ESPOL
CIB
D-7538

T
631.37
S939

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"DISENO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE MOTOCULTOR PARA LABORES DE LABRANZA"

TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

WILSON SUAREZ MENDIETA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1.958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.987

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

A todos quienes hicieron posible el cumplimiento de esta meta, aspirando que la misma trascienda lo personal.

D E D I C A T O R I A



BIBLIOTECA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

ING. EDUARDO ORCES P.
DECANO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ING. MARCELO ESPINOSA L.
DIRECTOR DE TESIS

ING. MANUEL HELGUERO G.
TRIBUNAL DE TESIS

ING. EDMUNDO VILLACIS
TRIBUNAL DE TESIS

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

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).

.....

WILSON SUAREZ MENDIETA

R E S U M E N

El marco esquemático y el contenido del presente trabajo, obedecen al interés de lograr una sistematización de conocimientos ingenieriles en el ámbito de la Mecánica, con caracteres tales que vuelvan efectiva la propuesta tecnológica que se constituye.

Empezando con definiciones explicativas en torno a lo que debemos entender como "validez de una propuesta tecnológica", se continúa con una justificación que en términos cualitativos y cuantitativos identifiquen al sector productivo hacia el cual va dirigido esta propuesta particular. Después, en base al cotejamiento con experiencias similares foráneas y a través de una evaluación del medio agrícola en el cual se utilizará la máquina referida, arribamos a la concepción descriptiva del prototipo. La fundamentación ingenieril propia se contempla en los siguientes capítulos, donde cálculos y diseños de las partes y piezas se exponen y encuentran su mejor apoyo justificativo en los resultados de las pruebas que posteriormente se efectúan.

El detalle de los costos se presenta, igual que los pla-

nos respectivos. Las recomendaciones y conclusiones en la parte final, es menester mencionar, se realizan proyectando los resultados hacia la posibilidad cierta de reproducir en serie esta máquina.

I N D I C E G E N E R A L

Pág.

RESUMEN 6

INDICE GENERAL 8

INDICE DE FIGURAS 11

INDICE DE SIMBOLOGIA 17

INDICE DE TABLAS 21

INTRODUCCION 22

I. CAPITULO 26

ANALISIS DEL MERCADO 26

1.1 Demanda de Maquinaria Agrícola Liviana en nuestro País. 26

1.1.1 Consideraciones sobre demanda de Motocultores. 33

1.2 Perspectivas del Mercado de Motocultores en el Litoral. 37

II. CAPITULO 44

DISENO DEL PROTOTIPO 44

2.1 Concepción del Prototipo de un Motocultor y su descripción. 44

2.2 Determinación de las condiciones de trabajo. 69

2.3 Cálculo de la Potencia requerida y selección del motor. 83

2.4 Cálculo y Diseño del Conjunto de Transmisión del motocultor. 89

		Pág.
2.5	Cálculo y Diseño de la Barra de Mando.	192
2.5.1	Cálculo y Diseño del Soporte de la barra de Mando.	200
2.6	Cálculo y Diseño del Embrague	224
2.7	Cálculo y Diseño del Bastidor	240
2.8	Cálculo y Diseño del Contrapeso.	243
III.	CAPITULO	246
	CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO	246
3.1	Selección de Materiales y Suministros.	246
3.2	Criterios usados para la construcción.	249
3.3	Descripción de las operaciones realizadas.	251
3.4	Determinación de Costos	253
3.5	Montaje y Acabados	256
IV.	CAPITULO	265
	PRUEBAS	265
4.1	Pruebas de Laboratorio para cargas estáticas.	265
4.1.1	Fuerza de Tiro	266
4.1.2	Fuerza de Patinaje	266
4.1.3	Velocidad de Trabajo y en vacío	267
4.2	Pruebas de Campo para cargas dinámicas, en diferentes suelos y con diferentes accesorios.	269

BIBLIOTECA

Pág.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 282

APENDICES 287

BIBLIOGRAFIA 290

PLANOS 292

INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Sistema integrado de INTRAC (Alemania) para permitir acople de un rango de equipo alrededor de la unidad de tracción. .	30
1.2	Arado con cuchilla circular	32
1.3	Motocultor de la firma brasilera TECNI-TEAM. El MC10 con el acople de arado rotativo.	32
2.1	Esquemas de compactación del suelo: A) Terreno arenoso compactado; B) El mismo terreno comprimido; C) Arcilla no compactada, la arcilla está formada por laminillas microscópicas; D) Arcilla comprimida por el paso de tractores en el suelo, arcilla muy fuertemente compactada en el subsuelo de D; E) Es casi impermeable; F) Suelo normal con partículas de diversos tamaños distribuidas irregularmente; G) El suelo anterior con una costra superficial ocasionada por la lluvia o el riego; H) El mismo terreno comprimido por los tractores en el subsuelo.	50

Nº		Pág.
2.2	Fases de la compactación del terreno, que se produce de abajo hacia arriba a partir de la compactación inicial producida por vehículos y aperos.	51
2.3	Motocultor con dispositivo rotatito para pulverizar el terreno cuya estructura destruye, haciendo disminuir la permeabilidad.	57
2.4	Motocultor con ruedad agramadoras y nivelador.	58
2.5	Arado para motocultor	58
2.6	Motocultor de la firma española AGRIA, con acople de bomba para riego.	60
2.7	Rueda de motocultor para trabajo en suelo inundado (Japón) según Labrouse y Uzureau.	62
2.8	Rueda "Flotante" (Japón), según Labrouse y Uzureau.	62
2.9	Rueda fangueadora (Japón), según Labrouse y Uzureau.	62
2.10	Conjunto general del motocultor prototipo	68
2.11	Valor de las propiedades dinámicas del suelo de acuerdo con el porcentaje de arcilla del suelo.	70
2.12	Cohesión molecular; partículas de arcilla con mediana (A) y Gran (B) adición de agua.	70

Nº		Pág.
2.13	Cohesión superficial: Efecto de la humedad sobre la cohesión superficial.	72
2.14	Esfuerzo de corte máximo para distintos suelos de acuerdo con el esfuerzo normal A: Suelo liviano seco; B: Arcilloso plástico húmedo; C: Agrícola franco seco.	75
2.15	Esfuerzo de deslizamiento τ como función del esfuerzo normal.	76
2.16	Esfuerzo de deslizamiento como función de la humedad del suelo.	77
2.17	Dimensionamiento general -de planta- del motocultor.	82
2.18	Esquema cinemático de la transmisión del motocultor.	90
2.19A	Este caso A se tiene cuando el herramental se coloca en laparte posterior del motocultor.	102
2.19B	Caso B, el herramental se coloca adelante.	103
2.20A	La fuerza resultante sobre el eje para el caso A.	107
2.20B	La fuerza resultante sobre el eje para el caso B.	107
2.21	Dirección de las tensiones de la banda para el cabezal segador.	108
2.22	Fuerza resultante sobre el eje	110

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTEC

Nº		Pág.
2.23	Dibujo constructivo del eje superior ...	129
2.24	Dibujo constructivo del eje central	137
2.25	Sección del buje	148
2.26	Descripción a escala del contacto buje-eje exagonal.	150
2.27	Vista parcial de la jaula -rueda-, anillos laterales.	166
2.28	Vista parcial y seccionamiento de la rueda, apreciando las platinas de sustentación.	173
2.29	Fuerzas que actúan sobre la platina	174
2.30	Configuración de la caja -perfil de la tapa- con las fuerzas aplicadas.	187
2.31	Fuerzas aplicadas sobre la barra de mando	191
2.32	Fuerzas aplicadas al soporte de la barra.	201
2.33	Localización del centroide en la distribución de los pernos y fuerzas respectivas.	204
2.34	Cordón de soldadura en los anillos de la caja.	218
2.35	Sistema del embrague-templador de bandas-	223
2.36	Sección del rodillo templador	237
2.37	Conjunto del motocultor, con el contrapeso y fuerzas.	241
3.1	Vista en conjunto del motocultor previa una prueba sin carga, jardines de la ESPOL	258
3.2	Constitución de la rueda denominada jaula metálica.	259

Nº		Pág.
3.3	Subconjunto: Barra de mando, soporte, timón y mecanismo de embrague-templador. ..	260
3.4	Montaje de la caja de transmisión	261
3.5	Conjunto de transmisión de la caja	262
3.6	Cierre de la caja de transmisión, durante el montaje.	263
4.1	Inclinación Frontal (Caso A). Inclinación Lateral (Caso B).	265
4.2	Prueba de laboratorio: Fuerza tiro. Medida tomada de la tracción de las ruedas.	271
4.3	Prueba de laboratorio: Fuerza de patinaje. Medida tomada aplicando el dinamómetro al bastidor.	272
4.4	Prueba de campo: El motocultor previo a la toma de medidas.	273
4.5	Prueba de campo: Fuerza de tiro en terreno plástico. Experiencia realizada en Daule, Hda. El Rosario.	274
4.6	Prueba de campo: Comportamiento en labor de fangueo. (Hda. El Rosario, Daule). .	275
4.7	Cabezal segador de arroz. Herramental que se acoplará al motocultor.	276
4.8	Verificación de velocidades que aseguren la sincronización del conjunto motocultor-cabezal segador en el proceso de corte de arroz. Luz estroboscópica y tacómetros del Laboratorio de Sólidos ESPOL.	277

Nº		Pág.
4.9	Conjunto motocultor-cabezal segador montado.	278
4.10	Labor de segado de arroz en el Centro Experimental de la Hda. El Rosario.	279
4.11	Ajustes del motor para continuar la faena de segado. Trabajo conjunto con miembros del Taller Mecánico de la ESPOL.	280
4.12	Simulación de labor de nivelación con plancha de madera. Dinamómetro que detecta las fuerzas del trabajo.	281

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

S I M B O L O G I A

Aws	-	Sociedad Americana de Soldadura
a	-	Ancho dimensionamiento de partes
A	-	Area
A_ω	-	Area unitaria
c	-	Distancia a la línea Neutra - análisis de Esfuerzos normales.
C	-	Cohesión - Esfuerzo
C	-	Distancia entre ejes
C_α	-	Adhesión - Esfuerzo
C_x, C_j	-	Factores de corrección de potencia - bandas
Cc	-	Relación de esbeltez
Co	-	Carga estática
C	-	Carga dinámica
C	-	Factor de servicio
CV	-	Caballlo vapor
d	-	Diámetro
e	-	Espesor
E	-	Módulo de elasticidad
F	-	Fuerza
Fc	-	Fuerza centrífuga
Fr	-	Fuerza resultante

f_ω	-	Esfuerzo unitario normal -soldadura-
fc	-	Esfuerzo unitario de corte -soldadura-
f_{perm}	-	Esfuerzo permisible -soldadura-
g	-	Aceleración de la gravedad
G	-	Módulo de rigidez en torsión
HP	-	Caballo de fuerza
h	-	Altura
I	-	Distancia entre ejes
I	-	Inercia
K	-	Constante de rigidez
K	-	Relación de transmisión
K	-	Factor de correción
L	-	Longitud primtiva de la banda
Le	-	Longitud efectiva -Columnas-
MAG	-	Ministerio de Agricultura
M	-	Momento
N	-	Número de espiral
N	-	Número de revoluciones por minuto
n	-	Factor de seguridad
P	-	Potencia
Pi	-	Potencia de inercias
Pt	-	Potencia de transporte
Pr	-	Potencia de rodadura
p	-	Dimensión de la vertedera
Pb, Pdif		Prestaciones para el Cálculo de Potencia -Tabla.
Q	-	Número de correas

r	-	Radio de giro
rh	-	Altura del anillo lateral de la rueda
R	-	Resistencia a fuerzas
S	-	Resistencia -esfuerzo-
Sm	-	Esfuerzo medio -resistencia-
Sa	-	Amplitud de esfuerzo
Ssy	-	Resistencia a la fluencia en corte
Sy	-	Resistencia a la fluencia
Se	-	Resistencia a la fatiga
Su_t	-	Resistencia última a la tensión
S_ω	-	Area unitaria
T	-	Torque
V	-	Velocidad
v	-	Velocidad
W	-	Peso
w	-	Peso por longitud de banda
x, y	-	Ejes de referencia
Z	-	Número de rayos
α	-	Angulo
β	-	Factor de corrección de esfuerzo
Δ	-	Deflexión
ω_c	-	Fuerza centrífuga
ω	-	Esfuerzo de las bandas sobre el rodillo
ω	-	Altura del filete de soldadura
Δ_p	-	Esfuerzo permisible
Δ	-	Esfuerzo normal
Δa	-	Amplitud de esfuerzo

σm	-	Esfuerzo medio
σr	-	Resbalamiento -factor-
σ	-	Esfuerzo -peso en terreno
θ, δ	-	Angulo friccionales (tierra)
θ_1, θ_s	-	Angulos de contacto de banda
ρ	-	Densidad
ρ	-	Factor de rodadura
τ	-	Esfuerzo de corte
τ'	-	Esfuerzo de deslizamiento
τc	-	Corte de tierra -esfuerzo-

INDICE DE TABLAS

Nº		Pág.
I	Importaciones realizadas, en toneladas Fuente: Banco Central del Ecuador.	27
II	Importaciones realizadas, valor CIF en miles de dólares, Fuente: Banco Central del Ecuador.	28
III	Importaciones de los distribuidores	34
IV	Tractores seleccionados para la Costa	35
V	Espectro de labores, objetivos y máquinas en la agricultura.	54
VI	Valores de Cohesión C y ángulo de fricción θ	79
VII	Valores de Adhesión C α y ángulo de fricción interna δ.	79
VIII	Esfuerzo unitario de tracción para cada tipo de suelo.	86
IX	Pruebas y resultados	270

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

Al tiempo de escribir esta introducción sobre esta propuesta tecnológica, se trabaja ya en la reproducción optimizada de la misma en el marco de un Convenio de Investigación, que pretende finiquitar diversos prototipos concebidos en instancias de Tesis con miras a la recomendación de sus construcciones en serie: Trilladora, cabezal segador y del referido a nuestro motocultor.

Esta mención explica la perspectiva objetiva del presente trabajo, contenido que por otro lado será explicado en el Capítulo I, de esta tesis: Diseño y Construcción de un Prototipo de Motocultor para Labores de Labranza.

Una propuesta tecnológica como la presente, considera la apropiación y modificación de concepciones, en formas, métodos y funcionamientos, de maquinarias provenientes de otros países llamados industrializados, que sumadas al aspecto de iniciativas y creaciones propias que se pueden lograr a partir del conocimiento de los requerimientos locales reales en la utilización de aquella maquinaria, junto con el de factores intervinientes en los procesos de construcción y de los referidos a las condiciones de su apli-

cación, converjan en el resultado de una o más alternativasidóneaspara el sector hacia el cual se dirige esta opción.

Es importante anotar que la validez de esta opción y su éxito al ritmo del avance tecnológico mundial, depende de políticas globales adecuadas de desarrollo socio-económico que por ejemplo protejan una industrialización forjada por esta tecnología apropiada y crediticiamente apoyen su adquisición con facilidades financieras. Es decir, como un factor preponderante está ligada esta validez, a la manera como evolucionará el sistema productivo, entendiendo esto como lo oportuno, rentable y productivo que pueda resultar esta opción ahora y después.

Esta introducción explica el por qué tantas alternativas que aparecen no sean en realidad alternativas. En un sistema económico fluctuante como el que vivimos, muchos proyectos se frustran.

La concepción de este trabajo en todas sus etapas consideran pues las premisas planteadas y el motocultor surge como un Portaherramienta agrícola que concede la tracción a la herramienta agrícola acoplada, como una máquina dirigida al sector de agricultores propietarios de pequeñas extensiones de tierras -menos de 10 has-, que integrándose

a la utilización de maquinaria como ésta, alcancen mejorar la rentabilidad de sus cultivos.

