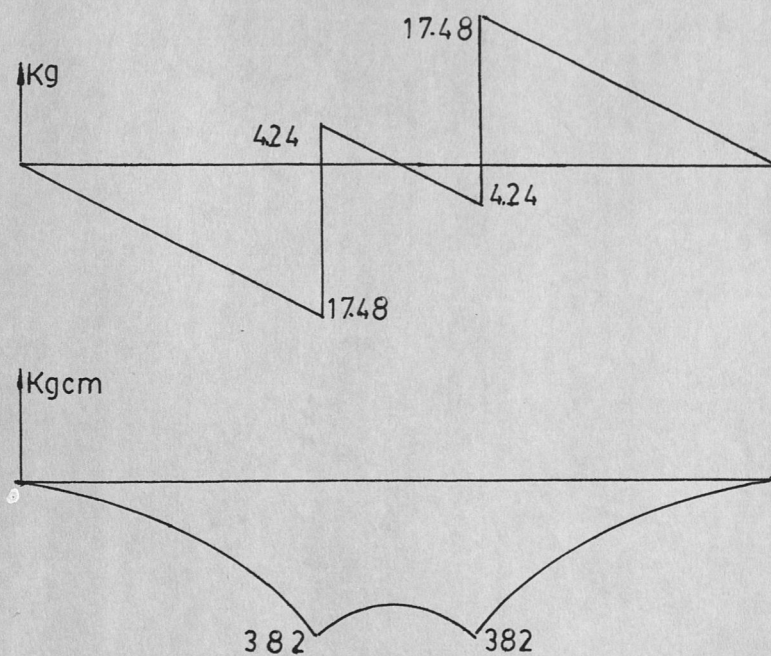
$$\sum M_{R_1} = 0$$

$$40 \text{ kg} \times 0,649 \times 0,3245 - R_2 \times 0,212 - 0,437 \times 40 \times 0,2185$$

$$R_2 = \frac{8,42 - 381}{0,2127}$$

$$R_2 = 21,72$$

$$R_1 = 21,72$$

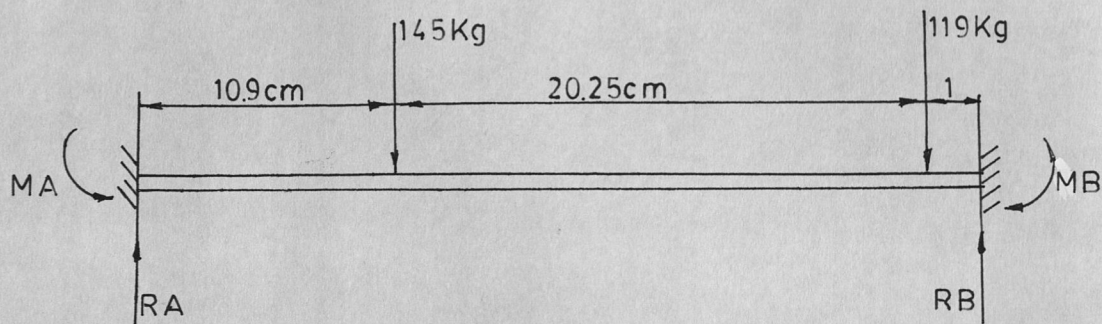


$$z = \frac{382}{1240} = 0,309$$

En la tabla B11 de Singer Perfil L de 25 x 25 x 3 mm.

Para el tramo N°6 selecciono un factor N°2 por cuanto estará sometido a esfuerzo fluctuante. Ver figura tramo N°6.

Tramo N°6



$$M_A = - \frac{Pa b^2}{L^2} - \frac{Pa b^2}{L^2}$$

$$M_A = - \frac{145 \times 10,75 \times (20,25)^2}{(32)^2} - \frac{119,75 (31) (1)^2}{(32)^2}$$

$$M_A = - 627,82$$

$$M_B = - \frac{Pa^2 b}{L^2} - \frac{Pa^2 b}{L^2}$$

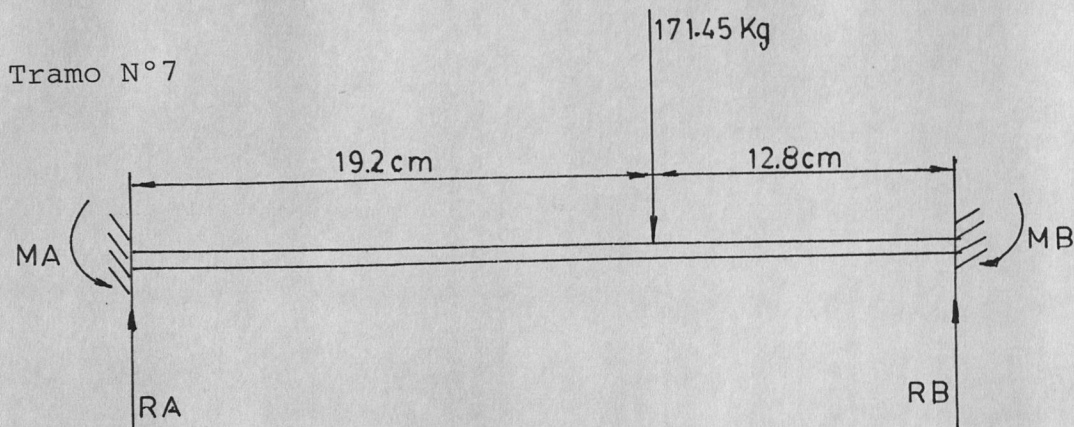
$$M_B = - \frac{145 (10,75)^2 \times 20,25}{(32)^2} - \frac{119,75 (31)^2 \times 1}{(32)^2}$$

$$M_B = - 443,74$$

$$Z = \frac{627,82 \times 2}{1240} = 1,01$$

En la tabla B11 de Singer con $Z = 1,01$ selecciono L de 35 x 35 x 4, en el mercado 3/16 x 1 1/2 x 1 1/2.

Tramo N°7, aplico método de superposición y la tabla 7-2 de Singer. Ver figura.



Selecciono un factor de seguridad $N = 2$, porque el ángulo tiene concentradores de esfuerzo y está sometido a fuerzas flexionantes.

$$MA = - \frac{Pa b^2}{L^2} = \frac{171,45 (19,2) (12,8)^2}{(32)^2} = - 527,24$$

$$MB = - \frac{Pa^2 b}{L^2} = \frac{171,45 (12,8) (19,2)^2}{(32)^2} = - 790$$

$$Z = \frac{790 \times 2}{1240} = 1,27$$

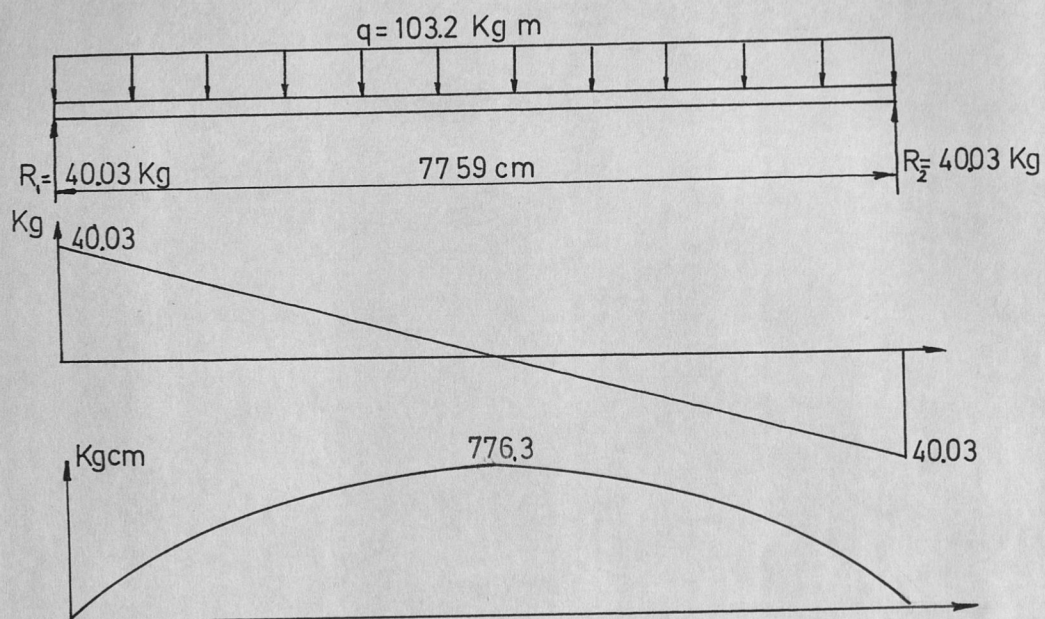
En la tabla B11 de Singer con $Z = 1,27$, selecciono un L de 35 x 35 x 6 mm, en el mercado local de 3/16 x 1 1/2 x 1 1/2.

En el tramo N°5 lo podemos asumir igual que el tramo N°7.

Tramo N°8.

Por el esfuerzo alternante de las cuchillas al cortar y -

fuerzas de impactos imprevistas, factor de seguridad N°2.