El campo de aplicación específico será explicado, pero énfasis importante se pone en la propulsión de un Cabezal segador de Arroz por ser un trabajo que simultáneamente se realiza con esta Tesis.

CAPITULO I

ANALISIS DEL MERCADO

1.1 DEMANDA DE MAQUINARIA AGRICOLA LIVIANA EN NUESTRO PAIS.-

El reconocimiento de una necesidad determina una demanda. En el ámbito del análisis que planteamos, este reconocimiento tiene su fuente en dos factores:

- El hecho de que el mercado de equipo agrícola es abastecido por importaciones. Las cuales por no estar articuladas a un plan de desarrollo agrícola, satisfacen irregularmente una demanda; no obstante, este mercado ha establecido niveles de mecanización agrícola que se ven afectados por el requerimiento de divisas en los actuales tiempos de crisis económica de nuestro país. Por lo que, más aún, en estos años un intento por nacionalizar cualquier segmento de la oferta del mercado de maquinaria agrícola, a través del desarrollo tecnológico, es bienvenido.

- Los beneficios de estos niveles de mecanización agrícola se concentran, en correspondencia como se han concentrado la injusta distribución de la propiedad agraria, las formas de mercadeo y la producción agro-industrial. Estos beneficios conllevan mejores rentas y eficiencia en la producción agrícola. La situación actual revela que los sectores de medianos y pequeños agricultores están desprovistos de esta mecanización y en el mejor de los casos, supeditados a una irracional utilización de la maquinaria agrícola, evidenciada en una mecanización ineficiente, con grupos de máquinas tradicionales producidas en los países industrializados con otras condiciones de suelos. Por lo que un trabajo de tecnología apropiada en el ámbito de maquinaria agrícola liviana, esto es, de producción de arados, rastras, desgranadoras de maíz, sembradoras, trilladoras, segadoras, cultivadoras e implementos de bajo precio y facilidad de operación, de tracción sangre de empleo manual y las de autopropulsión en potencias menores a los 20 H.P., permitirán la incorporación racional de los sectores agrícolas mencionados con propiedades agrarias menores a las 12 has, a los beneficios de la tecnología en este campo, redundando en mejoras sociales y económicas.

TABLA No. I

*IMPORTACIONES REALIZADAS, EN TONELADAS

AÑO / RUBRO	1.980	1.981	1.982	1.983	1.984
Tractores hasta 150 H.P.	3078	2619.3	1730	275.8	1959
Otras máquinas para siembra y cultivo.	26.4	14	2.7	14.2	
Demás máquinas para agricultura.	168	471	269	29.8	
Aparatos para la siembra y el cultivo.	129	149.5	120	41.4	

* Fuente Banco Central del Ecuador 1985.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

TABLA No. II

*IMPORTACIONES REALIZADAS, VALOR CIF EN MILES DE DOLARES

AÑO / RUBRO	1.980	1.981	1.982	1.983	1.984
Tractores hasta 150 H.P.	14.579.1	14067.2	8329.5	1792.2	810
Otras máquinas para siembra y cultivo.	97.7	125.4	28.7	84.1	
Demás máquinas para agricultura.	753.9	2560	1028	174.4	
Aparatos para la siembra y el cultivo.	583.1	695.4	731	178.8	

* Fuente Banco Central del Ecuador 1985.

Estos dos factores puntualizan un mercado al momento, cuya cuantificación se establece a través del análisis de las tablas I, II. Estos datos han sido obtenidos de los Anuarios de Comercio Exterior del Banco Central. En atención a ellos se describen las importaciones respecto al peso y al valor tan sólo. Sin embargo, es posible analizar la evolución de este mercado por informaciones directas de Distribuidores (Importadores) y por el apoyo en otras fuentes de información, en cuanto a las unidades y tipo de cada maquinaria.

Las tablas dan cuenta en el último quinquenio, de aquellos abastecimientos que mantuvieron una satisfacción irregular de la demanda de maquinaria, que aunque esta vez influencida por las inundaciones tenidas en este lapso y la crisis económica, siempre su evolución desordenada ha estado ligada a la ausencia de planificación real sobre requerimientos de nuestro agro.

Bajo el rubro de "Otras Máquinas para siembra y cultivo" se cuentan preferentemente partes que constituyen el sistema integrado, que permite constituir un conjunto acoplado de equipos alrededor de la unidad de tracción (tractor), para efectuar varias ope-

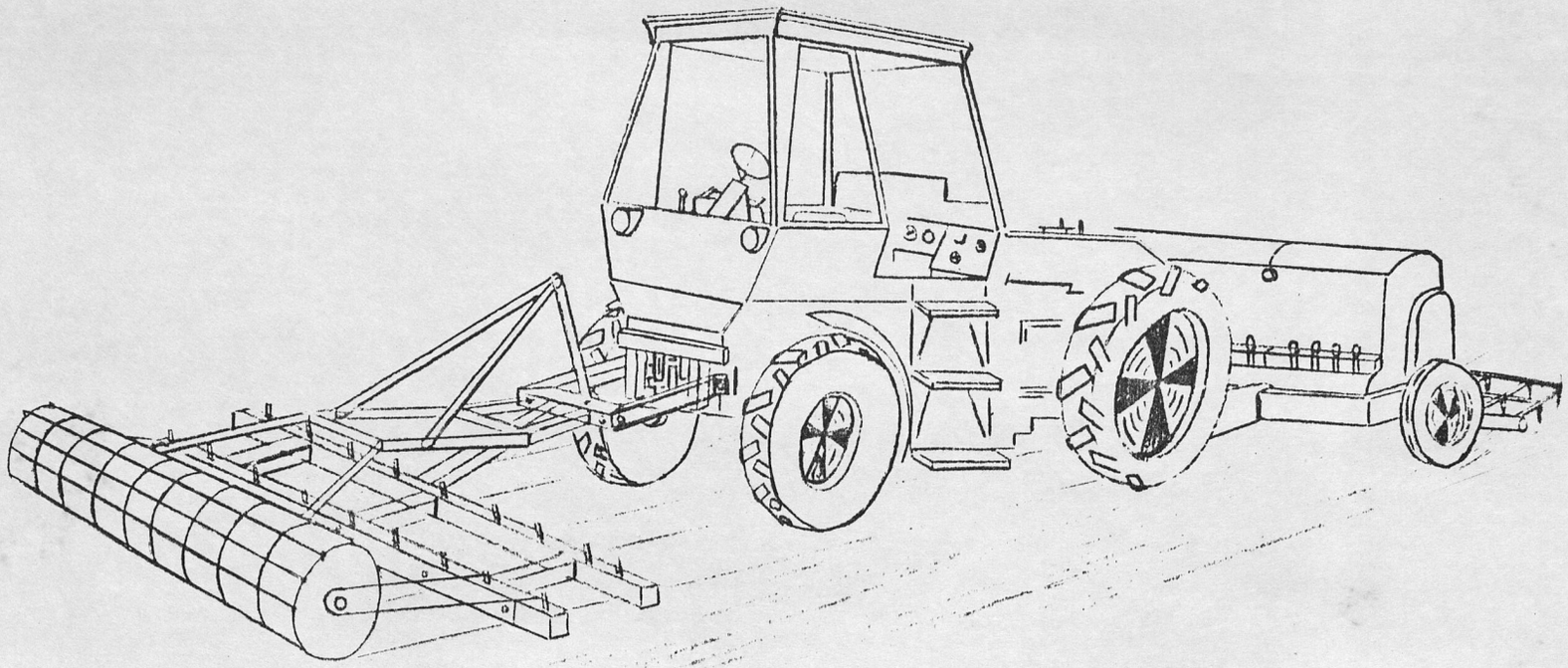


FIGURA 1.1.- SISTEMA INTEGRADO DE INTRAC (ALEMANIA) PARA PERMITIR ACOPLE DE UN RANGO DE EQUIPO ALREDEDOR DE LA UNIDAD DE TRACCION.

raciones de preparación de tierra en un solo paso. Fig.1.1 La evolución de este importe, marcado fundamentalmente por ofertas y abastecimientos cumplidos desde U.S.A., Brasil, Argentina y España, tiene caracteres que se inscriben en el comportamiento mencionado.

Bajo el rubro de "Aparatos para la Siembra y el Cultivo" se tienen implementos o herramentales del ámbito de la maquinaria agrícola liviana: arados de 3 y 4 discos, arados de vertedera, rastras Fig.1.2 sembradoras cultivadores. Los arados y rastras se consideran también para tracción animal. USA, Brasil, Japón, Canadá, Italia y España fueron los proveedores. Los montos dados en miles de dólares correponden a mayores tonelajes en relación al rubro anterior, lo cual se justifica en atención a la amplitud del sector demantante de estos implementos y la duración de los mismos.

El rubro "Demás máquinas para agricultura", comprenden aquellos conjuntos para el tratamiento final de los productos cosechados: trilladoras, desgranadoras de maíz, secadoras de cereales y otros. Este segmento de importaciones constituyen el grueso de maquinaria agrícola liviana que proviene de USA, Israel, Taiwán y España fundamentalmente. Este renglón del

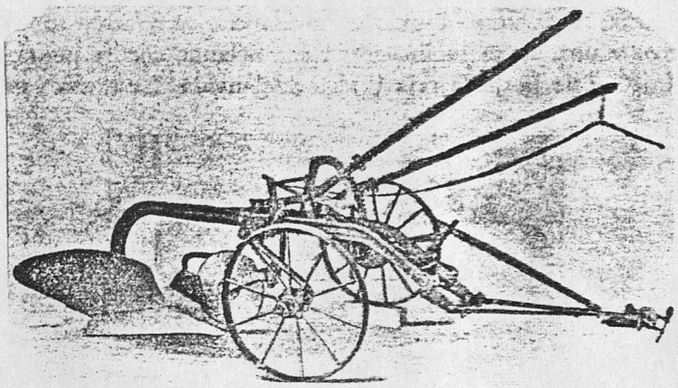


FIGURA 1.2.- ARADO CON CUCHILLA CIRCULAR

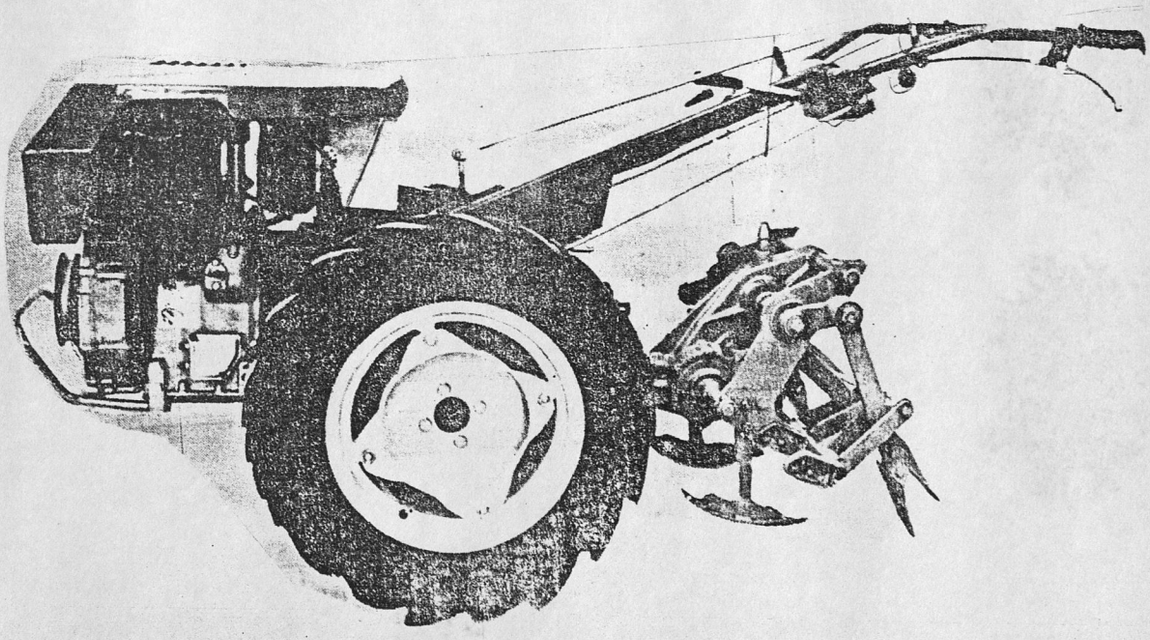


FIGURA 1.3.- MOTOCULTOR DE LA FIRMA BRASILERA TECNITEAM. EL MC 10 CON EL ACOPLE DE ARADO ROTATORIO.

mercado es el más susceptible de ser afectado por las concepciones tecnológicas nacionales por las razones anotadas y porque hay experiencias al respecto. Así tenemos que la Politécnica Nacional tiene más de una decena de proyectos ya aplicados en el área de la construcción metal-mecánica para agricultura: Desgranadoras de maíz, trilladoras de cereales, lavadora de papas, etc.

1.1.1 Consideraciones sobre demanda de Motocultores

Las Tablas I y II en el último rubro señalado consideran en menor escala un importe de motocultores, fundamentalmente desde España, Taiwán, Brasil y Japón. Motocultor es aquella máquina portaherramienta agrícola o tractor de un eje, de potencia menor a los 20HP.

Estos motocultores llegaron como novedad a nuestro país a fines de los años setenta y dentro del mismo esquema del mercado irregular representado por las cifras de las tablas para los primeros años del ochenta, y en cantidades mucho menores. Fig. 1.3.

Distribuidores de las marcas KUBOTA (Japón),

TABLA III

IMPORTACIONES

DISTRIBUIDOR	1978			1979			1980			1981			1982		
	0-50	50-100	+100	0-50	50-100	+100	0-50	50-100	+100	0-50	50-100	+100	0-50	50-100	+100
Automot. Andina	–	–	–	–	–	–	–	–	–	8	6	5	55	36	11
COLASA	6	35	–	7	52	11	5	38	6	3	31	2	5	54	1
Industrias Ales	–	55	–	–	39	–	–	41	–	–	29	–	–	27	–
IMEQUIP	2	6	17	7	4	19	9	6	25	2	4	18	7	2	6
Italmotor	–	23	–	–	18	1	6	83	7	1	65	7	2	80	22
J.Espinoza Z.	–	–	–	6	37	4	10	68	1	31	133	4	43	104	4
Morizaen	4	35	2	–	18	8	32	60	20	9	64	8	24	62	12
Ponce Yépez	–	44	3	–	52	4	6	55	6	15	64	8	15	50	12
PORAGRO	31	–	–	35	–	–	30	–	–	37	–	–	41	–	–
TRANSAUTO	26	–	–	26	–	–	–	31	–	–	–	–	–	–	–
Maquin. y Vehículos	4	66	16	4	52	14	1	37	19	5	20	19	2	5	9
EICA	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	6	12	17
IMEBRECA	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	36	–	–
AGROSA	–	–	–	–	1	2	–	5	3	–	6	1	2	2	–
MOTCUM	–	–	–	–	31	11	–	16	10	–	17	24	–	17	26
	73	264	38	85	304	74	99	440	97	111	439	96	238	451	120
T O T A L E S	375			463			636			646			809		

Agria (España) y TECNITEM (Brasil) hegemonizan los importes de motocultores, para los años mencionados. La Tabla III nos señala a través de una estadística de venta de Tractores Agrícola en nuestro país, aunque sin identificar las unidades de motocultores en la columna de potencias menores a 50 HP, que estas capacidades son las de menor cuantía de abastecimiento. Tomando en cuenta esta consideración y las cifras señaladas por las Tablas I y II, en el primer rubro sobre Tractores de hasta 150 HP, se puede establecer que la mayor significación de importaciones y ventas están alrededor de las unidades de 70 HP. Datos obtenidos a través de los propios importadores establecen que para el caso de tractores de un solo eje (motocultores) en potencias menores a los 20 HP., el número equivaldría a valores menores al 8% de los montos fijados en la Tabla III, que deducidas de las importaciones de el conjunto del rubro de las Tablas I y II sobre "Demás máquinas para agrícultura", reflejan ínfimos porcentajes.