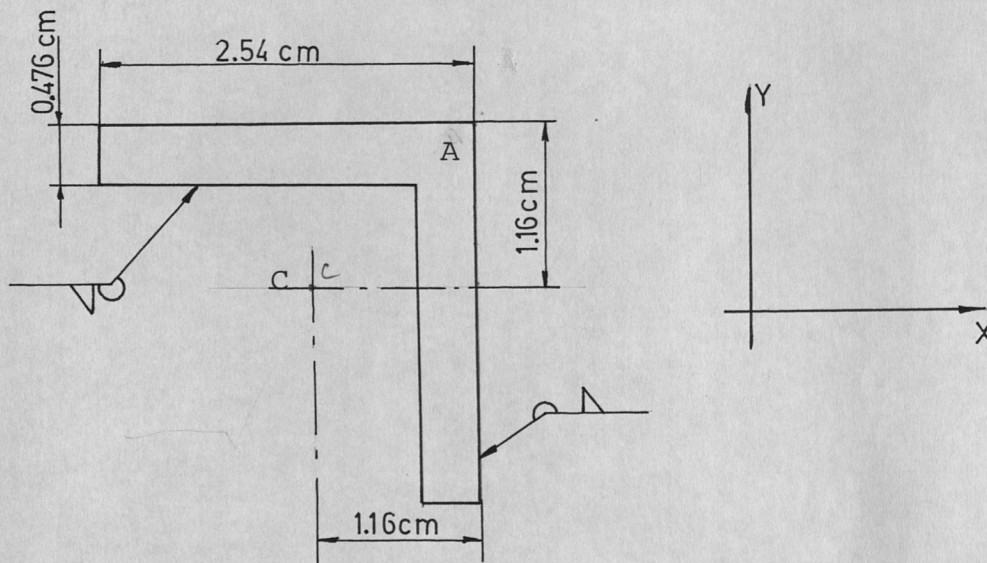
$$z = \frac{776,6 \times 2}{1240} = 1.252$$

Con $z = 1.252$ en la tabla de Singer, escojo un L 60 x 30 x 4, en el mercado 2 x 1 1/2 x 3/16.

3.10.1. CALCULO DE LA GARGANTA (h) DE SOLDADURA

El presente cálculo estará encaminado a determinar el espesor (h) de la garganta de la soldadura para lo cual se seleccionará a aquella unión con mayores

cargas y posibilidad de fallar, esta unión soldada, es el tramo N°3 de la figura # 3-18. Para un ángulo L de 1 x 1 x 3/16.



El centro de gravedad de los cordones de soldadura con respecto al punto A.

EL = Longitud total de los cordones.

$$\bar{Lx} = ELx \quad \text{fórmula \# 25}$$

$$\bar{Ly} = ELy \quad \text{fórmula \# 26}$$

$$(2,54 + 2,06) \bar{x} = 2,06 (1,03) + 2,54 (1,27)$$

$$\bar{x} = 1,16 \text{ cm}$$

$$\bar{y} = 1,16 \text{ cm}$$

El momento de inercia polar simplificado del grupo de soldadura respecto AC es la suma de los valores

de I_p de cada uno de los cordones, recordando que \bar{x} y \bar{y} , son las coordenadas del centro de cada cordón respecto de C se obtiene.

$$I_p = L \left(\frac{1}{12} L^2 + \bar{x}^2 + \bar{y}^2 \right) \quad \text{Fórmula N}^\circ 27$$

Para el lado exterior superior = Lado exterior lateral.

$$I_p = 2,54 \frac{(2,54)^2}{12} + (0,11)^2 + (1,16)^2$$

$$I_p = 4,81 \text{ cm}^3$$

Lado interior superior = Lado interior lateral.

$$I_p = 2,06 \frac{(2,06)^2}{12} + (0,13)^2 + (0,684)^2$$

$$I_p = 1,72 \text{ cm}^3$$

$$I_p \text{ total} = 13,06 \text{ cm}^3$$

El momento de inercia será:

$$I = I_p \text{ total} (0,707 \text{ h}) \quad \text{Fórmula N}^\circ 28$$

$$I = 9,23 \text{ h cm}^4$$

La fuerza cortante es $\tau = F/A$, y el esfuerzo flexion

$$\text{nante } \sigma = \frac{MC}{I}$$

$$F = 13,5 \text{ kgf}$$

$$Mt = 521,1 \text{ kg/cm}$$

$$L = 9,2 \text{ cm}$$

$$A = 0,707 \text{ h.L}$$

$$A = 6,5 \text{ h}$$

$$= \frac{13,5}{6,5 \text{ h}} = \frac{2,07}{\text{h}}$$

$$= \frac{521,1 (1,16)}{9,83 \text{ h}} = \frac{61,49}{\text{h}}$$



Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$\text{máx} = \frac{\sigma_p}{2n}$$

Fórmula N° 29

Según Shigley (Diseño elementos mecánicos), el esfuerzo permisible es igual a la mitad de la fluencia.

$$\sigma_p = 0,5 \sigma_f$$

$$\text{Si } \sigma_f = 2555 \text{ kgf/cm}$$

$$\sigma_p = 1277,5 \text{ kgf/cm}$$

El esfuerzo cortante máximo será igual a:

$$\tau_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + (\tau)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Fórmula N° 30}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \left(\frac{949,5}{h^2} \right)^{1/2} = \frac{30,81}{h}$$

Con un factor de seguridad de 3 y aplicando el teorema del esfuerzo cortante máximo se tiene que la medida de la garganta es:

$$\frac{30,81}{h} = \frac{\sigma_p}{2 \times n}$$

$$n = 3$$

$$h = 0,144 \text{ cm}$$

Según Singer, Resistencia de Materiales, aconseja un $\sigma_p = 1000 \text{ kgf/cm}^2$; del libro de Faires, Diseño de elementos Mecánicos), se encuentra un $\sigma_p = 822 \text{ kgf/cm}^2$ correspondiente a la fatiga y para el factor de seguridad aconseja un valor de $n = 3,75$.

$$\frac{30,81}{h} = \frac{1000}{2 \times 3,75}$$

$$h = 0,23 \text{ cm s/Singer}$$

$$\frac{30,81}{h} = \frac{822}{2 \times 3,75}$$

$$h = 0,28 \text{ cm s/Faires}$$

Según Faires la garganta mínima para espesor de cha

pas de 0,31 - 0,47 cm es de $h = 0,31$ cm.

Por consiguiente la garganta para el caso de soldadura por lados interiores y exteriores es de:

$h = 0,31$ cm con electrodo AWSE6011.

3.11. CALCULO Y SELECCION DE POLEAS

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

Banda y poleas de cabezal.

Datos:

Pot. = 2,32 CV

Nm = 263 rpm Número de revoluciones del motocultor.

Nc = 394 rpm Número de revoluciones del cabezal.

D = 150 mm

E = Distancia entre centros = 59 cm

La potencia corregida es $P_c = P \times C$ Fórmula N° 31

Donde: $C = 1,4$ correspondiente al servicio normal de 8 - 10 horas diarias de trabajo (tabla N° 1).

$$P_c = 3,724 \text{ CV}$$

De la figura N° 1 con:

$$N_m = 394 \text{ rpm}$$

$$P_c = 3.724 \text{ CV}$$

Se obtiene una sección "B"

Por consiguiente el diámetro de la polea menor:

$$\frac{D}{d} = \frac{394}{263} =$$

$$d = D \times \frac{263}{394} = 100,1 \text{ mm}$$

Usando:

$$L = 2E + 1,57 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4E} \quad \text{Fórmula N° 32}$$

Se obtiene que la longitud primitiva de la correa:

$$L = 157,35 \text{ cm}$$

3.11.1. CALCULO DE BANDA TRANSPORTADORA

La velocidad lineal de la banda transportadora es 1,08 la velocidad de las ruedas.

Datos:

Velocidad en las llantas del motocultor con un diámetro de 42 cm.

RT1 = Relación transmisión entre la polea motor y cã bezal.

RT2 = Relación transmisión entre los piñones del ca bezal.

$$V_m = 2,5 \text{ km/hr} = 69,44 \text{ cm/sg.}$$

$$N_m = \frac{V_m}{R_m} = \frac{69,44 \text{ cm/sg}}{21 \text{ cm}} \times \frac{60 \text{ sg}}{2\pi} = 31,57 \text{ rpm}$$

$$(RT)1 = \frac{3''}{2''} = 1,5$$

$$N_m = \frac{394}{1,5} = 263 \text{ rpm}$$

$$(RT)2 = \frac{21}{10} = 2,1$$

$$N \text{ de la polea de la banda} = \frac{263}{2,1} = 125,23$$

$$V = 125,23 + \frac{2\pi}{60} \times 5,75$$

$$V = 74,97 \text{ cm/sg}$$

$$\frac{74,97}{69,44} = 1,08$$

Aplicando la fórmula N° 32

$$L = 2 (88) + 1,57 (11,5 + 11,5)$$

$$L = 212,11 \text{ cm}$$

El ancho de la banda se lo seleccionará de 66 mm a 4 mm de espesor.

3.12. CALCULO Y SELECCION DE PIÑONES Y CADENAS

Para los siguientes cálculos y elecciones se usará el libro de Shigley.

Nº D = número de dientes

Pot = 2,32 HP

V = 394 rpm

RT2 = 2,1

D2 = 10 dientes

Nº $\frac{D1}{10} = 2,1$

D1 = 21 dientes

Selección de cadena:

C = Longitud entre centros = 43 cm

En la tabla de Shigley selecciono un factor de servicio con choques moderados y 10 hr/día de trabajo de $k_s = 1,2$.

En la tabla Nº 15-6, con el paso de la cadena de 1/2" tenemos una resistencia a la tensión de 3.700 libras = 1679,8 kgf.