A estos valores se debe añadir importes inscritos en trabajos que han venido realizando

misiones extranjeras en nuestro país, como por ejemplo la Misión Agrícola de China Nacionalista que como interviniente en Convenios Internacionales realizan investigaciones sobre cultivos de arroz en el Litoral. Labores como ésta que aunque se declaran de asistencia, no representan una racional Transferencia de Tecnología de conveniencia para el País, sino una intención de apertura de los mercados de maquinaria de esos países ofertantes.

1.2 PERSPECTIVAS DEL MERCADO DE MOTOCULTORES EN EL LITORAL.-

Los detalles mencionados evidencian un mercado novedoso de motocultores en el país. La situación actual del mismo presenta valores exiguos debido a los siguientes factores:

- El motocultor, utilizado en muchos países para los cultivos de hortalizas, fue adaptado por los Japoneses para la orizocultura (etimología; oryza: arroz)con potencias mayores, su perfeccionamiento en este país data de cerca de dos décadas. Desde entonces la búsqueda de mercados extranjeros la viene protagonizando este País, simultáneamente

con otros países como: España, Taiwán y regionalmente Brasil. Por lo que países de menor desarrollo, como el nuestro, pasamos a ser los clientes reales y potenciales. Sin embargo, en virtud del período señalado, nuestros mercados respecto de las reales necesidades de maquinaria de este tipo, no están bien definidos para ellos, podría hablarse de un período de transición en este sentido. De allí que los sofisticados motocultores con cajas de transmisión de 12 reducciones de velocidad (8 hacia adelante y 4 hacia atrás), arranque eléctrico, neumáticos especiales, etc., y con implementos o herramentales, requieren una previa preparación del campesino en lo que constituiría una cultura agrícola; pues el cuidado del cultivo y la adaptación a estas máquinas, determinan que los costos se eleven y contradictoriamente el pequeño y mediano agricultor que motivan esta tecnología, no encuentre en estas máquinas una alternativa real, anotando que la búsqueda de rentabilidad del equipo sería una aventura en términos de lo novedoso.

- Los herramentales con el conjunto de implementos que se adaptan a estos motocultores no están dirigidos hacia un tipo de cultivo determinado, o hacia

alguno de nuestra tradición agrícola, sino más bien que están dedicados a la preparación de cultivos en una concepción genérica, así: surcadores, arados de vertederas, pulverizadores, remolques, etc., de tal suerte que el cliente potencial -pequeño o mediano agricultor- no coteja reales beneficios, pues los resultados no los advierten. El mejoramiento de un cultivo es notorio luego de más de dos años de una evolución en el tratamiento y cuidado del mismo, en términos de mecanización solamente, tal vez mucho tiempo es requerido.

- Por aquello de la inexperiencia del mercado anotado, la vida útil de las piezas de la máquina y ésta en su conjunto, no tiene la garantía mínima de duración establecida en normas, por lo que a la hora de reparaciones los costos económicos asoman y gravan la rentabilidad esperada. Esta situación es crítica cuando hay partes que por falta de importación de las casas comerciales, tienen que reconstruirse en talleres de máquinas herramientas de alta calidad, por lo complicada de las formas del producto. Cuando existen las partes en el mercado, su adquisición es onerosa, económicamente. La constancia de esta aseveración existe, pues ma-

quinaria traída por una de las Misiones Extranjeras que trabajan en nuestro Litoral en el cultivo de arroz, experimentan la cesión de servicio después de los dos años de haber sido introducida.

- También es pertinente indicar que cualquier asistencia comercial de tecnología que se implemente tendrá éxito si paralelamente la situación crediticia inscrita en una política agraria global, es considerada. Para el caso del mediano y pequeño agricultor ello tiene más validez. Circunstancia que no se ha dado actualmente, por lo que es un factor más al que se debe este restringido mercado.

Estos señalamientos para el mercado de motocultores foráneos, advierten de un espacio existente que tiene que ser ocupado por el desarrollo de Tecnología apropiada que generemos nacionalmente. Este reconocimiento se basa en los siguientes criterios:

- En nuestro país existe un déficit en el aprovechamiento de las áreas de tierra potencialmente utilizables para fines agropecuarios. De 27'007.000 Has., que constituyen este potencial, se utilizan alrededor de 6'000.000 has. Este mapa agrario re-

ducido, está sostenido además por una restringida y deficitaria mecanización de los cultivos que nos advierte que del total de área cultivada en la actualidad 1984, cerca de un 60% no está incorporada a la mecanización.

- La extensión actualmente incorporada a los beneficios de la mecanización está regida por patrones determinados por la maquinaria tradicional agrícola, definida por grupos de gran tonelaje y grandes potencias, los cuales tienen limitaciones de utilización en aquellas zonas del mapa agrario donde predominan las pendientes altas que hacen perder la estabilidad de estos grupos de máquinas. Así tenemos que en la costa por esta razón no podrían incorporarse a este patrón tradicional de mecanización cerca de 2'518.515 has., y en la sierra cerca de 595.800 has., en rangos comprendidos entre el 12 y 20% de pendientes. Aspecto éste que nos hace pensar que al margen incluso de la consideración del déficit de cultivo de tierras, en nuestro país actualmente maquinarias como el motocultor cuya maniobrabilidad es más fácil, su utilización más versátil y estable en relación a máquinas pesadas, tendrían ya un campo de utilización. Es decir, d del déficit de mecanización, buena parte sería re-

suelto en el contexto de una incorporación racional de maquinaria alternativa.

- En la aspiración además del mejoramiento de cultivos, áreas tratadas con la maquinaria pesada tradicional, podrían ser reincorporadas al uso de alternativas livianas como ésta del motocultor, por la compactación que afecta al tratamiento de tierras; y:

- La dirección que tenga esta concepción alternativa de máquina agrícola, el motocultor, deberá ser el sector ocupado por el mediano y pequeño agricultor, actualmente y en la perspectiva de la resolución del déficit de tierras cultivadas en el Ecuador. Lo que conlleva el alcance de costos convenientes e inferiores a los contenidos en las importaciones de máquinas de este tipo, criterio que comporta necesariamente una competencia en términos de eficiencia, duración y asistencia inmediata de mantenimiento.

Algunas de estas razones se establecen cuantitativamente en la Tabla IV. Cuyos valores se obtienen de un estudio realizado por PRONAMEC - Programa Nacional de Mecanización Agrícola 1982 MAG.y que

nos advierte de la perspectiva de una utilización más racional y eficiente de los tractores en la costa. En todo caso la mejor perspectiva surgirá y estará ligada a la oferta de un conjunto, en nuestro caso prototipo, realmente alternativo para el panorama agrícola real que se ha caracterizado en este análisis, pues la demanda existe actualmente y a mediano plazo.

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

BIBLIOTECA

CAPITULO II

DISEÑO DEL PROTOTIPO

2.1 CONCEPCION DEL PROTOTIPO DE UN MOTOCULTOR Y SU DESCRIPCION.-

La medida del conocimiento del ámbito en el cual se va a utilizar el tractor de un solo eje o portaherramienta agrícola motocultor, determinará una concepción tecnológica más provechosa. En todo caso tres son las realidades que deben ser consideradas y satisfechas con mayores alcances para confiar el provecho del trabajo: la realidad social-económica, la realidad tecnológica y la realidad agraria en las que se desenvuelve este patrón de mecanización que se propone.

Las dos primeras fueron abordadas en el capítulo primero y están referidas a los costos en relación con el sector agrícola hacia el cual va dirigido esta alternativa y cotejados con los grupos importados que han venido copando una demanda desordenada Haciendo énfasis en la necesidad de que las exigen-

cias técnicas de la máquina propuesta sean tales que permitan el acceso a su mantenimiento y construcción inclusive, al Pequeño Taller Mecánico de Máquinas Herramientas Artesanal, y sobre todo tendiendo a incorporar al conjunto de la máquina partes de piezas importadas en la menor escala posible.

Previo el detalle de los requerimientos del prototipo y a fin de comprender la realidad agraria de nuestras tierras, haremos la siguiente introducción sobre agronomía:

La Tierra de Cultivo está formada por partículas minerales (arena, limo y arcilla), materia orgánica o humus (restos de animales y vegetales más o menos descompuestos), agua y aire, ocupando éstos los huecos que dejan entre sí los primeros y que en un suelo normal equivalen aproximadamente a la mitad del volumen total. Para dar una idea, indicaremos que en un metro cúbico de terreno hay, más o menos:

del 47 al 50% de partículas minerales
del 1 al 3% de humus
agua y aire en proporciones muy diversas

Las partes sólidas minerales se dividen así, por tamaño:

Grava o guijarros, con diámetro superior a dos milímetros.
Arena, con diámetro entre 2 y 0,02 milímetros
Limo, con diámetro entre 0.02 y 0.002 milímetros
Arcilla, menor de 0,002 mm.

La textura de una tierra alude a las dimensiones y cantidad de estos componentes, excluída la grava. Estos componentes no se encuentran aislados, sino agrupados entre sí y con la materia orgánica, formando grumos, agregados, corpúsculos o terrones.

Esta agrupación se llama estructura y suele ser estable, aún cuando el suelo se moje. Sin embargo, el riego y laboreo con tractores frecuentemente la alteran, creándose en la actualidad problemas sumamente graves ante la creciente extensión que están tomando los regadíos y la propia mecanización.

De acuerdo con estudios agronómicos últimos la dimensión deseable para los gránulos más aconsejables varían entre uno y cinco milímetros. Los tamaños menores disminuyen la velocidad de infiltración.

La textura y las dimensiones deseables para los agregados determinan las labores a dar, previas a la

siembra. En terrenos arenosos pueden obtenerse grá nulos mayores labrándolos cuando su humedad es tal que tiende a unir unas partículas con otras.

Los limos y más aún las arcillas forman terrones. Estos se deshacen por los agentes atmosféricos o por las labores. Labores oportunas y adecuadas con regadíos también oportunos, mejoran los cultivos. En conclusión, las labores deben cumplir funciones que resumidas son:

- Obtener una más favorable penetración del agua y su más uniforme distribución, así como facilitar la aireación.

- Lograr las mejores condiciones para la germinación de semillas.

- Eliminar las malas hierbas

- Incorporar al terreno los residuos de las cosechas

- Controlar la erosión.

Cualquier labor que no sea capaz de lograr al menos uno de los fines expuestos es un despilfarro y abso

lutamente desaconsejable si interfiere estos objetivos.

El uso racional de mecanización obliga a una revisión de las faenas ejecutadas en antaño, cuando sólo se empleaban yuntas y trabajo manual, y en nuestro tiempo la correcta utilización del tractor también.

En la actualidad la tendencia en agricultura es a labrar lo menos posible el suelo, tratándolo con el cuidado indispensable.

Pese a lo indicado, debe añadirse que la mecanización y las labores de labranza no se rigen total y dogmáticamente por normas válidas en todo tipo de tierras y, lo bueno en un sitio no lo es en otro. Así el tratamiento de un terreno para un cultivo determinado en una primera cosecha, será distinto de lo aconsejable para una segunda cosecha de la misma planta. Los aspectos en este sentido a tener en cuenta son:

- Cultivo que se va a implantar y época
- Naturaleza del terreno
- Humedad Presente

- Sistema de riego y oportunidad del mismo
- Selección de máquinas

Una desgraciada consecuencia de la mecanización tradicional pesada (Fig2.1) es la compactación del terreno. En la actualidad como hace 3000 años para arar hay que cortar la tierra que ofrece mucha resistencia, consumiéndose mucha energía. Hoy se estudia el laboreo por tensión, que reducirá la potencia precisa en un 75%, con lo que los tractores pueden ser más ligeros. Se debe escoger a igualdad de potencia real, los tractores menos pesados. Las causas de la compactación son:

- el paso con vehículos de ruedas neumáticas, que ocasionan una intensa y breve compresión (Fig2.2).

- las zapatas de las orugas, que la provocan poca intensa pero duradera.

- los arados de discos, las rejas escarificadoras y las vertederas, de más a menos y en el orden citado comprimen.

- la compactación es causada por el paso de tractores fundamentalmente. La insistencia en el número de pasos para el laboreo la causan.

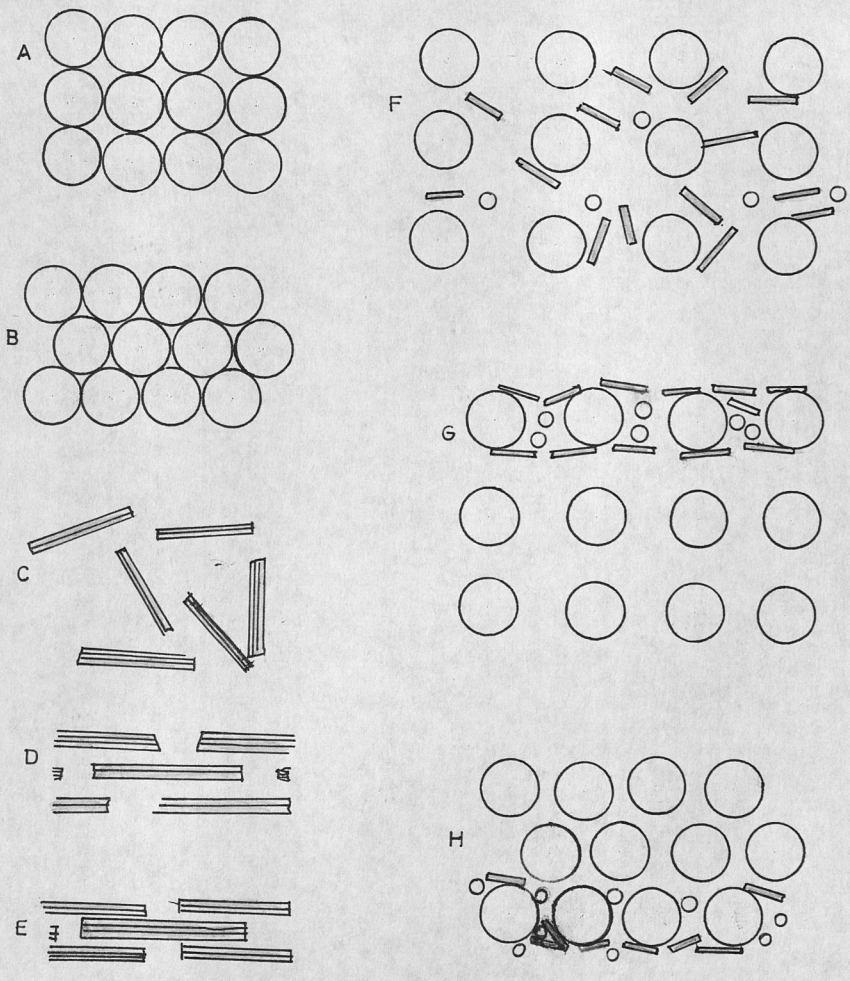


FIGURA 2.1.- ESQUEMAS DE COMPACTACION DE SUELO.