Longitud de la cadena:

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4(C/D)} \quad \text{Fórmula N° 33}$$

$$\frac{L}{P} = 84$$

3.13. CONSTRUCCION Y ENSAMBLE DEL CABEZAL SEGADOR DE ACUERDO A LO DISEÑADO.

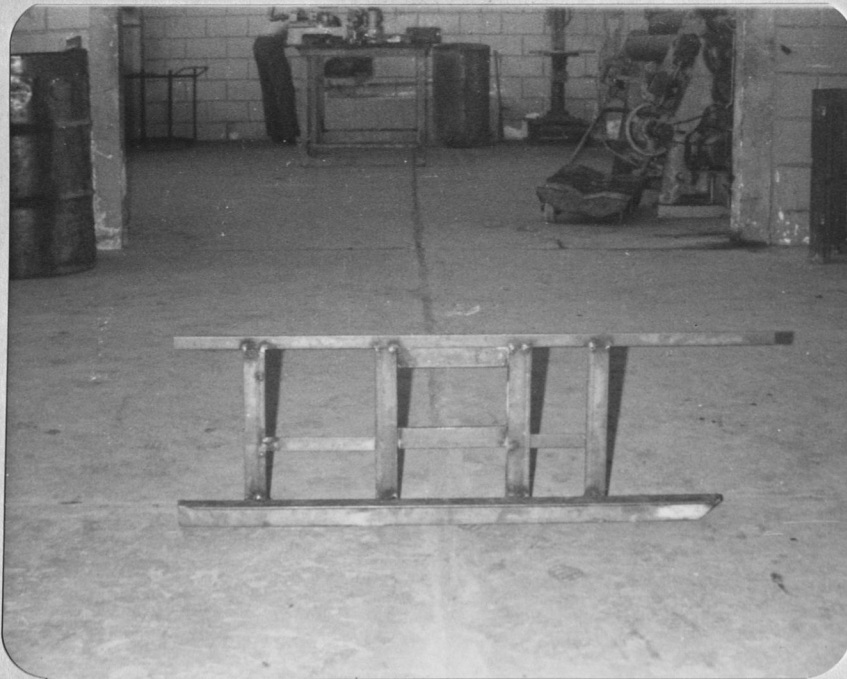


Foto # 1 ESTRUCTURA PRINCIPAL DEL CABEZAL

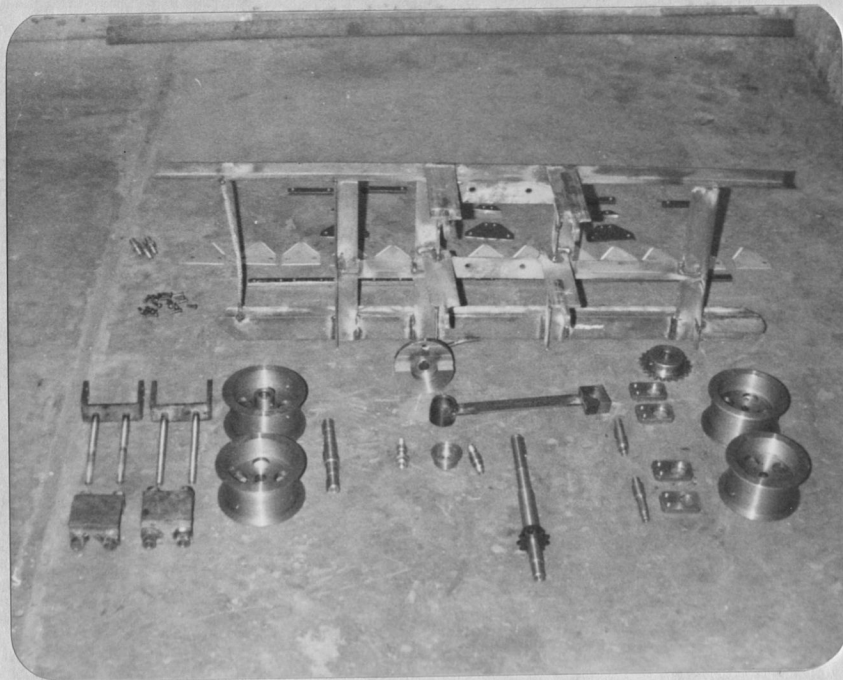


Foto # 2 DESPIECE DEL MECANISMO TRANSPORTE



Foto # 3 GUIAS DEL PRODUCTO

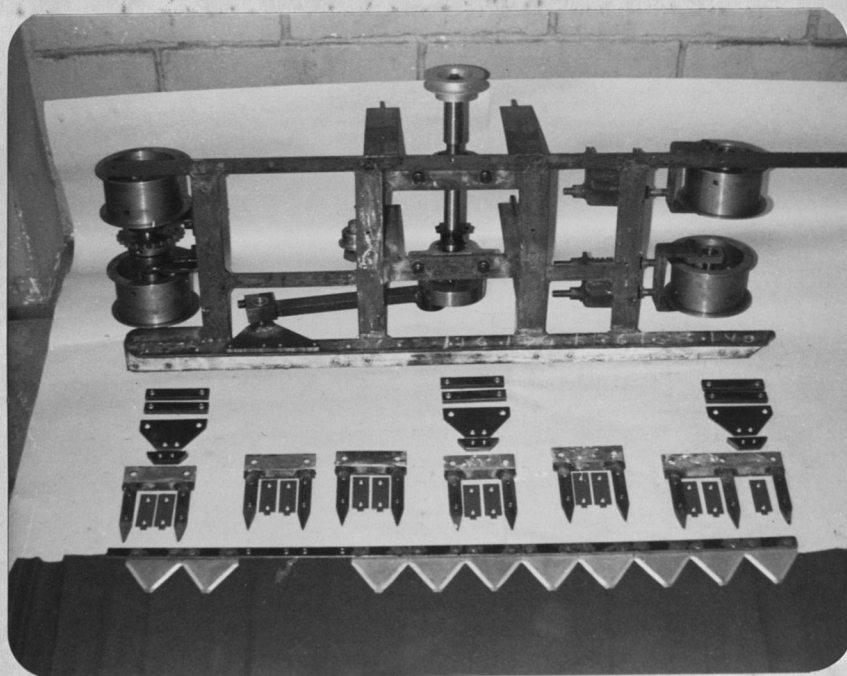


Foto # 4 DISTRIBUCION DEL SISTEMA DE CORTE

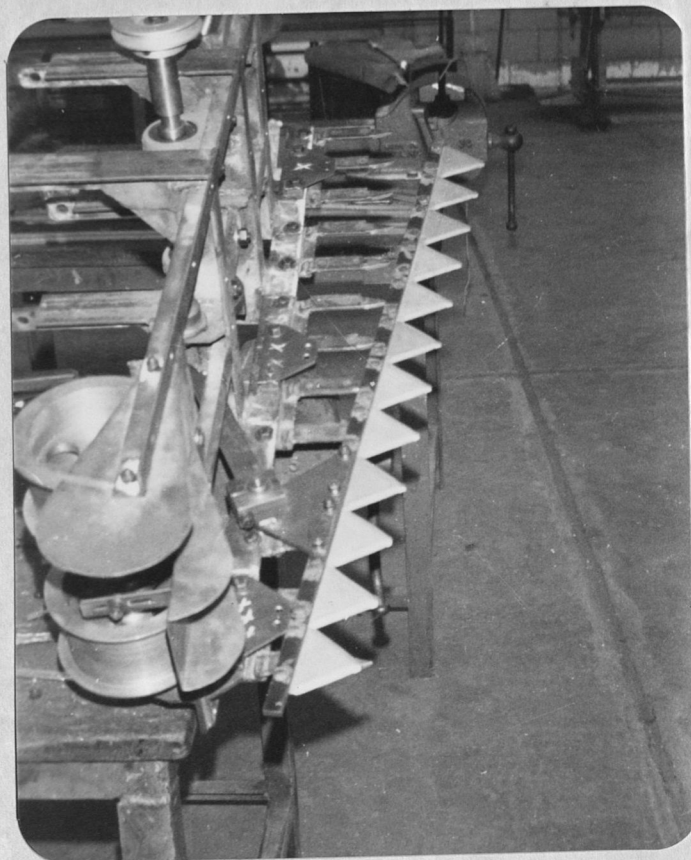


Foto # 5

COLOCACION DE LAS
CUCHILLAS



Foto # 6 VISTA POSTERIOR DEL CABEZAL



Foto # 7 VISTA TOTAL DEL CABEZAL Y MOTOCULTOR



Foto # 9 MEDICION DEL TORQUE CON CARGA PARCIAL.



Foto # 10 MEDICION DE REVOLUCIONES AL EJE PRINCIPAL.

CAPITULO IV

PRUEBAS DE LABORATORIO



Foto # 8 MEDICION DEL TORQUE SIN CARGA

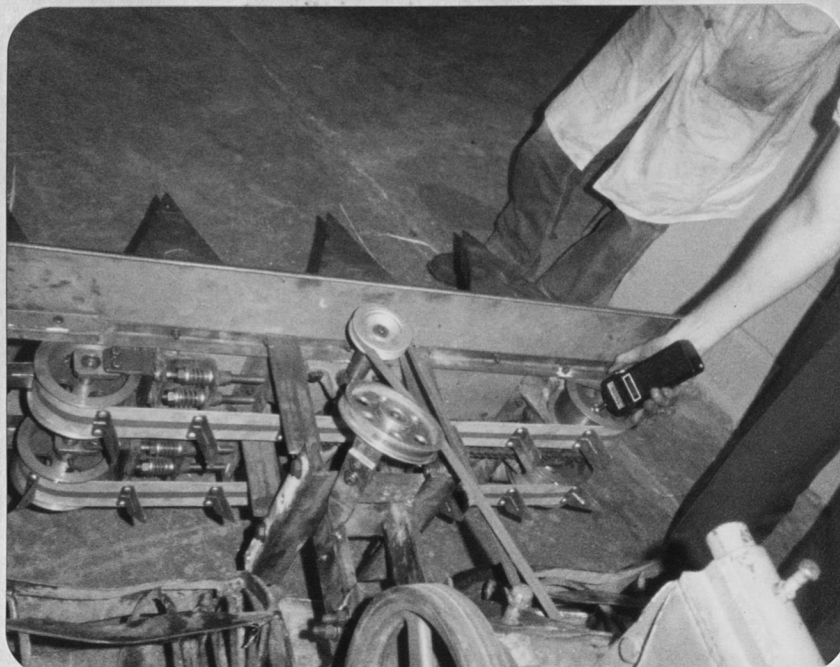


Foto # 11 MEDICION DE REVOLUCIONES DEL EJE DE LA POLEA DE LA BANDA TRANSPORTADORA.



Foto # 12 COMPROBACION DE REVOLUCIONES CON EL ESTROBOSCOPIO.

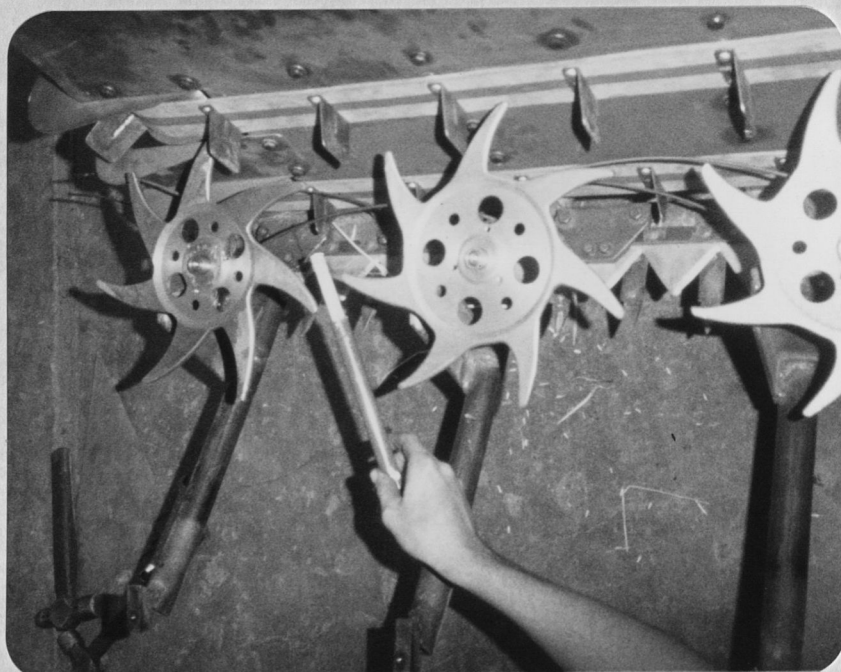


Foto # 13 MEDICION DE TENSION A LOS RESORTES.

CAPITULO V

PRUEBAS DE CAMPO

Las pruebas comienzan con la movilización del equipo hacia el campo como se aprecia en la foto # 1. Podemos ver la facilidad con que se pueden movilizar las maquinarias agrícolas.



Foto # 14 MOVILIZACION DEL EQUIPO AL CAMPO (Ministerio de Agricultura).

El segundo paso es la ubicación del sembrío y transporte de la maquinaria al mismo que se encuentra en condiciones de ser cosechado.



Foto # 15 CULTIVO A PUNTO DE COSECHA



Foto # 16 TRANSPORTE DE LA MAQUINA AL CULTIVO A PUNTO.

En la foto # 4 se aprecia la primera prueba que sirvió para tener un criterio de reajuste de los mecanismos de la máquina.



Foto # 17 PRIMERA PRUEBA DE CAMPO



Foto # 18 SEGUNDA PRUEBA DEL MOTOCULTOR EN TERRENO FANGOSO



Foto # 19 INICIACION DE LA COSECHA UNA VEZ REALIZADOS TODOS
LOS AJUSTES NECESARIOS A LA MAQUINA.



Foto # 20 PRIMERA PASADA

Resaltan 2 aspectos importantes:

- a) La calidad del corte de las matas, no se observa mayor -
pérdida ni fallas en el corte.
- b) La bondad de transporte del cabezal segador, deposita la
cosecha a un costado del motocultor.



Foto # 21 CONTINUACION DE LA COSECHA

Se aprecia una mayor cantidad del cultivo cortado y la fuerza con que el sistema de transporte saca el producto del cabezal segador.



Foto # 22 FIN DE UNA TAREA

Se observa la terminación de una tarea de prueba de la máquina. Luego el producto será recolectado a mano y ubicado en lugar determinado para ser trillado. Ver foto # 23.



Foto # 23 PROCESO DE TRILLADO

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

CAPACIDAD

La capacidad de corte del cabezal segador está dada por la velocidad desarrollada por el motocultor, la misma que varía en 2 a 2,5 km/h, con la que se cubre una área aproximada de 0,22 hectáreas por hora. Cabe anotar que al incrementar la velocidad arriba del límite mayor indicado anteriormente, se producen dos inconvenientes:

- 1.- Pérdida del producto por chicoteo de la espiga contra la placa frontal del cabezal.
- 2.- Agotamiento físico prematuro al obrero que maniobra el motocultor.

Manteniendo la velocidad promedio recomendada la máquina - trabaja con óptimos resultados sin importar la altura del cultivo ni la uniformidad en el alineamiento de la plantación.

FACILIDAD DE TRANSPORTE

El transporte del cabezal segador es sencillo, pues al estar acoplado al motocultor y con el auxilio de una rampa - se aprovecha su propulsión para embarcarlo y ser transportada a cualquier plantación.

POTENCIAS

Los valores de potencia determinados matemáticamente no difieren en alto porcentaje de los valores determinados experimentalmente por lo que consideramos estos valores satisfactorios.

El cálculo teórico arroja como resultado el requerimiento de 2,35 cv que comparada con las pruebas realizadas por varios investigadores determina una potencia de 3 cv.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- 1.- El cabezal segador es un accesorio del motocultor de gran utilidad por su capacidad de cosechar 1 hectárea en 4 horas 30 minutos, lo que comparada con el trabajo que realizan 2 agricultores, utilizando la hoz emplean 40 horas cada uno para cosechar la misma área.
- 2.- El cabezal segador es un ^x accesorio de fácil operación, con mecanismos sencillos de reparar y mantener.
- 3.- El cabezal segador puede ser utilizado para otros cultivos tales como soya, trigo, avena, etc, haciendo pequeñas modificaciones en la altura de corte.
- 4.- El cabezal segador es recomendado para ser adquirido por cooperativas de pequeños agricultores, fácil operación y mantenimiento por su bajo costo.

RECOMENDACIONES

- 1.- Se recomienda que las estrellas de transporte se las fabrique con pvc puesto que estas se comportan mejor que

la madera en el medio ambiente de trabajo, además el nivel de ruido es bajo comparado con el metálico.

- 2.- El mantener las relaciones de velocidades entre las estrellas y las ruedas del motocultor en 1,08 es de mucha importancia para obtener un corte eficiente.
- 3.- La humedad promedio recomendada para efectuar el corte del arroz está entre 18% y 25%, para evitar grandes pérdidas.
- 4.- La potencia requerida por el cabezal segador y consumida del motocultor es de 2,35 cv para cumplir con eficiencia sus funciones.
- 5.- Hacer un estudio de factibilidad para adaptación del cabezal segador a motocultores de otras marcas.
- 6.- Promocionar entre industriales e instituciones el que produzcan en serie el cabezal segador, para beneficio de muchos ecuatorianos.

TABLA I

HORAS HOMBRES NECESARIAS PARA COSECHAR 0,4 HECTAREAS DE TRIGO

	1830	1831	1896	Actualmente
1829	1830	1831	1896	Actualmente
Corte con hoz. 14h	05h corte con guadaña.	02h corte con segadora. (1.30 m)	1/2hcorte con segadora ata- dora. (1.50 m)	1/2h cosechadora (4,20 m)
Atado a mano 05h.	Atado a mano 05h.	Atado a mano 05h	Nada	Nada
Juntado de ga- villas. 01h	Juntado de ga- villas. 01h	Juntado de ga- villas. 01h	Juntado de ga- villas. 01h	Nada
Trilla con mar- tillos. 13h	Trilla con mar- tillos. 13h	Trilla con mar- tillos. 13h	Trillador esta- cionario. 1 1/2h	Nada
Limpieza del grano. 10h	Limpieza del grano. 10h	Limpieza del grano. 10h	Nada	Nada
Juntar y embol- sar. 03h	Juntar y embol- sar. 03h	Juntar y Embol- sar. 03h	Nada	Nada
46h	37h	34h	03h	1/2h

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		Consumo Anual qq Arroz Pilado
				Arroz	Pilado TM	
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	103.101	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	266.743	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	228.286	4'200.000	

TABLA III

UTILIZACION DE MAQUINARIA VERANO DE 1981

ZONA	HECTAREA	MAQUINARIAS		ARADO	RASTRADO	FANGUEO	SIEMBRA	COSECHA
		SI	NO					
Urbina Jado	4.121	57	65	57	8	15	-	12
Cañar	158,50	5	2	4	3	1	1	3
Naranjal	1.882	13	-	14	9	8	1	5
Guayaquil	770	3	3	3	2	2	-	2
Balzar	2.513	30	1	30	10	27	-	12
Samborandón	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

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
TOTAL	820	100,00

FUENTE: Programa Nacional del Arroz

BIBLIOGRAFIA

Ing. M. Espinosa, Diseño de Maquinaria, (Tomo I, Tomo II, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1983).

R. Wilkinson, O. Braunbek, Elemento de Maquinarias agrícolas (Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la alimentación, F.A.Q. Roma, 1977)

A. Stoney, H. Gulvin, Maquinarias Agrícolas (4ta. edición - Compañía Editorial Continental S.A. Junio, 1969) PP.491-495.

T. Lara, "Diseño y Construcción de una trilladora de Flujo - Axial" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1984).