A) TERRENO ARENOSO NO COMPACTADO
B) EL MISMO TERRENO COMPRIMIDO
C) ARCILLA NO COMPACTADA, LA ARCILLA ESTA FORMADA POR LAMINILLAS MICROSCOPICAS.
D) ARCILLA COMPRIMIDA POR EL PASO DE TRACTORES EN EL SUELO, ARCILLA MUY FUERTEMENTE COMPACTADA EN EL SUBSUELO DE D.
E) ES CASI IMPERMEABLE
F) SUELO NORMAL CON PARTICULAS DE DIVERSOS TAMAÑOS DISTRIBUIDAS IRREGULARMENTE.
G) EL SUELO ANTERIOR CON UNA COSTRA SUPERFICIAL OCASIONADA POR LA LLUVIA O EL RIEGO.
H) EL MISMO TERRENO COMPRIMIDO POR LOS TRACTORES EN EL SUBSUELO.

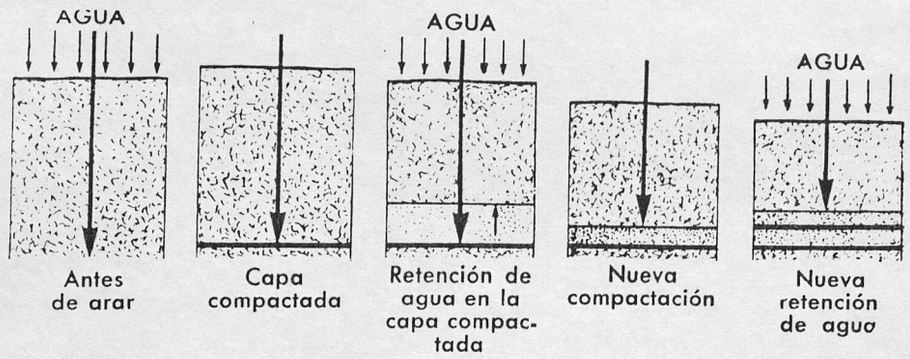


FIGURA 2.2.- FASES DE LA COMPACTACION DEL TERRENO, QUE SE PRODUCE DE ABAJO HACIA ARRIBA A PARTIR DE LA COMPACTACION INICIAL PRODUCIDA POR VEHICULOS Y APEROS.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

En los suelos compactados, las raíces encuentran dificultades para penetrar y el movimiento se logra aumentando el grosor del extremo de la raíz, lo cual deforma el suelo y permite el avance del sistema radicular.

Como consecuencia de esta compactación el suelo pierde su estructura y sus partículas se reagrupan. Los elementos más gruesos, incluso el limo, tienen forma aproximadamente esférica, y aún comprimidos es más fácil hacerlos resbalar unos sobre otros y dejan algún espacio al agua para desplazarse.

La arcilla está constituída por laminillas microscópicas, y cuando se aprietan forman casi un muro de adobe, difícil de atravesar con aire agua y las raíces. En terrenos arcillosos el problema alcanza mayor gravedad.

Todos los constituyentes existen en la naturaleza mezclados y cada uno entra en una proporción determinada.

En esta introducción conviene exponer el espectro de labores agrícolas que se realizan desde aquellas

básicas hasta las otras referidas a la cosecha. De tal manera que el ámbito de la mecanización agrícola en labores específicas se determine y posteriormente la aplicación de nuestro Motocultor se identifique, redundando luego en su descripción acorde a las condiciones de trabajo que se especifiquen. La Tabla V, clasifica labores y máquinas en este ámbito.

Observamos que el área de utilización de maquinaria agrícola abarca pues todas las etapas del cultivo: Preparación del terreno, nivelación, siembra, cuidados, abono, fertilización, cosecha, secado, acondicionamiento de riegos. Y que una clasificación de maquinaria utilizada tradicionalmente comprendería tomar en cuenta las potencias requeridas en función de las propiedades de suelo, profundidades de laboreo, extensión de tierras, entre otros.

El Motocultor tendrá su aplicación dentro de esta clasificación, también en función de su potencia, así tenemos:

- Con potencias menores a los 3.5 Hp. tenemos motocultores para la horticultura, con pesos alrededor de los 100 Kgs. Esta aplicación comprende por lo tanto implementos para labores que requieren poca

TABLA V

ESPECTRO DE LABORES - OBJETIVOS Y MAQUINAS EN AGRICULTURA

	LABORES	OBJETIVOS	MAQUINAS
Trabajos preliminares.	cortar y picar abonar, con malezas y otro material orgánico.	limpieza del terreno para su posterior arado y preparar el material orgánico para su incorporación al suelo.	rastras de discos, segadora rotativa.
	Mezclar el material picado o estiércol superficial con la tierra.	incorporar el material orgánico y mezclar con tierra para su mejor descomposición.	arados no profundos, rastras y fresa.
Labranza Primaria.	arado de tierra	aflojar la tierra para que contenga aire suficiente y aloje agua.	arado de rejas, arado de discos
Labranza Secundaria.	Afinamiento de la capa superficial de la capa arada.	crear una cama superficial fina para la germinación de la semilla.	rastras de discos rastras de dientes, Niveladores, fresa, rodillos.
Labranza Finales	Aflojar el suelo entre las hileras plantas, romper costras.	mantener la airea ción del suelo durante el cultivo. Reabrir la capa superficial	cultivadores, azadas alomador rodillos, etc.
	Cosecha		cosechadoras:
	Secado		integrales seminuales (trilladora) secadores.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

profundidad, en tierras para hortalizas las profundidades no pasan de los 10 cm. Labores básicas en este campo pueden ser señaladas:

Estallamiento:

Consiste en disminuir la densidad del suelo, trabajando el suelo en condiciones de humedad que vuelvan mínimos los valores de la resistencia la corte y al deslizamiento.

Compactación:

Entendida no como una indeseable consecuencia sino procurada en la profundidad de la semilla, cuando ésta germina para que pueda sacar humedad.

Desintegración:

Reducción de los tamaños de los terrones

Corte:

Hacer fallar el suelo, venciendo fuerzas cohesivas

Inversión:

Enterrar la parte superficial del suelo para con-

trolar la incorporación de materia orgánica (hoja rasca, maleza).

Mezcla: Revolver terrones por volteo

Movimiento:

Labores para alomar en procura del emparejamiento.

Implementos como el cultivador rotativo acoplado al motocultor permiten hacer el corte, la mezcla y batir la capa superior del suelo, incorporándole cuantos residuos vegetales en ella existan. Destruyen los terrones grandes. Labor que se ha de realizar con el terreno seco pues puede en caso contrario disminuir la permeabilidad. La Fig. 2.3 indica una labor sólo de pulverizada superficial (baja potencia y no de enterrar restos de cosecha).

- Con potencias entre los 4 y 6.5 HP, en función de las profundidad de las faenas tenemos labores de nivelación con ruedas de jaula, Fig.2.4, en terrenos fangosos, cultivadores rotativos, segadora rotativa, rastras etc.



BIBLIOTECA

FIGURA 2.3.- MOTOCULTOR CON DISPOSITIVO ROTATIVO PARA PULVERIZAR EL TERRENO CUYA ESTRUCTURA DESTRUYE, HACIENDO DISMINUIR LA PERMEABILIDAD.

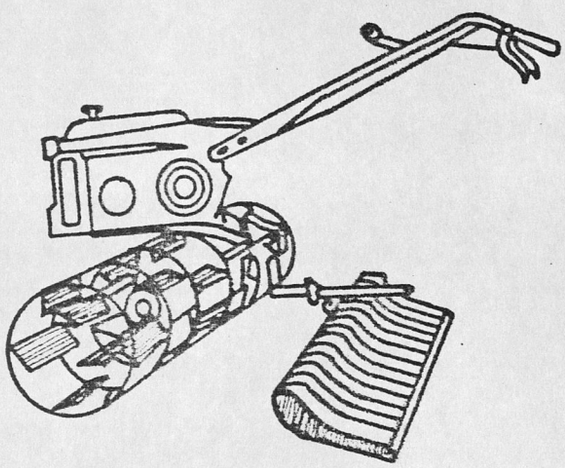


FIGURA 2.4.- MOTOCULTOR CON RUEDAS AGRAMADORAS Y NIVELADOR.

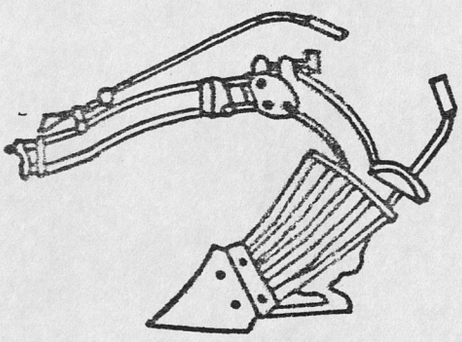
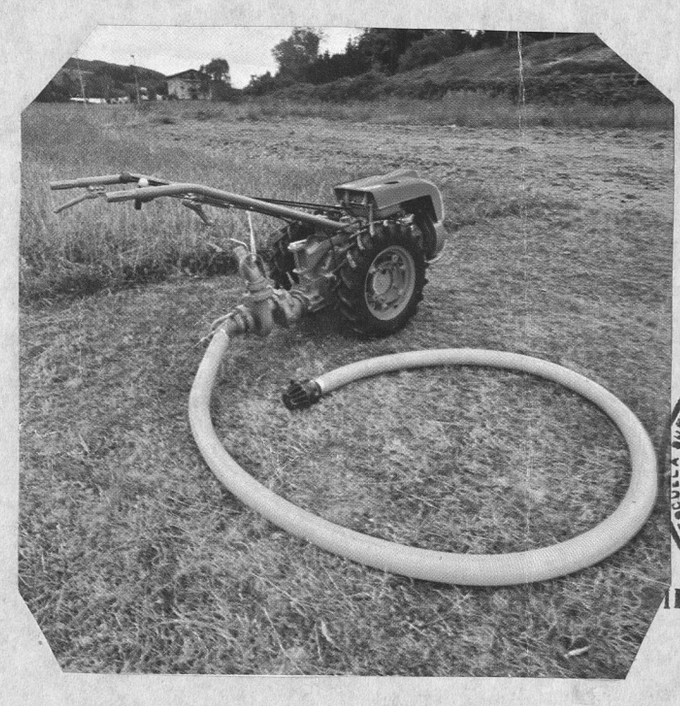


FIGURA 2.5.- ARADO PARA MOTOCULTOR

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

- Con potencias sobre los 6 HP, tenemos los arados para voltear el prisma de la tierra, Fig 2.5 ; motocultores para labores de remolque y los mismos cultivadores rotativos para pulverizar y mezclar en profundidades mayores, también para bombear agua de riego y otros servicios. Fig.2.6.

Como un campo de aplicación específica de los motocultores y teniendo en cuenta que la concepción de máquina a proponerse tendrá también esta dirección con versatilidad tal, que haga posible su utilización en otros cultivos donde la potencia lo permita, es menester anotar: Que los motocultores como se indicó han sido adoptados por los japoneses para la orizocultura, tanto en seco como sumergido, para el encenegamiento, la siembra, la bina y escarda; estos instrumentos son a la vez cultivadores a motor y motobinadores; las piezas que trabajan pueden ser fijas y montadas o arrastradas por un motor que en este caso lleva ruedas neumáticas o de hierro; pueden ser rotativas y se fijan entonces en el lugar de las ruedas, Fig.2.4. Por el hecho de su empleo en barro, los cultivadores a motor serán de estructura simple que favorecen su livianidad, de 100 a 300 Kg. según los modelos.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

FIGURA 2.6.- MOTOCULTOR DE LA FIRMA ESPAÑOLA AGRIA, CON ACOPLE DE BOMBA PARA RIEGO.

Para el trabajo en seco, las ruedas pueden ser equipadas con neumáticos y el instrumento puede llevar piezas que trabajan fijas (arado de rejas del tipo semireversible, grada de discos, cultivador, rastrillo, etc.), o piezas de trabajo rotativo, como la azada rotativa accionada por la toma de fuerza.

Para los trabajos en el barro se reemplazan los neumáticos por ruedas metálicas con paletas, Fig. 2.7, 2.8 y 2.9, con el fin de asegurar el desplazamiento en el barro, con adaptación de la azada rotativa a la toma de fuerza, o por rueda de Jaula que pueden llegar cada una a unos 50 cm. de ancho. El aparato permite entonces proceder al pisado mecánico del arrozal, se completa a menudo por un rastrillo peine o por una tabla de nivelación que permite en un suelo labrado con anterioridad proceder al encenegamiento, batido o fangueo, y luego al aplanamiento.

El tiempo ganado al emplear estos cultivadores a motor en relación con los aparatos a tracción animal es considerable, para labranza y gradeo 1/3 de tiempo. Para el encenegamiento menos 1/4, Tabla 1, Pág. 241, Ref. 7.

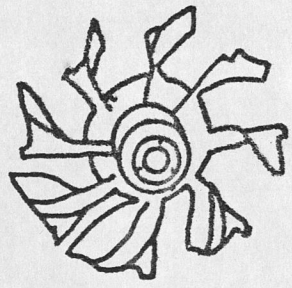


FIGURA 2.7.- RUEDA DE MOTOCULTOR PARA TRABAJO EN SUELO INUNDADO (JAPON) SEGUN LABROUSE Y UZUREAU.

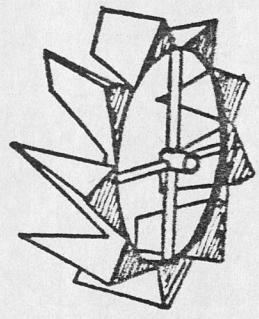


FIGURA 2.8.- RUEDA "FLOTANTE" (JAPON), SEGUN LABROUSE Y UZUREAU.

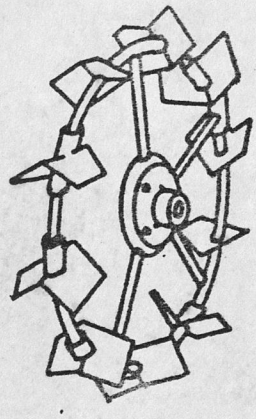


FIGURA 2.9.- RUEDA FANGUEADORA (JAPON), SEGUN LABROUSE Y UZUREAU.

El labrado y fangueo se puede hacer en una sola operación y necesita entonces 11 veces menos tiempo que con tracción animal en la labranza y gradeo posterior.

Se considera que estos motocultores pueden efectuar la labranza de una hectárea en un tiempo que varía 1 día, 1 1/4 y 2 días y el gradeo y nivelación en un día aproximadamente.

Con estos argumentos y en atención a que las etapas de preparación y labranza de cultivos arroceros están desprovistas de aquella mecanización, y que este cereal tiene ocupada a grandes extensiones de tierra en nuestro Litoral, siendo área de aplicación que junto con la horticultura ya experimentadas con el motocultor y en las perspectivas mecionadas sobre el mercado anteriormente, escogemos un modelo de motocultor con potencia de 3 HP

- Potencia que nos permitirá atender faenas de horticultura con el acoplamiento de aperos ya indicados y además:

- En el litoral sobre el 50% de superficie cultiva-

da de arroz corresponde a tenencias de superficies de 0 - 5 has y de 5 a 20 has. Situación que identifica al sector hacia el cual se dirige esta alternativa.

- Para la orizocultura esta potencia, nos permitirá acoplar niveladores para faenas últimas de encenegamiento.

- Encontrándose en desarrollo un cabezal segador de movimiento alternativo para cosechar el arroz. Tenemos que la potencia es suficiente para la portación y concesión de tracción a esta herramienta de cosecha.

- Las dos últimas menciones se sostienen en una correcta selección de ruedas que permitan la flotación de la máquina en zonas de fango. A su vez la estructura del Conjunto Máquina-implemento será tal que su livianidad alrededor de los 120 Kg. asegure la simplicidad y las exigencias de esta flotación.