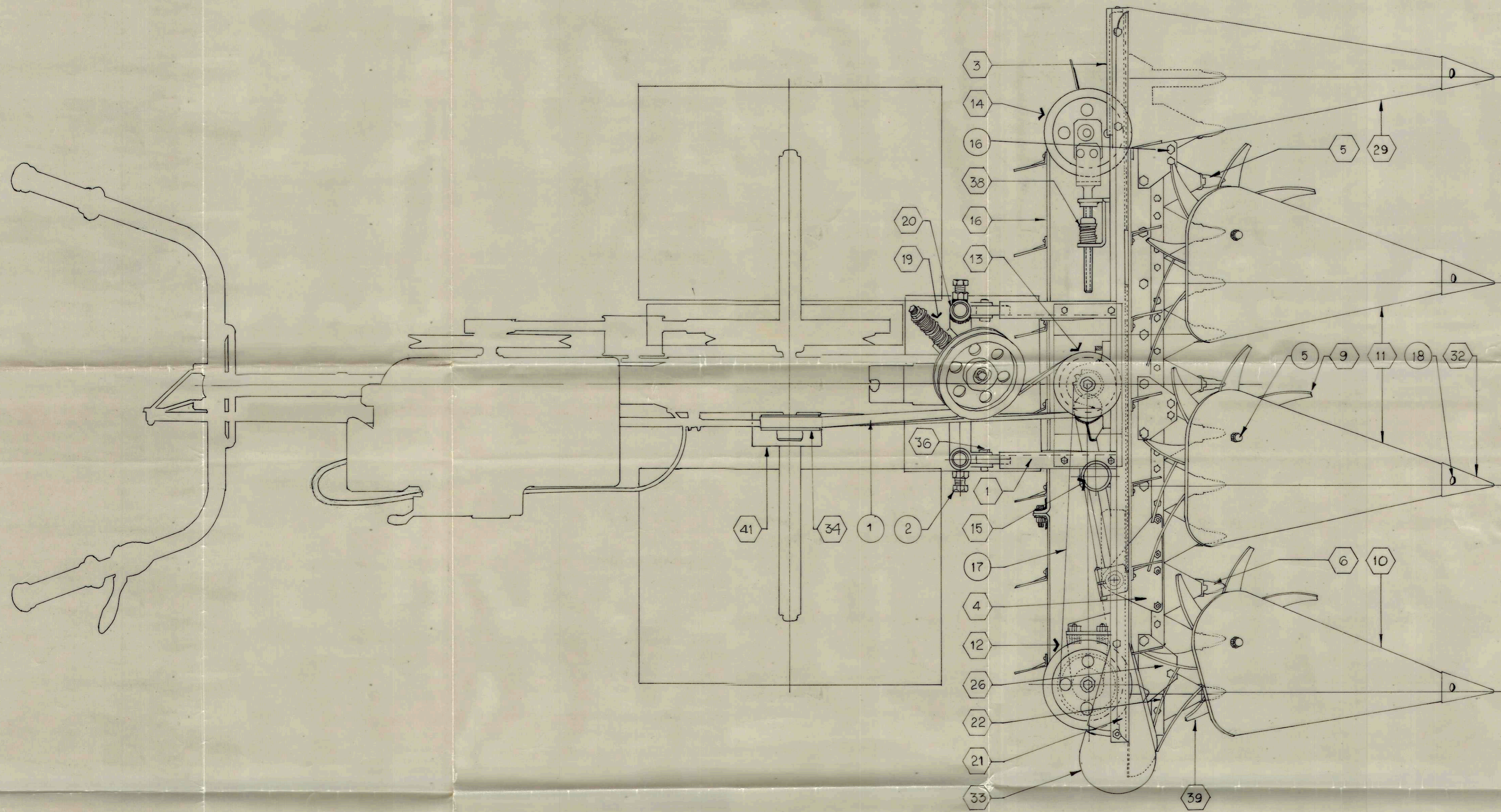
S.K.F., Catalogo general de Rodamiento.

M. Faires, Diseños de Elementos Mecánicos, Montaner y Simon España 1970.

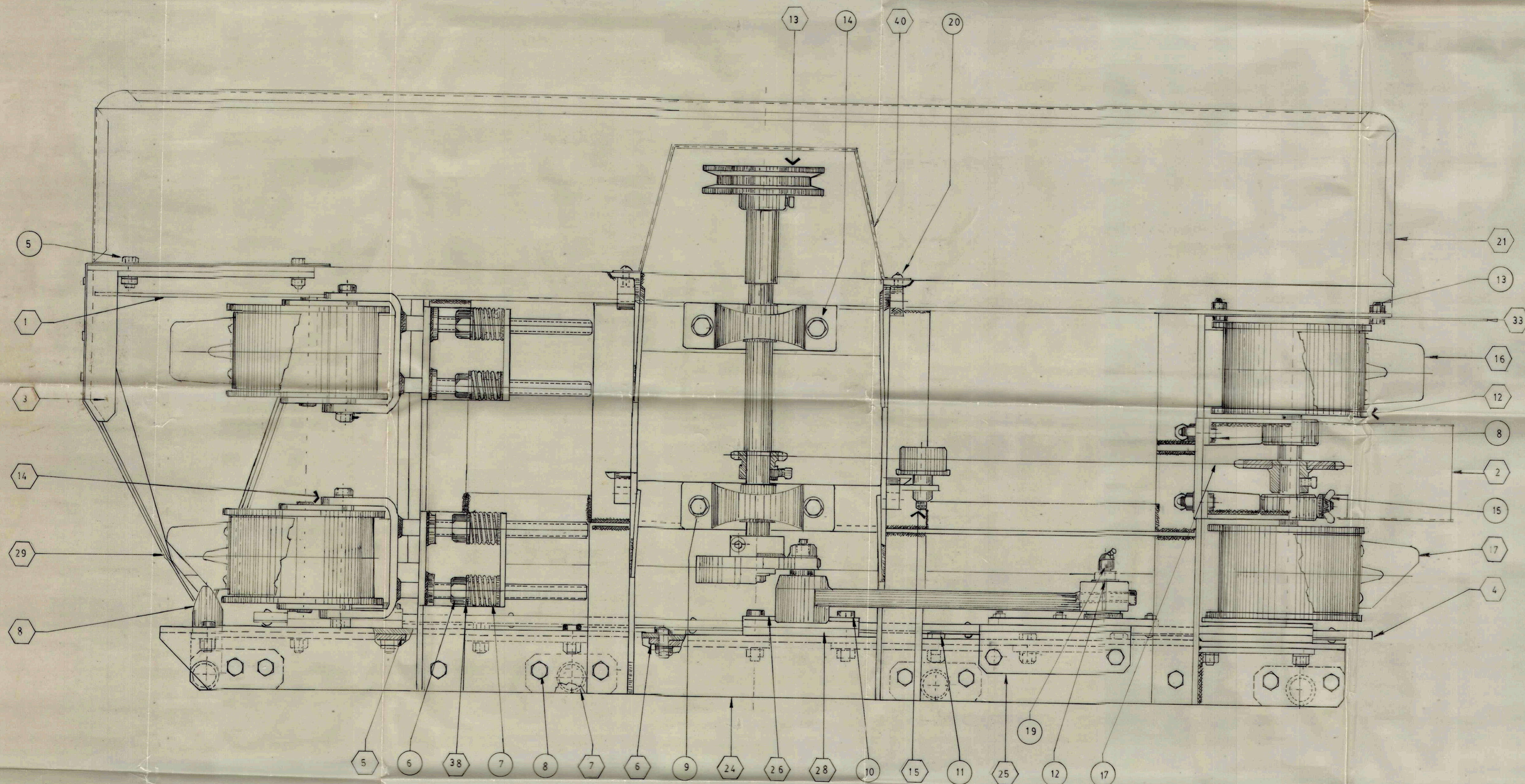
F. Singer, Resistencia de materiales, Harla S.A. de C.U. (2da. Edición NY, 1962)

J. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica (2da. Edición)).