- Los factores de seguridad a emplearse permitirán no obstante que el prototipo pueda ser probado a potencias un tanto mayores de tal manera que otros

implementos se experimenten.

- En vistas a que los costos no resulten altos, esta concepción tendrá piezas constituyentes de simple mecanización, montaje y mantenimiento. Como se dijo al empezar este capítulo conviene que las partes agregadas y obtenidas por importación para aplicación directa, sean de menor cantidad, es decir que a través de esta concepción se busque alentar la intervención de los talleres artesanales.

- Esta simpleza no debe contraponerse a valores de eficiencia sino más bien busque atraer al pequeño agricultor, cuyo nivel cultural y su condición de inmediatizar su adaptación a la mecanización rápidamente acceda al manejo de este motocultor e incluso a su mantenimiento.

- Las condiciones mecánicas del montaje del motor deberán ser tales que permitan la utilización mediante un desmontaje fácil de éste en otras tareas, mientras el motocultor en conjunto no se requiera, así: para riego a través del acople a una bomba, para impulsar una trilladora, secadora, etc.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

- A diferencia de los sofisticados motocultores existentes vía importación con los riesgos analizados ya, nuestra concepción tendrá velocidades dadas directamente por la velocidad del motor. Existiendo una transmisión directa vía reducción de 3 etapas hasta la concesión de la tracción a las ruedas del motocultor. El corte o concesión de esta tracción será gobernado por un embrague que el operador acciona desde el timón, del tipo templador de bandas cuya fijación se produce luego de que un brazo de mando pasa cierto ángulo crítico. Este mando se amortigua con la inclusión de un resorte.

- El área que ocupa la máquina hace prescindible un sistema de dirección. Esta guía se facilita mediante la reducción de la velocidad de la máquina y una pequeña fuerza sobre el timón no más allá de las 12 Kgf en la dirección requerida.

- Los implementos que pueden ser acoplados se montarán adelante o posteriormente en la máquina. Para ello el bastidor tendrá alojamientos que permitan esta dualidad.

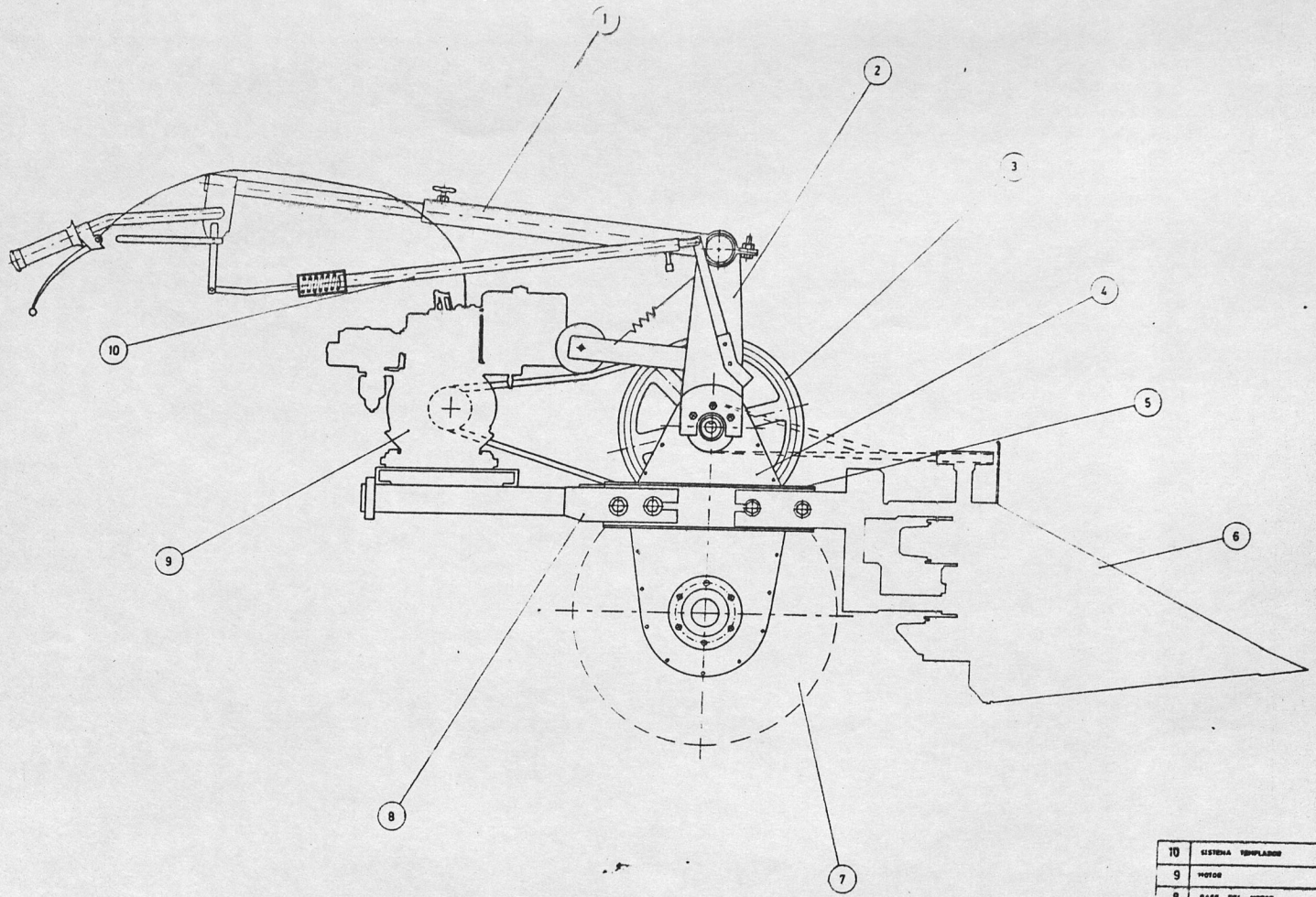
- Las ruedas que se probarán serán las de jaula metálica por las razones expuestas anteriormente. No

obstante el eje porta ruedas permitirá que puedan acoplarse neumáticos, para lo cual se considerará únicamente el mantenimiento aproximado del diámetro de tal manera que las alturas de acople de los aperos no se alteren.

- Como se mencionó, hemos de procurar resolver el problema de la inestabilidad en esta alternativa de maquinaria, considerando las pendientes que se tendrán en el terreno. Para ello analizaremos ésta en las condiciones de trabajo, siguiente apartado de este capítulo y relacionándola ya al diseño propiamente dicho.

- Con todos estos detalles, la descripción del prototipo y su forma contiene las siguientes partes: Fig. 2.10.

  - Motor
  - Timón, soporte de barra de manda
  - Caja de transmisión
  - Ruedas
  - Bastidor
  - Templador-embrague
  - Contrapeso (herramental)
  - Base del motor



N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION y CANT.
10	SISTEMA TENSADOR	G 10100	ENSAMBLE 1
9	MOTOR	3HP, Gasolina 1 cil. 4 tiempos	1
8	BASE DEL MOTOR	G 10200	ENSAMBLE 1
7	JAULA DE TRANSPORTE	G 10400	ENSAMBLE 1
6	HERRAMIENTAL AGRICOLA		1
5	BASTIDOR PORTAHERRAMIENTA	G 10450	Espesor 3/8in 1
4	CAJA DE TRANSMISION	G 10500	1
3	POLEA DE REDUCCION	HIERRO FUNDIDO	d 295 mm 1
2	SOPORTE DEL TIMON	G 10600	ENSAMBLE 1
1	TIMON	G 10700	ENSAMBLE 1 1

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:4	DIMENSIONES mm	FECHA 11-12-85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR ING M ESPINOZA
	MOTOCULTOR VISTA GENERAL	

FIGURA 2.10.- CONJUNTO GENERAL DEL MOTOCULTOR PROTOTIPO.E Y UZUREAU.

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL GUAYAQUIL 1958

2.2 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO.-

La fijación de las condiciones de trabajo proceden de las características naturales del terreno en cuanto propiedades del mismo, y de la labor específica a realizarse en cuanto al implemento que se usará. Previo a esta determinación que ha de estar referida a la real aplicación de nuestro motocultor, debemos tener en cuenta la definición de las propiedades del suelo.

La cohesión, la resistencia al esfuerzo de corte, la adhesión, la fricción y la resistencia a la compresión, son las propiedades dinámicas del suelo. Todas estas dependen del contenido de humedad y de la cantidad de material coloidal del suelo. La humedad cambia constantemente en el suelo, de ahí que las propiedades sean dinámicas. La Fig.2.11 muestra cómo los valores máximo de cuatro de estas propiedades cambian con el porcentaje de arcilla en el suelo y el nivel de humedad requerido para alcanzar estos máximos.

La cohesión es la atracción relativa entre materias similares y en los suelos se presenta en dos tipos: Cohesión molecular y Cohesión superficial. La cohe

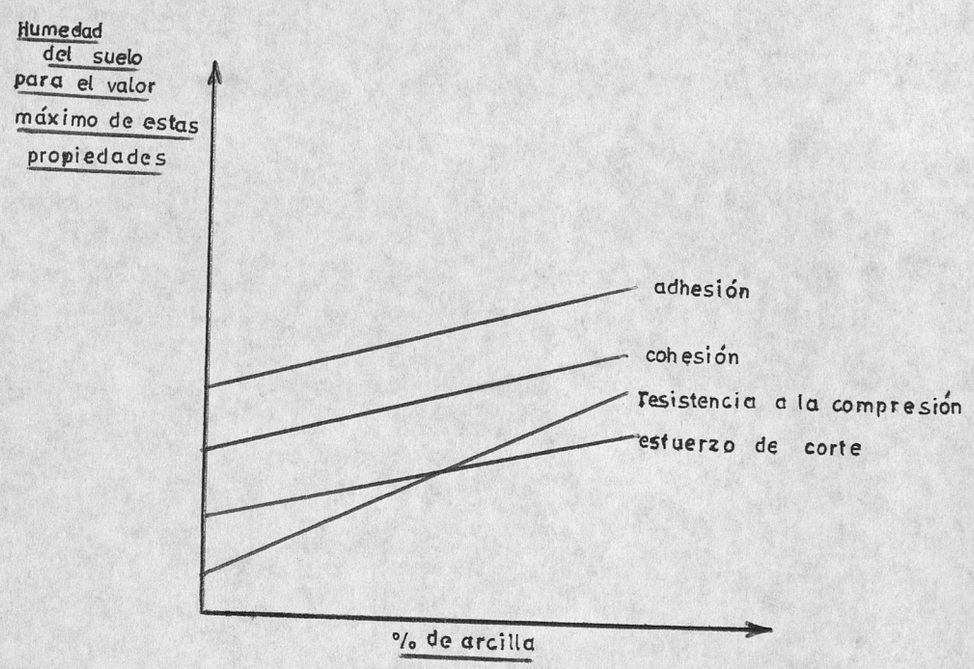
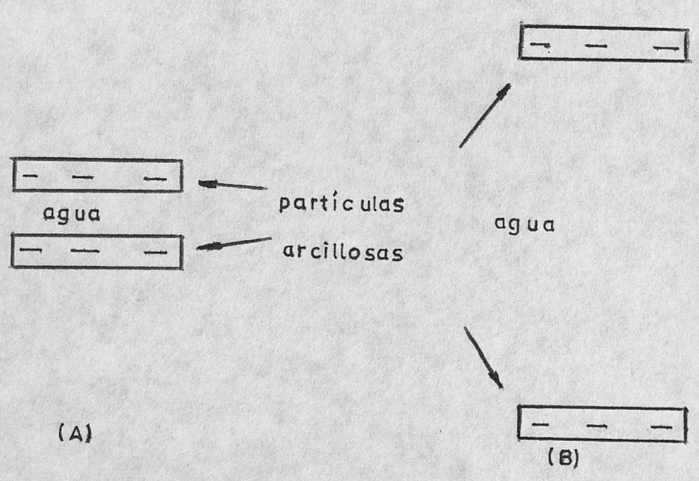


FIGURA 2.11.- VALOR DE LAS PROPIEDADES DINAMICAS DEL SUELO DE ACUERDO CON EL PORCENTAJE DE ARCILLA DEL SUELO.



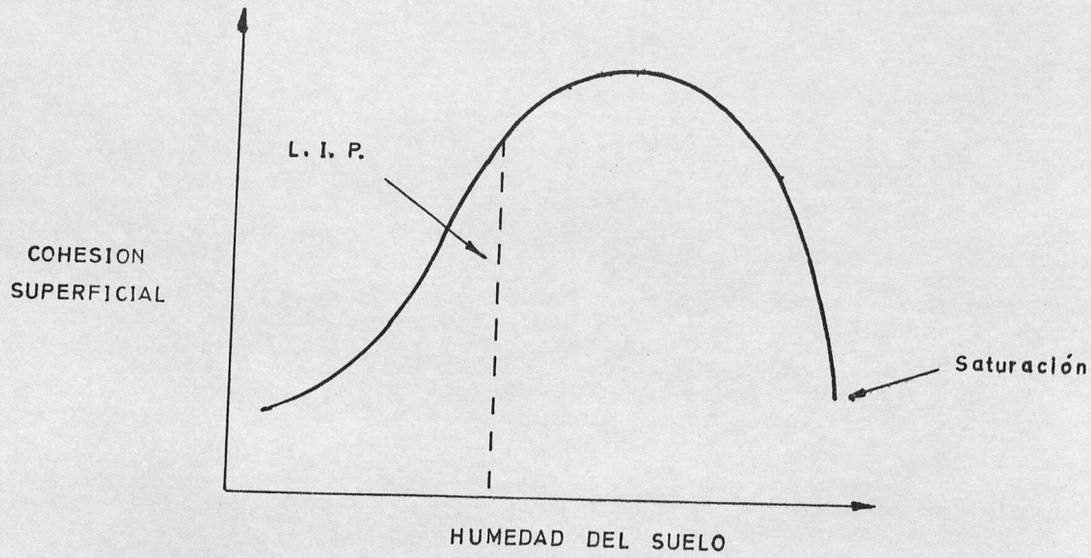
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

FIGURA 2.12.- COHESION MOLECULAR; PARTICULAS DE ARCILLA CON MEDIANA (A) Y GRAN (B) ADICION DE AGUA.

sión molecular se manifiesta por el hecho del tipo de carga iónica de las partículas del suelo. La arcilla con carga negativa atrae iones positivos y en especial, moléculas de agua (dipolos). Luego a poca cantidad de agua en un suelo arcilloso, las moléculas de agua son atraídas con más fuerza, lo que provoca una unión fuerte de las partículas de arcilla. Al aumentarse esta cantidad de agua, existirá menos fuerza. Fig.2.12.

Cohesión Superficial: La cohesión molecular se ejerce en el interior de los terrones de un suelo, pero además entre éstos hay cohesión superficial. El agua une las zonas más cercanas a los terrones provocando una fuerza de atracción debida a la tensión superficial. Al aumentar la cantidad de agua, se producen más interfases de agua y aire, aumentando la cohesión superficial. Si se sigue aumentando la cantidad de agua al final se funden las gotas de agua disminuyendo de esta manera el número de interfases y por consiguiente disminuye la cohesión superficial, Fig.2.13. Con mayores tamaños de terrones se tienen menos puntos de contacto entre ellos.

Fricción: Fricción/suelo, puede desarrollarse durante el cizalle del suelo y depende de tres factores:



BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958

FIGURA 2.13.- COHESION SUPERFICIAL: EFECTO DE LA HUMEDAD SOBRE LA COHESION SUPERFICIAL. L.I.P. = LIMITE INFERIOR DE PLASTICIDAD.

1. Naturaleza de las superficies de las partículas del suelo en las que las superficies rugosas dan fricción más alta.

2. La reacción normal del suelo. Mayores cargas, mayor fricción.

3. El grado de compactación del suelo antes del cizalle.

Al aumentar la aspereza de las partículas, aumenta la fricción durante el cizalle del suelo. Al aumentar la carga, aumenta el acomodamiento entre las partículas.

La fuerza de suelo en cizalle: en la práctica existen dos componentes del suelo en el esfuerzo de corte:

a) Esfuerzo de corte de los terrones
b) Esfuerzo de corte de la masa

Esfuerzo de corte de los terrones es la resistencia que oponen al corte.

El esfuerzo de corte de masa se desarrolla al empezar el cizalle de un terrón sobre otros.

Existe cohesión molecular dentro de los terrones y por lo tanto, el esfuerzo de corte de los terrones se parece mucho a la cohesión molecular.

El esfuerzo de corte de masa es función de la cohesión superficial y la componente friccional.

En un suelo con poca humedad, el esfuerzo de corte de los terrones es más grande que el esfuerzo de corte de la masa del suelo, por lo que es imposible romper los terrones ya que es imposible obtener una reacción.

Con humedades mayores del límite de contracción de los terrones se puede romper y las operaciones agrícolas de cultivos pueden ser realizadas.

Existe la ecuación de Coloumb que rige el esfuerzo de corte de suelos. Esta considera los efectos de las propiedades de fricción y cohesión. Los valores para diseño surgirán de estas bases teóricas,

$$\tau_c = c + \nabla \, tg \, \theta$$

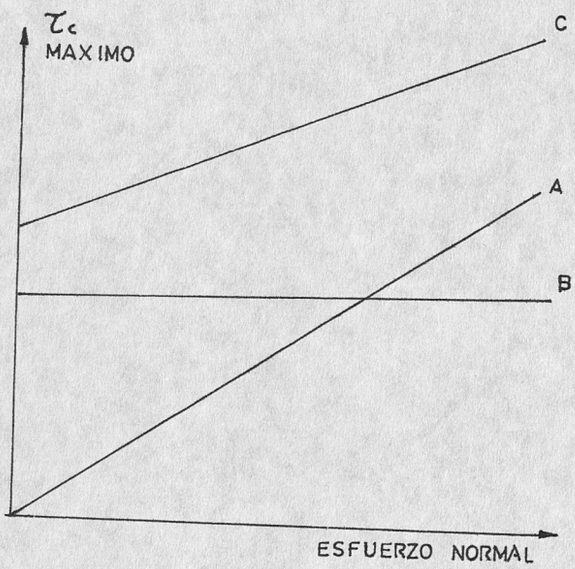
τ_c = Esfuerzo de corte

c = Cohesión del suelo

∇ = Esfuerzo normal [área A]

θ = Angulo de fricción interna

Micklethweite, expresó esta ecuación en términos de fuerza H, multiplicando cada término por el Area A en la Ecuación # 1.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

FIGURA 2.14.- ESFUERZO DE CORTE MAXIMO PARA DISTINTOS SUELOS DE ACUERDO CON EL ESFUERZO NORMAL. A: SUELO LIVIANO SECO; B: ARCILLOSO PLASTICO HUMEDO; C: AGRICOLA FRANCO SECO.

Es importante considerar también la interfase suelo/metal. Para lo cual la ecuación de Coloumb considera las resistencias por la ADHESION y la Fricción suelo/metal. Este agrupamiento de fuerzas establecen el Esfuerzo de Deslizamiento.

$$\tau' = c\alpha + \nabla \, tg \, \delta \qquad \# 2$$

τ' = Esfuerzo de deslizamiento

$c\alpha$ = Adhesión

δ = Angulo de fricción interna suelo/metal

∇ = Esfuerzo normal [Area A].

La Figura 2.15, expresa el comportamiento de esta fuerza de deslizamiento τ'.

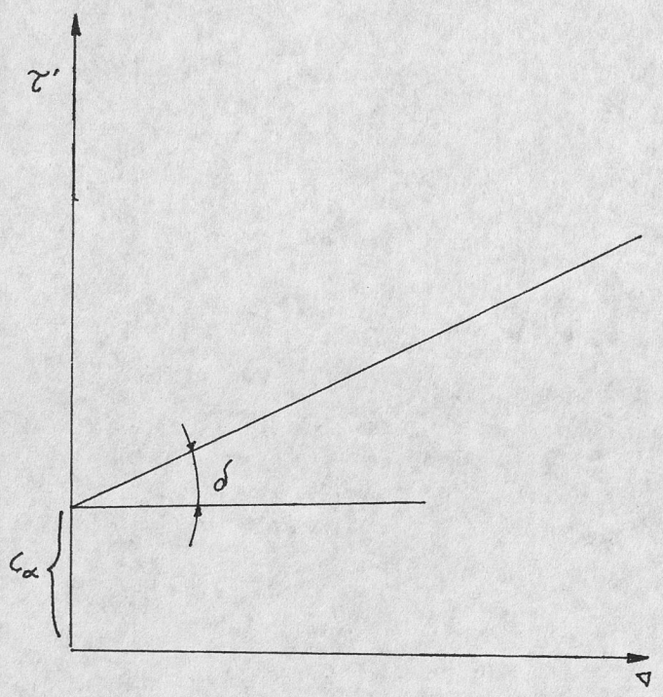


FIGURA 2.15.- ESFUERZO DE DESLIZAMIENTO τ' COMO FUNCION DEL ESFUERZO NORMAL.

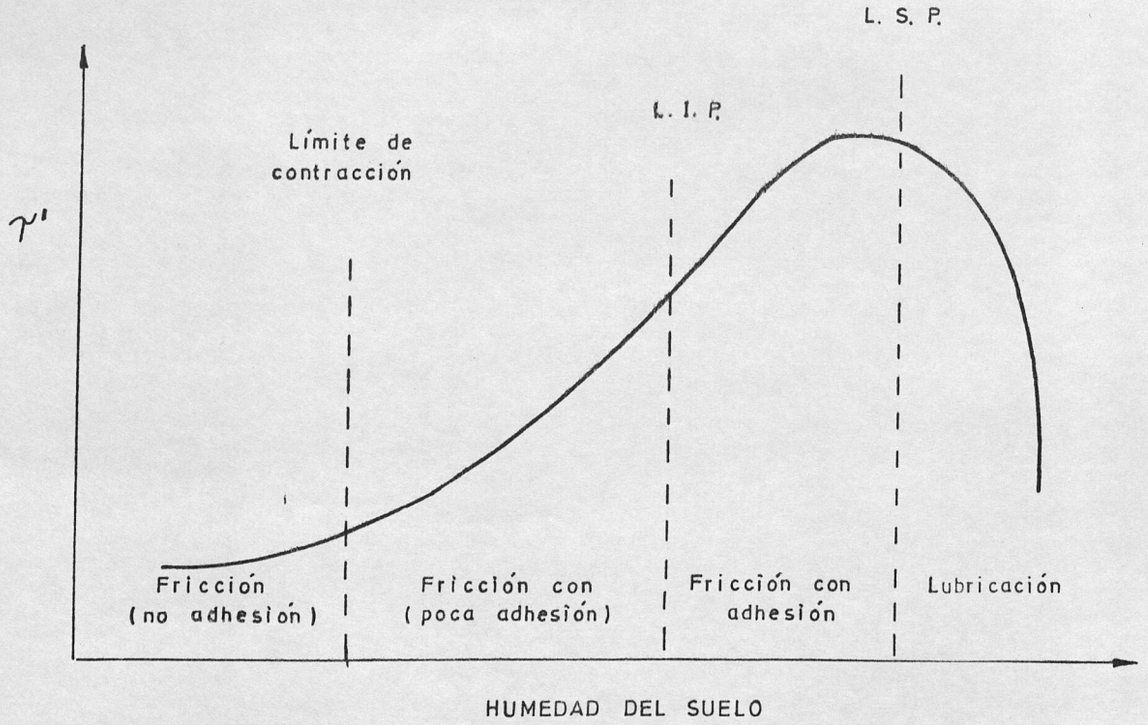


FIGURA 2.16.- ESFUERZO DE DESLIZAMIENTO COMO FUNCION DE LA HUMEDAD DEL SUELO. L.I.P. = LIMITE INFERIOR DE PLASTICIDAD. L.S.P. = LIMITE SUPERIOR DE PLASTICIDAD.

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL GUAYAQUIL 1958

ADHESION.- Si ponemos una plancha metálica encima del suelo, el agua en el suelo se concentrará en los puntos de contacto entre las partículas del suelo y la plancha. Además, habrá agua dentro del suelo concentrada en los puntos de contacto de partículas. El esfuerzo que se necesita para superar la tensión superficial entre suelo y plancha se llama Adhesión. En planchas fabricadas de materiales no mojables, no existe adhesión. Por razón que la adhesión depende mucho de la humedad, el esfuerzo de deslizamiento cambia bajo su influencia como se ve en la Fig. 2.16.

FRICCION suelo/metal.- El material de la plancha no tiene mucho efecto sobre la fricción entre el suelo y la plancha, pero el pulimento es muy importante para disminuir la fricción, hay que aumentar el pulido de la plancha. Al aumentar el esfuerzo normal en la plancha, se aumenta el esfuerzo de deslizamiento.

Algunos valores normales de cohesión y ángulo de fricción interna se dan en las Tablas VI y VII.

Para especificar las condiciones de trabajo, con estos detalles respecto de la naturaleza de los sue-

TABLA No. VI

VALORES DE C Y θ

TIPO DE SUELO	COHESION	ANGULO
Suelo Franco	10,5 a 14×10^{-2} Kg/cm^2	30° - 35°
Arcilla plástica	28 a 56×10^{-2} Kgf/cm^2	0° - 10°
Arcilla seca cuarteada sin alterar.	56 a 70×10^{-2} Kgf/cm^2	30°
Arcilla seca cuarteada y alterada.	0 Kgf/cm^2	

TABLA No. VII

VALORES DE C_α Y δ

TIPO DE SUELO	ADHESION	ANGULO
Insignificante en la mayoría de los casos.		Superficie pulida 5°
Con alto contenido de humedad, cerca del límite de fluidez (arcilla plástica $10,5 \times 10^{-2}$ Kgf/cm^2	$10,5 \times 10^{-2}$ Kgf/cm^2	Superficie limpia 5-15° Superficie oxidada 15 - 25°

los, pasamos a determinar el tipo característico de suelos que encontramos en el litoral, ámbito prioritario hacia el cual se dirige este trabajo.

En el litoral encontramos suelos con sedimentos alu

viales no influenciados por las mareas y de caracte_ res arcillosos, limos y arenas finas. Y suelos finos depositados por las mareas (estuarios), finos arcillosos muy blandos (manglares).

Es menester anotar que la humedad de estos terrenos dependen de lo que se llama Nivel Freático Natural, que es el manto acuífero estático depositado en el interior del terreno. El cual si es superficial se llama saturado, y si está bajo la superficie, parcial_ mente saturado.

Estos terrenos además están influenciados por las estaciones climatológicas así tenemos que en invier_ no la alta saturación de Nivel freático predomina. En verano en cambio, las tierras se vuelven secas y duras.

Localizando parámetros de propiedades del suelo en zonas representativas del tipo de tierras de nuestro litoral, y en aquellas donde ha de efectuarse las pruebas de nuestro trabajo de campo, tenemos que en Daule las características son:

Peso Específico : 780 Kg/m^3

Cohesión : 0.312 Kgf/cm^2 (arcilla)

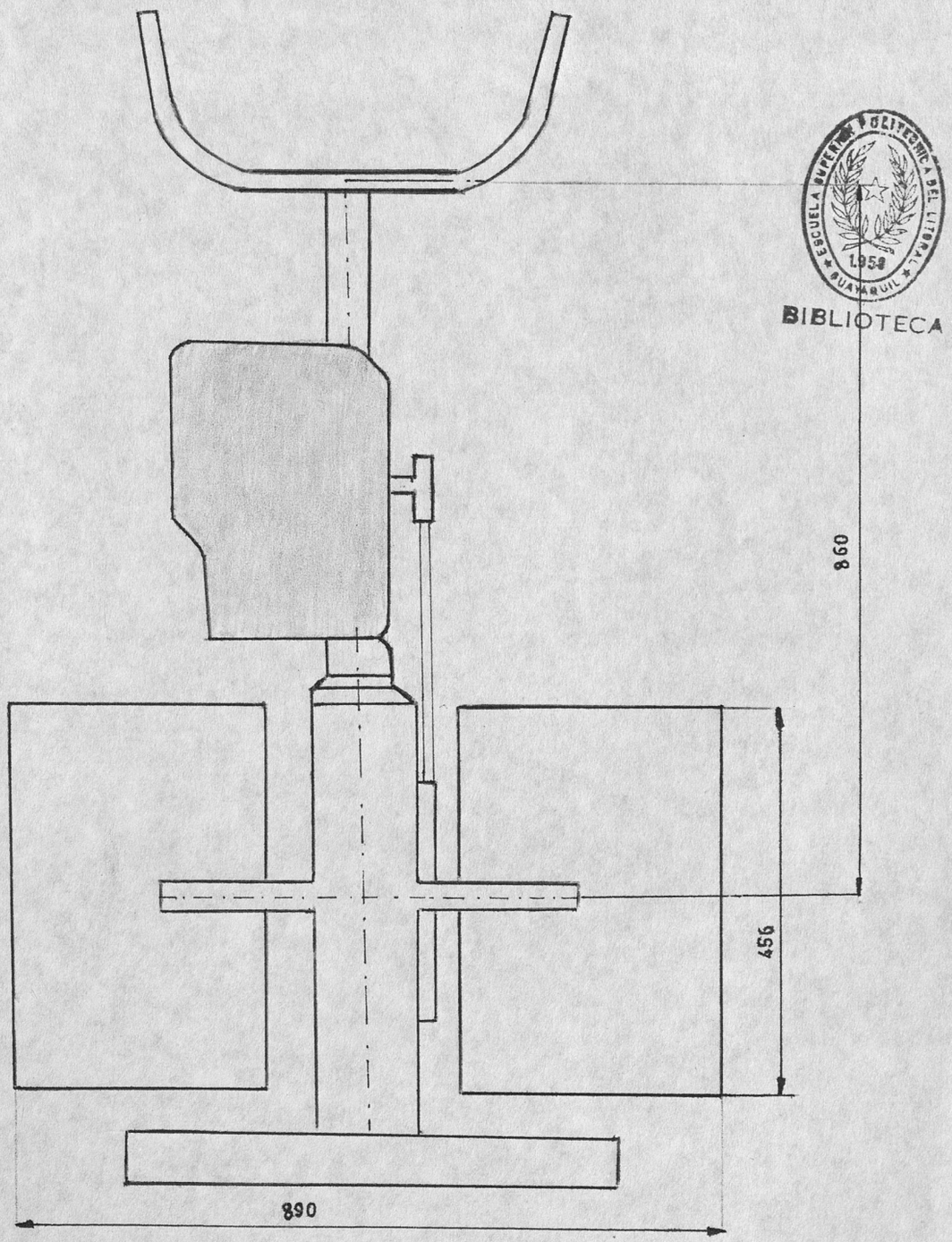
Angulo de fricción : 34°

Establecidas estas condiciones del suelo, otras referidas a las condiciones de trabajo son:

- La velocidad de trabajo: ésta ha de corresponder a la requerida por las relaciones existentes con la velocidad de corte, para el cabezal segador de arroz, en el trabajo de estudio que al respecto se realiza. Estas relaciones no difieren en mucho de las requeridas velocidades para otros trabajos de labranza, en los que mencionamos utilizaremos el motocultor, y por otra parte no difieren respecto de la velocidad media de la caminata normal de una persona, de tal suerte que quien opere el motocultor lo haga en condiciones de poca exigencia física. Por lo que la velocidad será de 2.4 Km/hora a 3.2.