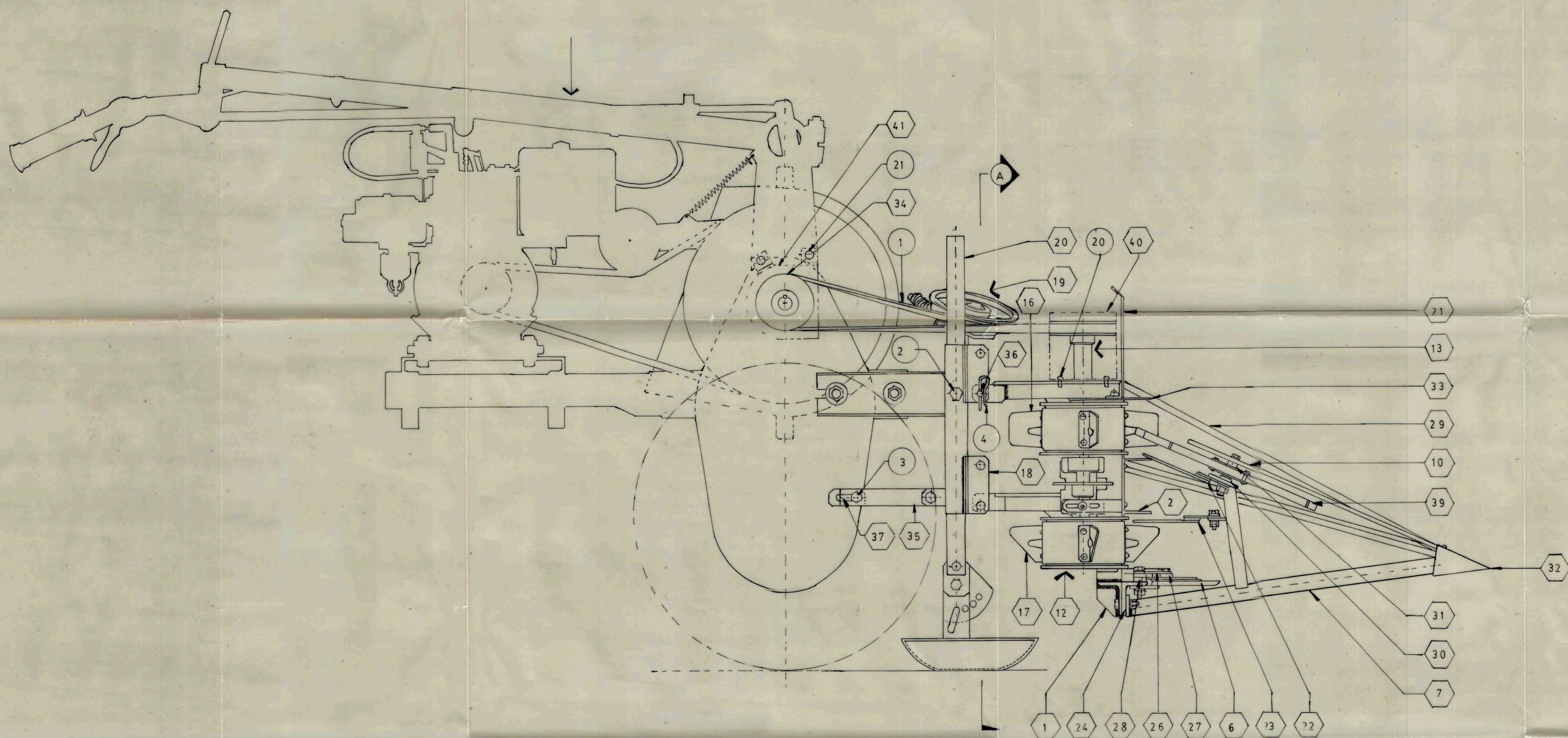
Mc, Graw - Hill de Mexico S.A. de C.U. , Mayo 1970).



TESIS DE GRADO		
ESCALA 1/4	DIMENSIONES mm	FECHA 15-09-84
	EGDO JOSE GUILLEN B.	DIR.ING M.ESPINOSA
ESPOL	VISTA SUPERIOR	



TESIS DE GRADO		
ESCALA 1/2	DIMENSIONES mm	FECHA: 15-09-84
	EGDO. JOSE GUILLEN B.	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	VISTA POSTERIOR DEL CABEZAL	



○ PIEZAS ORIGINALES

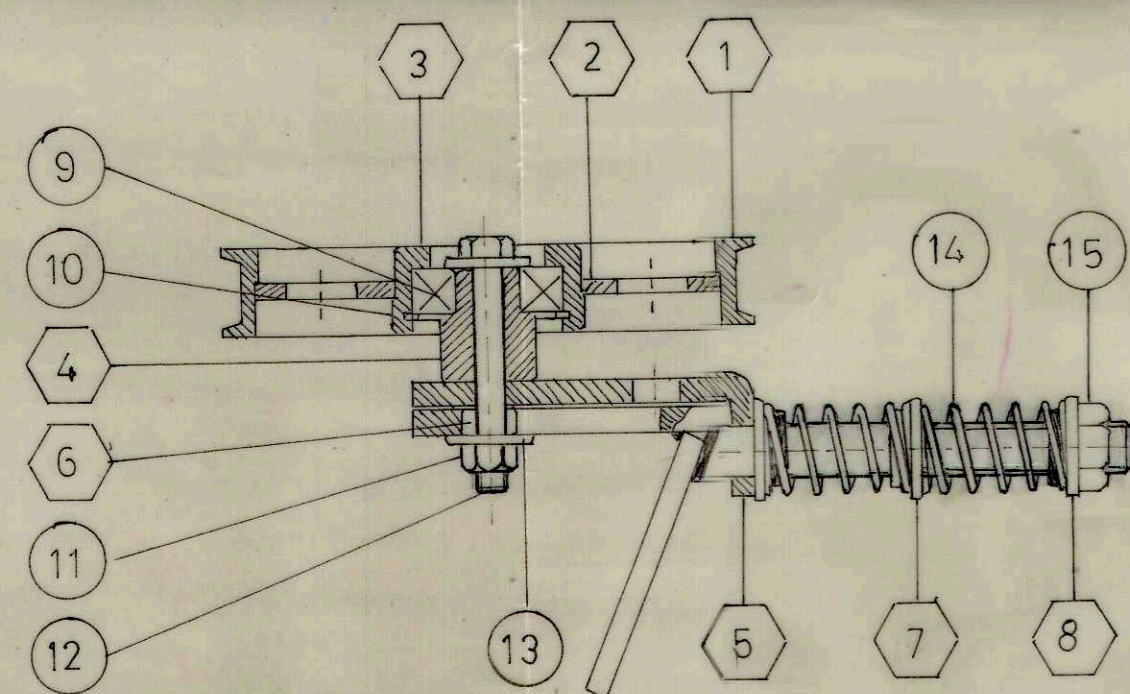
REF	DESCRIPCION	CANT
1	BANDA EN V	1
2	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 1/2-28 NF X 1 LONG.	2
3	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 3/8-16 NC X 3 1/2 LONG.	2
4	SEGURO DE 1/8 Ø	2
5	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 1/4-20 NC X 1/2 LONG.	5
6	TUERCA HEXAGONAL 1/2-13 NC	4
7	REPORTE DE VALVULA Nº 26828 RESORT 722	4
8	PERNO CABEZA HEXAGONAL 5/16-18 NC X 1 LONG.	16
9	PERNO CABEZA HEXAGONAL 3/8-16 NC X 1/4 LONG.	4
10	PERNO CABEZA HEXAGONAL 5/16-18 NC X 1 1/2 LONG.	6
11	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 5/16-18 NC X 3/4 LONG.	7
12	ARO EXTERNO DE RETENCION	1
13	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 5/16-18 NC X 1/2 LONG.	4
14	ANILLO PLANO ANCHO 3/8 Ø ANTERIOR	4
15	TUERCA MANIPOSA 1/4-20 NC CON ANILLO DE PRESION	1
16	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 1/4-20 NC X 3/8 LONG.	6
17	CADENA GIRATORIA 1/2 X 38 VUELTAS RC 40 CON SEGURO	1
18	TORNILLO DE CABEZA REDONDA CON MUESCA 1/4-20 NC X 1/2	4
19	CODO PARA PROVISION DE GRASA (GRASERA)	1
20	PERNO CON CABEZA REDONDA CON MUESCA Nº 10-24 NC X 1/2	4
21	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL 1/4-20 NC X 3/4 LONG.	2