- Una de las ventajas de utilización de este motocultor constituye la estabilidad que mantenga en su maniobrabilidad. En consideración con los terrenos en los que se ha de trabajar, el peso , el área, que ocupe la máquina deberán ser tales que en pendientes existentes hasta el 20%, trascienda esta conveniencia. El peso, en consideración con

el tipo de maquinaria al que pertenece este proto_ tipo más el apero es igual a 120 Kg máximo.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

FIGURA 2.17.- DIMENSIONAMIENTO GENERAL -DE PLANTA- DEL MOTOCULTOR.

2.3 CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA Y SELECCION DEL MOTOR.-

La Potencia del Motor P , será igual a la siguiente expresión que incluye la suma de Potencia para vencer la inercia Pi, Potencia para el transporte por rodadura de la máquina Pr y la Potencia que confiere la tracción al apero Pt.

$$P = Pi + Pr + Pt \qquad (3)$$

Respecto de la Tracción, hemos de considerar los trabajos agrícolas descritos en la concepción del prototipo del motocultor, es decir para trabajos de nivelación, segar arroz, y arar a profundidades pequeñas.

Con esta indicación determinamos la Potencia Pt para cada trabajo:

NIVELACION:

Teniendo en cuenta la Ecuación de Coulomb (2) para fuerzas de deslizamiento, es decir fuerzas adhesivas más fuerzas friccionales:

$$A\tau' = A\,C\alpha + \nabla\, A\,tg\,\delta$$

Tomamos los siguientes valores algunos de los cuales fueron establecidos en las condiciones de trabajo.

Para un cuerpo rectangular:

$A = 800mm \times 150mm = 12 \times 10^4 mm^2$

$\nabla A = 60$ Kgf

$\delta = 20°$

Reemplazando en la ecuación anterior:

$A\tau' = 12 \times 10^4 \ (10.5 \times 10^{-4}) + 60 \times tg\ 20°$

$A\tau' = 147.83$ Kgf

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

La potencia resultará de multiplicar esta fuerza por la velocidad de trabajo. La misma que es 3.3 Km/hora como máximo, es decir 0.916 m/seg.

$$Pt = 147.83 \times 0.916 \text{ Kgfm/seg} \times \left(\frac{1CV}{76.04 \text{ Kgfm/seg}}\right)$$

$Pt = 1.70$ CV

SEGAR ARROZ:

Para este trabajo la potencia requerida es de 2 CV, por datos del trabajo que simultáneamente se reali-

za respecto de esta labor agrícola. Esta potencia considera las fuerzas inerciales para el trabajo.

ARAR:

Las fórmulas de Coulomb, en este específico trabajo pueden ser expresadas a través de la siguiente ecuación que experimentalmente establece una tabulación para los requerimientos de tracción en distintos suelos:

Siendo:

F = Fuerza de tracción requerida
K = El coeficiente de tenacidad este está relacionado con las fuerzas cohesivas del suelo.
Q = Peso específico del suelo
p = Profundidad de labor
a = Ancho del prisma de la tierra, en volteo
n = Número de verderas

$$F = 1.5K\,(np + a) + p^2\,a\,Q \qquad (4)$$

En base a esta formulación, la tabulación para diferentes suelos está en la Tabla VIII.

TABLA VIII

ESFUERZO UNITARIO DE TRACCION PARA CADA TIPO DE SUELO

SUELO	Kgf/cm^2
Arenoso	1.8×10^{-1}
Suelto	2.5×10^{-1}
Calizo	4×10^{-1}
Consistencia media	5×10^{-1}
Arcilloso plástico	(de 5 a 10) $\times 10^{-1}$
Arcilloso seco	1.4

Si se considera una profundidad menor a los 100 mm y un ancho de corte de tierra menor a los 200 mm, dimensión que identifica el tamaño de la vertedera.

$p = 100$ mm

$a = 200$ mm

Luego el área de volteo del prisma de la tierra será:

$$A = p \times a = 2 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo unitario que tomaremos será para nuestras condiciones de labor con arcilla plástica.

$$F \leq (1 \times 10^{-2})\ (2 \times 10^4) \text{ Kgf}$$

$$F \leq 200 \text{ Kgf}$$

La potencia de tracción será; con la velocidad esta blecida de trabajo:

$$Pt = 200 \times 0.916 \text{ Kgf m/seeg} \times \left(\frac{1CV}{76.04 \text{ Kgfm/seg}}\right)$$

$$Pt = 2.3 \text{ CV}$$

Utilizando la ecuación de Coulomb, para fuerza de corte

$$A\tau_c = CA + \nabla \text{Atg}\theta \qquad (1)$$

Con:

$A = 3 \times 10^4 \text{ mm}^2$

$C = .005 \text{ Kg/mm}^2$, fuerza cohesiva, dato Ref. 1

$\theta = 34$ (Tabla

$\nabla A = 20$ Kgf, peso del arado

y velocidad igual a la anterior

$$A\tau_c = 170 \text{ Kgf}$$

y,

$$P_t = 2 \text{ CV}$$

RODADURA:

Esta potencia utilizada en rodadura se verificará más adelante en las pruebas. Para un peso W de 120 Kgf, peso máximo.

Coeficiente de rodadura ρ de 0.2 -Valor máximo-,

y velocidad similar a las anteriores, 0.916 m/seg

$$P_r = W \times \rho \times \text{Veloc.} \qquad (5)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$Pr = (120 \times 0.2)\ \text{Kgf} \times 0.916\ \text{m/sec} \times \left(\frac{1\ CV}{76.04\ \text{Kgfm/seg}}\right)$$

$$Pr = 0.28\ CV$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1959 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

INERCIA:

La potencia para vencer las fuerzas inerciales, será calculada más adelante con exactitud, conociendo el simensionamiento y peso de las partes de la máquina. Sin embargo una aproximación para corroborarse será:

$$Pi = 0.3\ CV$$

Entonces tenemos que la potencia total del motor se

determinará así:

$$P = Pi + Pr + Pt \qquad (3)$$

$$P = 0.3 + 0.28 + 2.3$$

$$P = 2.8 \text{ CV}$$

Concluyendo que un motor de 3 CV con 3600 RPM nos permitirá trabajar en las labores señaladas.

2.4 CALCULO Y DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRANSMISION DEL MOTOCULTOR.-

La velocidad necesitada en las ruedas es 2.5 Km/hora a 3.3 Km/hora.

En consideración con el dimensionamiento descriptivo expuesto anteriormente, con las alturas del punto de arrastre del apero y de herramentales como el cabezal segador, las ruedas han de tener un diámetro de 0.45 a 0.47 metros.

En consideración con la velocidad angular de salida del motor alrededor de los 3600 RPM, y el diámetro de las ruedas, la relación de velocidades que nos conferirá la velocidad angular requerida en las ruedas para conseguir la velocidad lineal mencionada será:

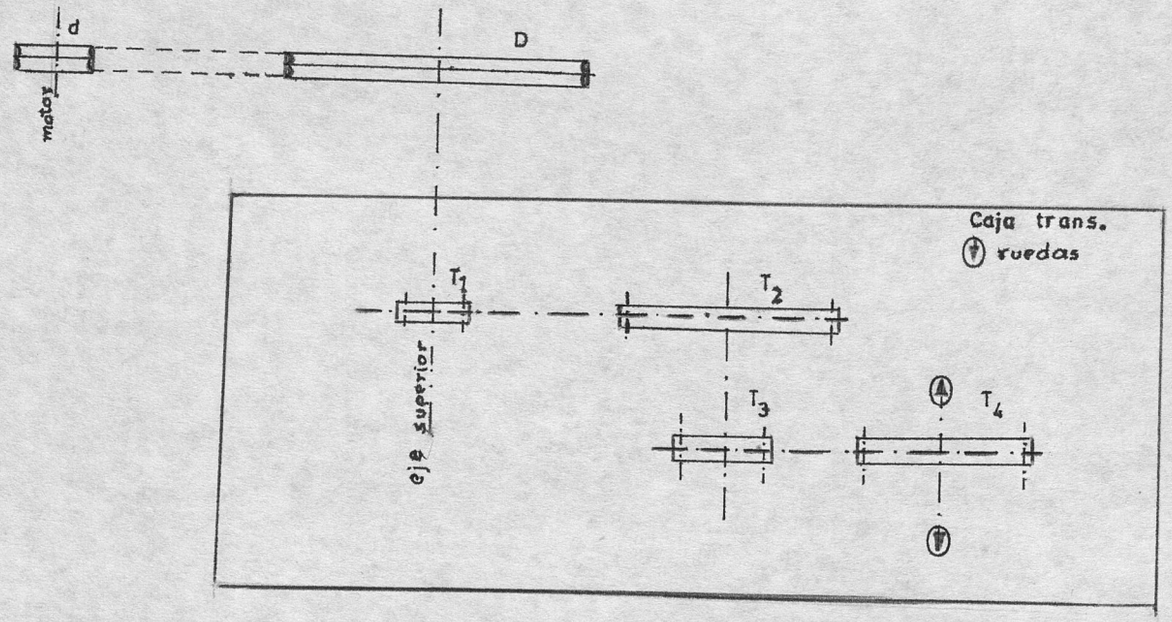


FIGURA 2.18.- ESQUEMA CINEMATICO DE LA TRANSMISION DEL MOTOCULTOR

$$N\ rueda = \frac{v.\ de\ la\ rueda}{radio\ de\ la\ rueda} = 31.2\ RPM\ a\ 47\ RPM$$

y además:

$$\frac{N\ motor}{N\ rueda} = 64.1$$

Relación que en cuanto a diámetros de poleas y catalinas -número de sus dientes- significaría:

$$64.1 = \left(\frac{diámetro\ polea\ caja\ D}{diámetro\ polea\ motor\ d}\right)\left(\frac{Dientes\ catalina\ T_2}{Dientes\ catalina\ T_1}\right)\left(\frac{Dientes\ Catalina\ T_4}{Dientes\ Catalina\ T_3}\right)$$

$$64.1 = \left(\frac{304.9\ mm}{76.2\ mm}\right)\left(\frac{50}{10}\right)\left(\frac{30}{10}\right)$$

velocidades que se incluyen el siguiente esquema cinemático de la Figura 2.18.

Para los siguientes cálculos y selecciones, se usará el Manual de Catálogos para Diseño de Maquinaria, Tomo II ESPOL. (Ref. 2).

CORRECCION DE POTENCIA

DATOS:

P = Potencia del motor, 3CV

Nm = RPM del motor, 3600 RPM

K = Relación de transmisión 4

d = Diámetro de polea del motor, 76.2 mm

D = Diámetro de polea de la caja 304.9 mm

Pd = Potencia de diseño

$$Pd = P \times C \qquad (6)$$

C: factor de servicio

C = Tipo de servicio normal, 6 a 16 horas Puntas de carga menor a 150% del trabajo a plena carga o puesta en marcha. Motor de un cilindro (Tabla I). Ref.2.

C = 1.4 + 0.1 (Polea tensora) = 1.5

Pd = 3 C.V. x 1.5 = 4.5 CV

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL BIBLIOTECA

SELECION DE CORREA:

Del Gráfico Nº 1 -Ref. 2- con Nm = 3600 RPM y Potencia igual a 4.5 CV se obtiene una selección de Banda "A".

Los diámetros primitivos que se encuentran como datos, se ajustan a la clasificación de las Tablas

II y III de la Ref. 2.

DISTANCIA ENTRE EJES (I)

La distancia no debe exceder de 470mm es decir de acuerdo a lo establecido en la descripción de la máquina y a las recomendaciones de las referencias citadas para K = 4, debe asegurarse que I sea mayor al diámetro mayor.

LONGITUD PRIMITIVA DE LA BANDA (L)

Para I = 440 mm



Longitud teórica:

$$L = 2I + 1.57\,(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4I}$$

L = 1500 mm

Considerando la holgura para la acción del templador tenemos que una banda A-60 o A-62 servirían -(Tabla IV) de la Ref. 2.

DETERMINACION DEL ARCO DE CONTACTO:

El ángulo de contacto mínimo para ambas poleas es el que se determinará, pues en realidad estos ángulos serán mayores por la acción del templador.

$$\theta s = \pi - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2D}\right) \qquad (8)$$

Para la polea menor

$$\theta s = \pi - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{304.8 - 75}{2\ (304.8)}\right)$$

$$\theta s = 135° = 2{,}77 \text{ rad.}$$

Para la polea mayor:

$$\theta 1 = \pi + 2\ \text{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2\ D}\right) \qquad (9)$$

$$\theta 1 = \pi + 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{304.8-75}{2\ (304.8)}\right)$$

$$\theta 1 = 224° = 3.87 \text{ rad}$$

La velocidad de la correa es:

$$V = \frac{0.052\ .\ d.\ Nm}{1000} \qquad (10)$$

$$V = 14 \text{ m/seg.}$$

POTENCIA TRANSMISIBLE POR CORREA:

En la Tabla V de la Ref.2, se tienen los valores de la prestación base Pb, que es la potencia en CV que la corre transmite en hipotéticas condiciones de trabajo es decir: Relación de transmisión igual a la unidad, Diámetro de la polea impulsada igual al diámetro de la polea impulsora y ángulo de contacto igual a 180 grados. Entonces, en esta tabla con los valores siguientes localizamos Pb.

$$d = 76.2 \text{ mm}$$
$$Nm = 3600 \text{ RPM}$$
$$Pb = 1.60$$

En esta misma tabla se encuentra la prestación diferencia Pdif a partir del valor de la relación de transmisión K.

Entonces:

$$K = 4$$
$$Pdif = 0.68$$

En la tabla VI de la Ref. 2, se tiene un factor de corrección C_x, por efecto del ángulo de contacto, teniendo:

Para $\theta = 180°$

$C_x = 1$

En la Tabla VII, de la Ref. 2, existe un factor de corrección C_j, en función del tipo de correa, resultando:

$$C_j = 1$$

Luego la potencia que se transmite en condiciones reales: Pa, es:

$$Pa = (Pb + Pdif).\ C_j.\ C_x \qquad (1)$$

$$Pa = (1.60 + 0.68).\ 1.1$$

$$Pa = 2.28\ CV$$



BIBLIOTECA

El número de corres necesarias (Q) será:

$$Q = \frac{Pd}{Pa} \qquad (12)$$

Reemplazando los valores obtenidos de las ecuaciones 6 y 11 tenemos:

$$Q = \frac{4.5\ CV}{2.28\ CV}$$

$$Q = 1.97$$

Es decir 2 correas tipo "A" son necesarias

SELECCION DE CATALINAS Y CADENAS PARA LA CAJA:

Para esta selección y cálculos se usará el catálogo R-80 de la REXNORD, Ref. 3 y el Libro de Shigley de Diseño de Elementos Mecánicos, Ref. 4.

La potencia que la caja de transmisión absorbe P, será la referida al transporte y tracción en el arrastre de aperos.

Esta potencia será de 2.5 CV

La potencia de diseño $Pd = P.c$ (13)
donde C es el factor de servicio.

De la -Ref. 3- tenemos que este factor c es igual a 1.3 para choques normales.

Entonces:

$$Pd = 2.4\ (1.3) = 3.25\ CV$$

La selección del paso de la cadena se hará a partir de los valores de potencia de diseño y la velocidad

angular del Eje Ne igual 900 RPM y las curvas presentadas en la página 60 de la Ref. 3. Resultando que el número de la cadena es 40 con un paso de 12.5 mm.

Los números de dientes para la catalina T_1 y T_2 -de acuerdo al esquema cinemático- son respectivamente 10 y 50 dientes.