◻ PIEZAS FABRICADAS

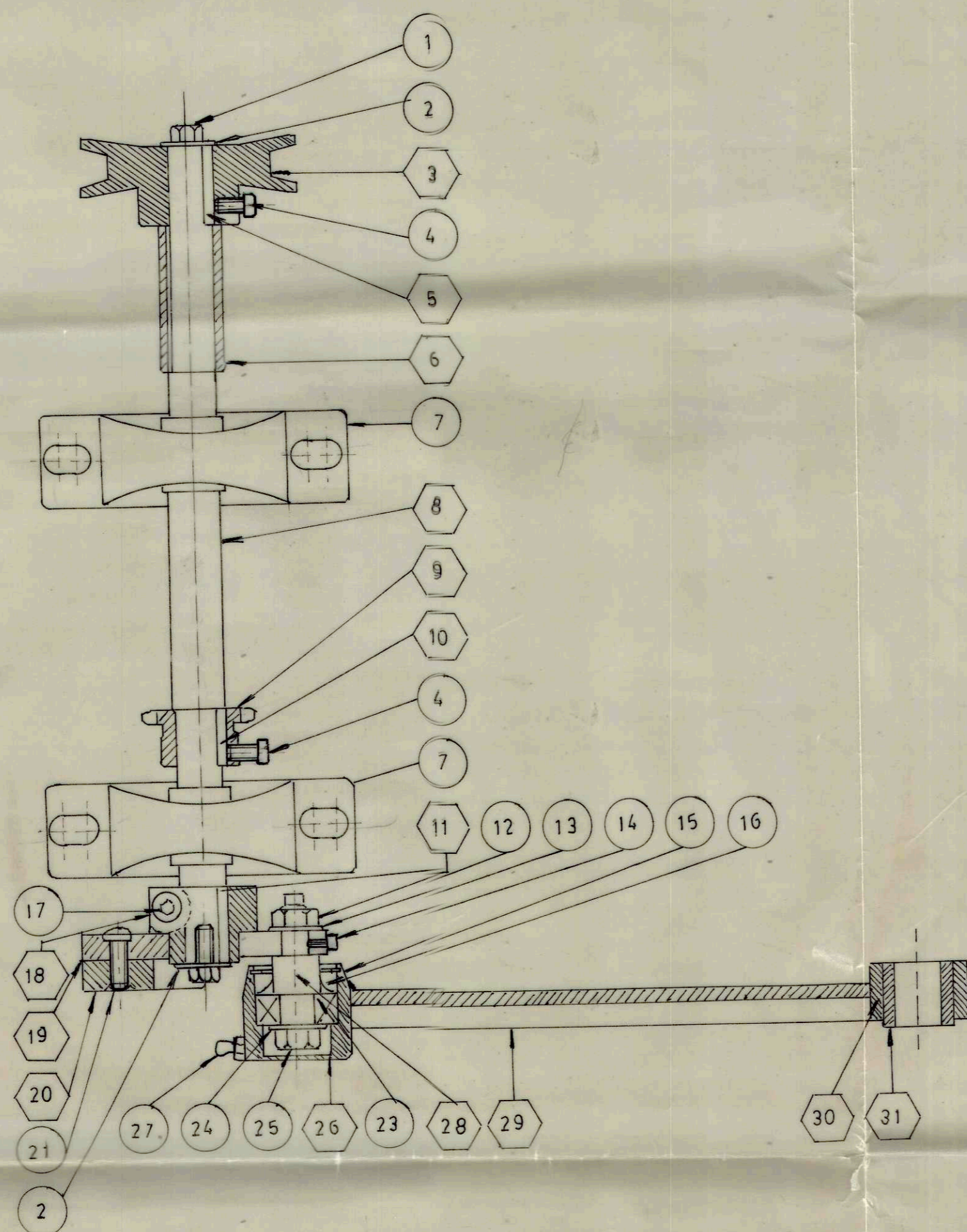
41	PROTECTOR DE BANDA Y POLEA	1
40	PROTECTOR DE BANDA Y POLEA	1
39	CREMALLERA EXTREMO DERECHO	1
38	ESPACIADOR	10
37	BARRA DE MONTAJE CON CORCHETE DE ENLACE	2
36	PASADOR	2
35	CORCHETE DE ENLACE	2
34	POLEA DE DIRECCION DEL ARADO	1
33	DESVIADOR DE DESCARGA SUPERIOR	1
32	PUNTA FRONTAL	4
31	ESPACIADOR DE LA CREMALLERA	3
30	EJE DE LA CREMALLERA	3
29	CUBIERTA FRONTAL DE LA TERMINAL IZQUIERDA	1
28	PLACA POSTERIOR DE DESGASTE	6
27	PLACA ANTERIOR DE DESGASTE	3
26	PLACA DE AMARRE	2
25	BARRA GUIA DE CUCHILLA	1
24	MARCO PRINCIPAL DE LA BARRA CORTADORA	1
23	RESORTE DE PRESION INFERIOR	3
22	RESORTE DE PRESION SUPERIOR	3
21	HOJA METALICA FRONTAL	1
20	SOPORTE DE ENSAMBLE	1
19	POLEA TEMPLADORA	1
18	SEGURO DEL MARCO	1
17	TRANSPORTADOR INFERIOR	1
16	TRANSPORTADOR SUPERIOR	1
15	REGULADOR DE LA POLEA TEMPLADORA	1
14	ACCESORIO DE LA POLEA OCIOSA	2
13	ACCESORIO PRINCIPAL DE LA POLEA DE DIRECCION	1
12	ACCESORIO DE POLEA DE DIRECCION	1
11	PROTECTOR	2
10	EXTREMO DERECHO DEL PROTECTOR	1
9	CREMALLERA	2
8	MARCO PROTECTOR EXTREMO IZQUIERDO	1
7	ACOPLADOR DE LA SEGADORA	3
6	REJA DE PROTECCION	5
5	EXTREMO IZQUIERDO DE LA REJA DE PROTECCION	1
4	PLACA DE TRANSMISION	1
3	MARCO DE CUBIERTA DE LA SEGADORA	1
2	PLACA DE DESCARGA	1
1	MARCO PRINCIPAL	1

TESIS DE GRADO

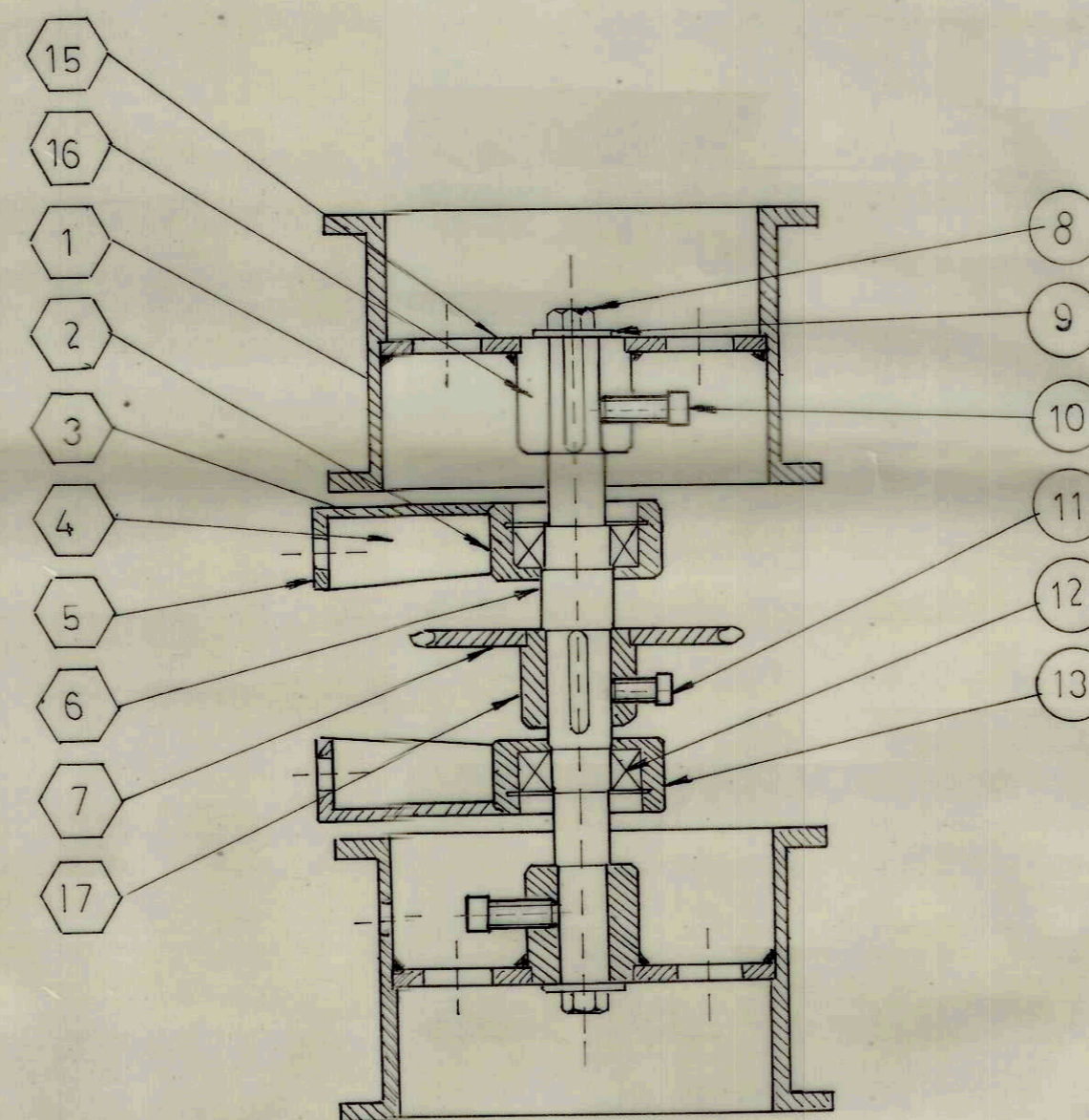
ESCALA 1/4	DIMENSIONES mm	FECHA 15-09-84
	EGDO JOSE GUILLEN B.	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	VISTA LATERAL	



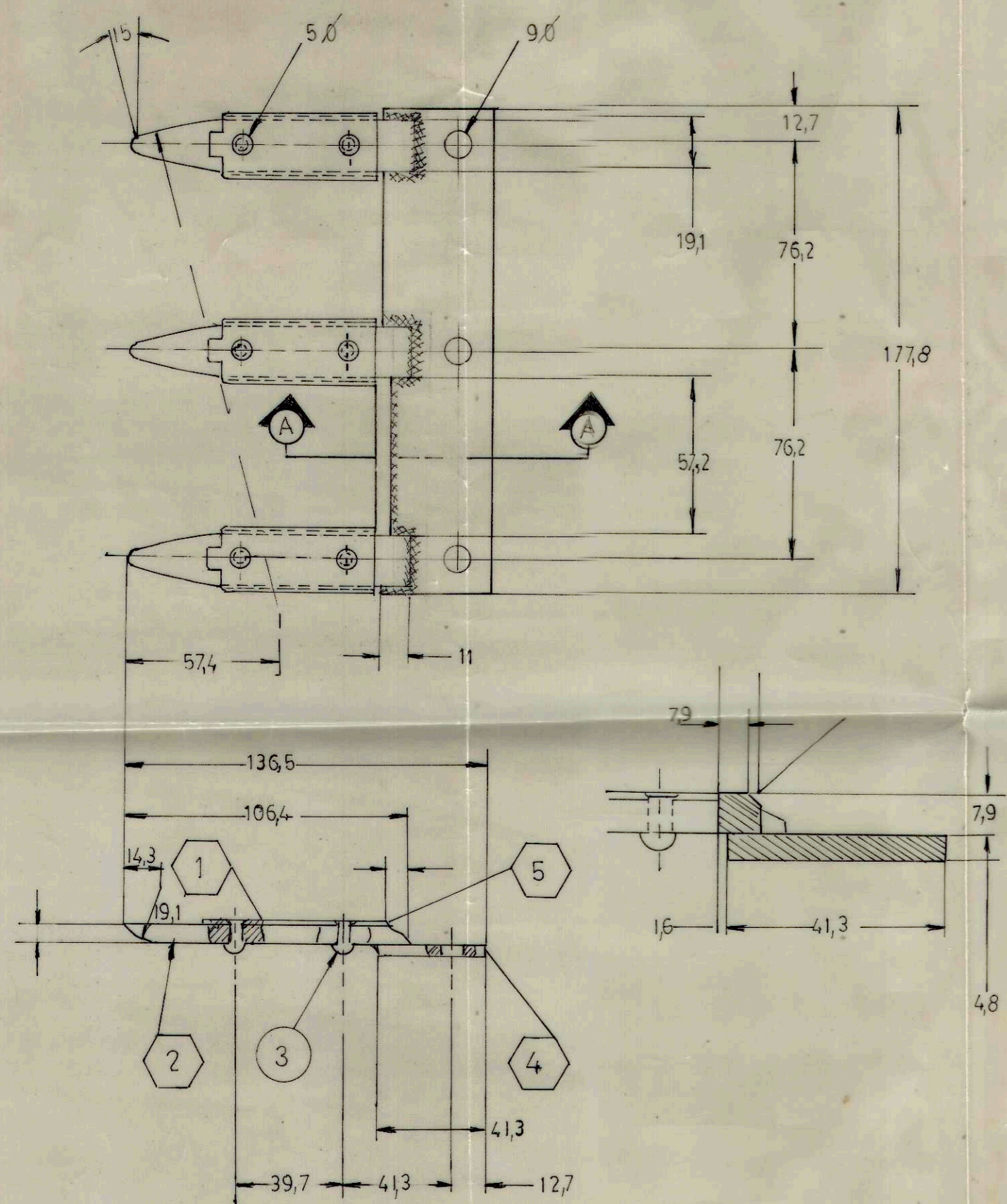
MECANISMO CON RESORTE PARA LA POLEA TENSORA



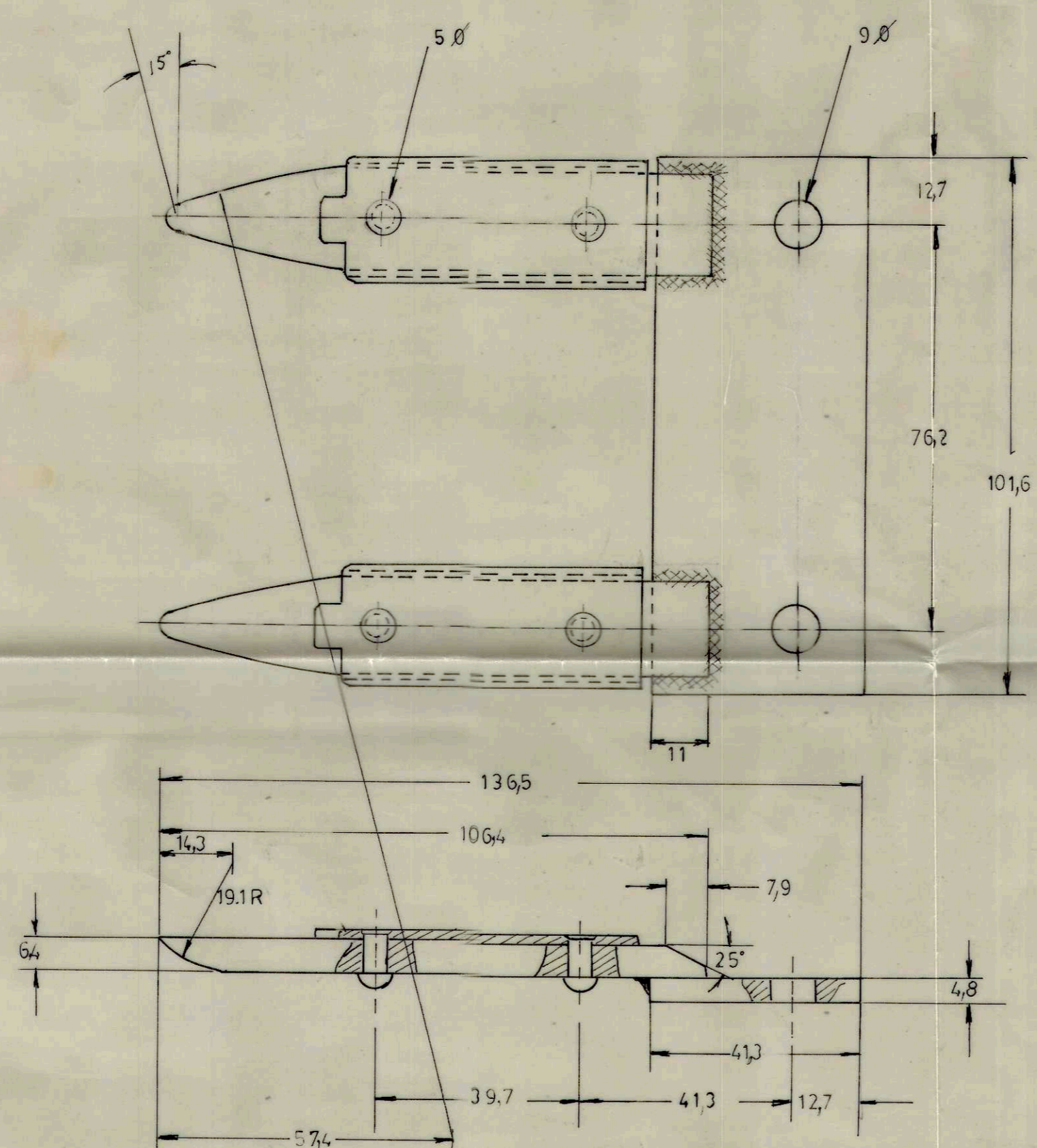
MECANISMO PRINCIPAL DE IMPULSION



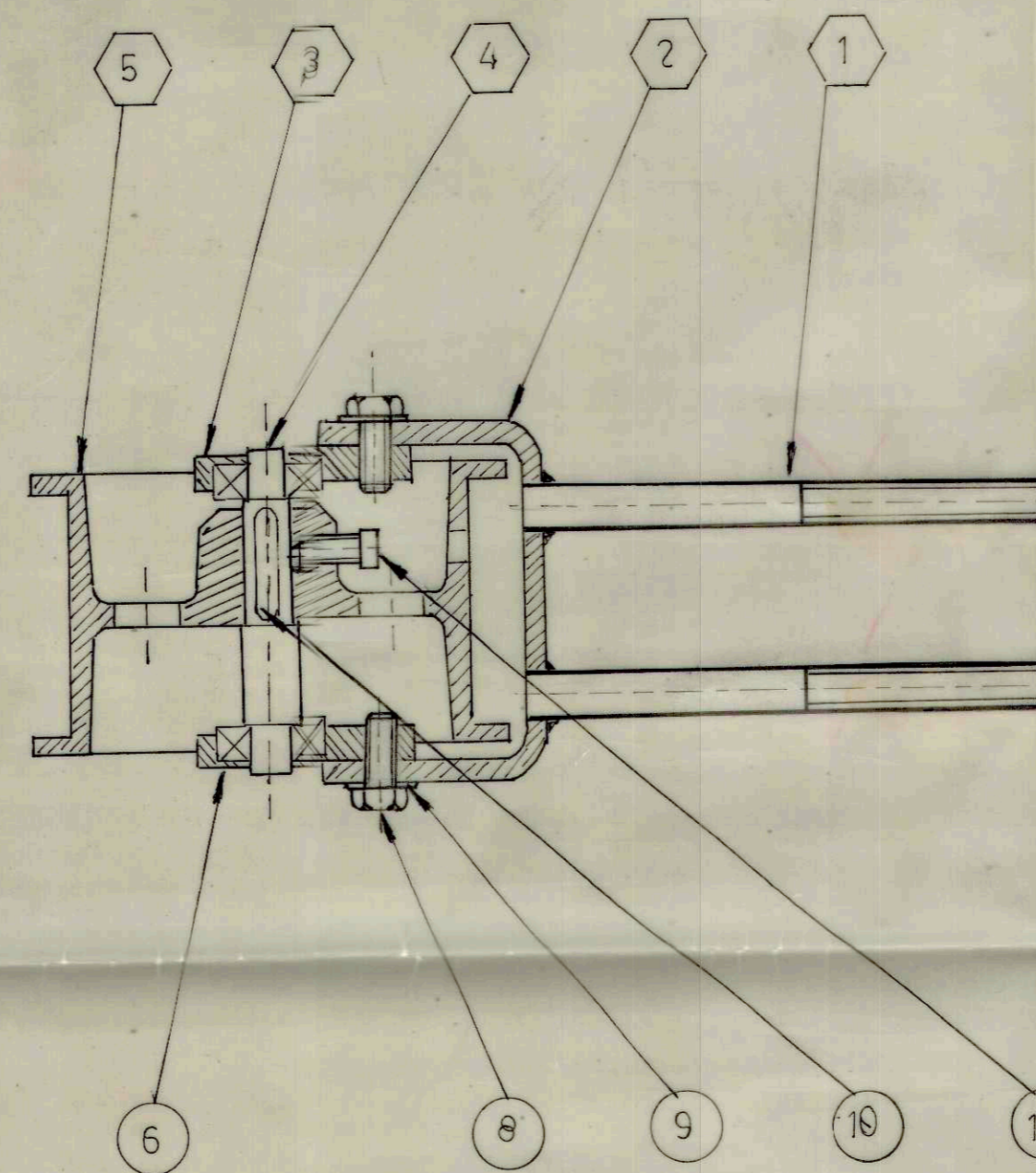
MECANISMO DE TRANSMISION DE LA POLEA



MECANISMO DE PROTECCION LADO IZQUIERDO



MECANISMO DE PROTECCION



MECANISMO DE LA POLEA TENSORA

TESIS DE GRADO		
ESCALA 1/2	DIMENSIONES mm	FECHA 15-09-84
	EGDO. JOSE GUILLEN B.	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	MECANISMOS PRINCIPALES	