La capacidad de la cadena en CV. Pa, se da en la Pág. 67, Ref3- cuya tabla da el siguiente valor por extrapolación, a partir del número de dientes de la catalina pequeña o impulsora y los RPM.

$$Pa = 3.11 \text{ CV}$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1959 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

EL NUMERO DE CORDONES:

Este valor se encuentra por la división siguiente:

$$\text{Número cordones} = \frac{Pd}{Pa} = \frac{3.25}{3.11} = 1.04$$

Es decir un cordón

Esta misma tabla de la página 67 -Ref. 3- nos advierte el tipo de lubricación recomendado, lubricación

por baño. Entendido como un parcial inundamiento de la catalina inferior, llevándose el aceite arriba por la rotación de las catalinas y traslado de la cadena. En el establecimiento de su denominación las catalinas incluyen este tipo de lubricación 40 B 10, 40 B 50, la letra B identifica este tipo de lubricación.

DISTANCIA ENTRE EJES C, Y LONGITUD DE LA CADENA L.

Sabiendo, como se estableció anteriormente que:

$$T_1 = 10 \text{ dientes}$$
$$T_2 = 50 \text{ dientes}$$

tenemos:

$$L = 2C + \frac{T_1 + T_2}{2} + K \qquad (14)$$

$$C = \frac{1}{8}\left(2L - T_1 - T_2 + \sqrt{(2L - T_1 - T_2)^2 - M\,(T_1 - T_2)^2}\right) \qquad (15)$$

Estos valores L y C resultan en pasos o eslabones. Para L debe tomarse un número par de pasos exacto para no tener problemas de acople justo de eslabones, cuando no se considera el montaje de templado-

res de cadenas como en el caso nuestro.

K y M son factores obtenidos a partir del número de dientes de las catalinas T_1 y T_2 y de la longitud de la cadena L, valores que relacionados por las tablas de las páginas 58 y 59 de la Ref. 3, determinan estos factores.

Asumimos primero un valor para la distancia entre ejes C, en términos aproximados de acuerdo a la descripción dimensional de la máquina dada:

$$C = 158 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ paso}}{12.5 \text{ mm}} = 12.4$$

de la tabla mencionada: $K = 3.5$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL BIBLIOTECA

Reemplazando en la ecuación: (14)

$$L = 58.3$$

Hacemos L = 58, por la conveniencia explicada de acople.

Con este valor localizamos el exacto valor de M. resultando:

$$M = 0.8346$$

y lo reemplazamos en la fórmula (15)

Teniendo:

$$C = 12.31 \text{ pasos}$$

En milímetros

$$C = 12.31 \times \frac{12.5 \text{ mm}}{1 \text{ paso}} = 156 \text{ mm}$$

y la longitud de la cadena L en milímetros es:

$$L = 58 \times \frac{12.5 \text{ mm}}{1 \text{ paso}} = 725 \text{ mm}$$

Para la segunda etapa de reducción donde N3 = 200 RPM y N4 = 60 RPM y para estas catalinas respectivamente los números de dientes son 10 y 30, tenemos a través de los procedimientos anteriores los siguientes resultados:

Pd = 325 CV

Cadena número 60, es decir paso = 19 mm, página 60 Ref. 3.

Número de cordones:

$$\frac{325 \text{ CV}}{2.79} = 1.16 \quad 1 \text{ cordón}$$

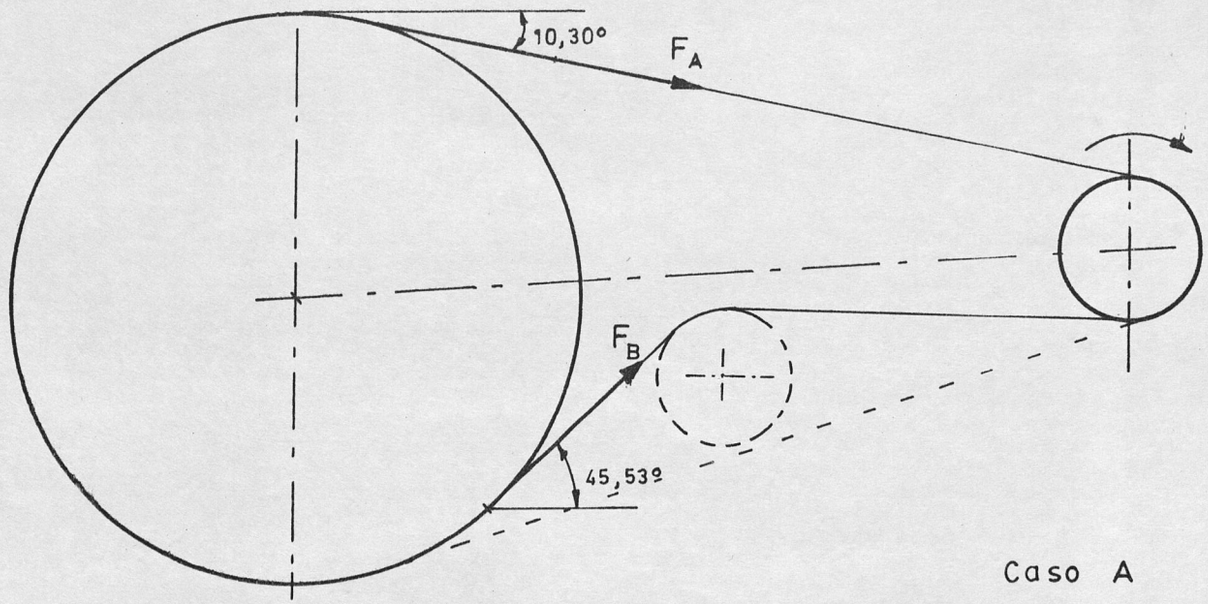


FIGURA 2.19A.- ESTE CASO A SE TIENE CUANDO EL HERRAMENTAL SE COLOCA EN LA PARTE POSTERIOR DEL MOTOCULTOR.

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL * GUAYAQUIL * 1958

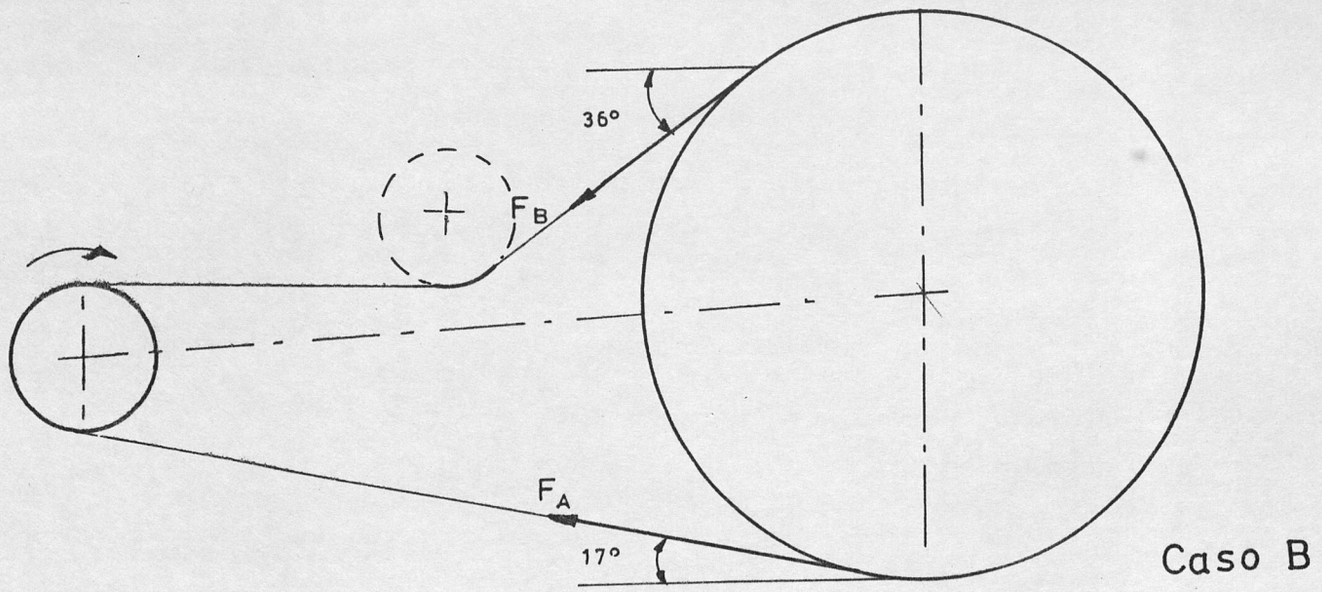


FIGURA 2.19B.- CASO B, EL HERRAMENTAL SE COLOCA ADELANTE

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958

Tipo B de lubricación, idéntido a lo anterior

L = 38 pasos = 475 mm

C = 8.5 pasos = 163 mm

CALCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA DE LA POLEA IMPULSORA DE LA CAJA:

Existen dos casos en la distribución de fuerzas o repartición de potencias en el eje superior:

A.- Con el herramental en la parte posterior, el motor se ubica adelante del motocultor. La potencia se concentra en la caja exclusivamente para la tracción del apero y el transporte.

B.- Con el cabezal segador más el transporte, el motor está en la parte posterior del motocultor, la potencia de segado tiene un máximo de 2.5 CV.

Entonces según la ubicación del motor las Figs. 2.19 dan los dos casos de dirección de las tensiones de las bandas.

Considerando el Caso "A":

Datos:

La Banda es tipo A trapezoidal y número A-62 y tiene ancho:

$$\beta = 40°$$

Potencia = 3 CV

Peso/longitud de la banda = w = 0.13 Kg/m

Velocidad V = 14.3 m/seg. = 861.6 m/min.

Coeficiente de fricción equivalente fe = 0.37 (valor tomado del Capítulo V de la Ref. 5).

Siendo las tensiones F_A y F_B

El ángulo de contacto más pequeño de los dos es:

$$\theta c = 168° = 2.9 \text{ rads}$$

El valor de la fuerza centrífuga que tiene la banda en virtud de la rotación es:

$$Fc = \frac{w\, V^2}{g} \qquad (16)$$

$$Fc = \frac{0.13\ (14.3)^2}{9.8} = 2.74 \text{ Kgf}$$

Las tensiones se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$P = \frac{(F_A - F_B)V}{4500} \qquad (17)$$

$$\frac{F_A - F_c}{F_B - F_c} = e^{fe\theta c}$$

Reemplazando los datos y resolviendo el sistema de estas dos ecuaciones tenemos para:

F_A = 26.6 Kgf y para F_B = 10.9 Kgf

F_{AX} = 26.6 cos 10.3° = 26.17 Kgf

F_{Ay} = 26.6 sen 10.3° = 4.75 Kgf

F_{Bx} = 10.9 cos 43.3° = 7.93 Kgf

F_{By} = 10.9 sen 43.3° = 7.47 Kgf

De acuerdo a la Figura 2.20a

ΣF_x = 34.1 Kgf

ΣF_y = 2.72 Kgf

Fr = 34.2 Kgf ; $(F_A + F_B) = Fr$

$$\alpha = \text{arc Tg } 2.72/34.1 = 4.6°$$

En el caso B se realiza con igual procedimiento y el resultado es:

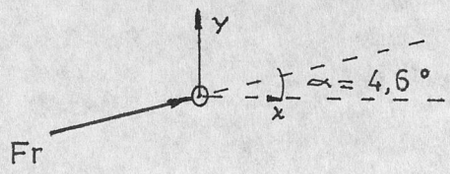
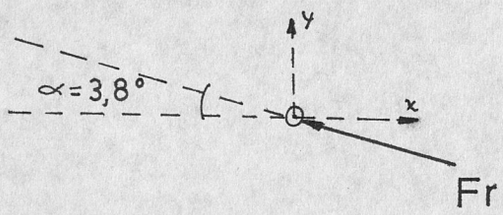


Fig. 2.20 a

LA FUERZA RESULTANTE SOBRE EL EJE PARA EL CASO A

$F_A + F_B$ = Fr = 34.8 Kgf

α = 3.80°



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1.959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

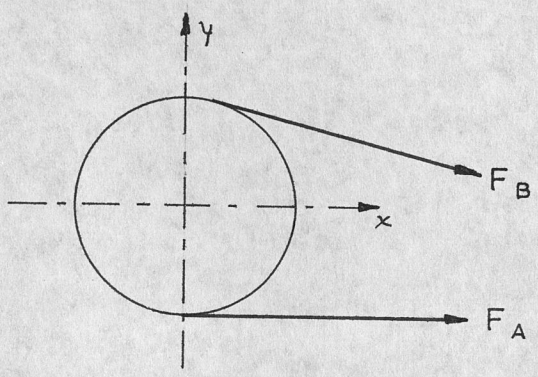
Fig. 2.20 b

LA FUERZA RESULTANTE SOBRE EL EJE PARA EL CASO B

Lo cual nos dice que los valores absolutos de las tensiones pueden ser considerados iguales pues la diferencia es mínima.

CALCULO DE LAS TENSIONES DE LA BANDA IMPULSORA DEL HERRAMENTAL:

Considerando al cabezal segador el herramental impulsado, tenemos que para este caso la potencia es de 2CV y la dirección de las tensiones es la siguiente:



$$F_A > F_B$$

Fig. 2.21 DIRECCION DE LAS TENSIONES DE LA BANDA PARA EL CABEZAL SEGADOR.

Datos:

P = 2Cv

β = 40°

Angulo de contacto real θ_c = 3.93 radianes = 225°

Velocidad angular N = 900 RPM

Radio = 50mm

fe = 0.37

Las tensiones son F_A y F_B

w = 0.13 Kg/m

La fuerza centrífuga será:

$$Fc = \frac{w\ V2}{g} \qquad (16)$$

La velocidad V es :

$$V = \frac{N.2\ Radio\ (0.052)}{1000} \qquad (10)$$

Reemplazando datos:

$$V = 4.71 \text{ m/seg}$$

y;

$$Fc = 0.29 \text{ Kgf}$$

Las tensiones se calculan a través de las siguientes expresiones ya utilizadas anteriormente:

$$P = \frac{(F_A - F_B)\, V}{4500} \qquad (17)$$

$$\frac{F_A - F_c}{F_B - F_c} = e^{fe\theta c} \qquad (18)$$

reemplazando los datos y resolviendo este sistema de ecuaciones:

$$F_A = 40.75 \text{ Kgf} \quad y \quad F_B = 9.5 \text{ Kgf}$$

$\Sigma F_x = 40.75 + 9.5 \text{ Cos } 14° = 49.96 \text{ Kgf}$

$\Sigma F_y = 9.5 \text{ Sen} \pm 2.29 \text{ Kgf.}$

$(F_A + F_B)' = Fr$

$Fr = 50 \text{ Kgf}$

$\alpha = 2.6°$

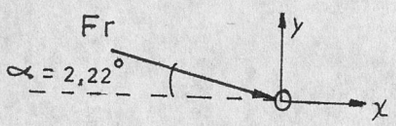


Fig. 2.22

FUERZA RESULTANTE SOBRE EL EJE

DETERMINACION DE OTRAS FUERZAS APLICADAS SOBRE EL EJE SUPERIOR:

Además de las tensiones calculadas tenemos:

Wp = peso de la polea impulsora de la caja = 5Kgf
Wpc = peso de la polea del cabezal segador = 0.7 Kgf
W40B10 = peso de la catalina 40B10 = 0.1 Kgf

Existen dos casos en la distribución del torque o potencia en el eje superior, según sea la labor que se efectúe:

Caso 1:

Torque transmitido a la catalina impulsora de la caja -40B10- es la correspondiente a 1 CV., los otros 2 CV., como máximo son utilizados en la propulsión del cabezal.

Caso 2:

Torque transmitido a la catalina impulsora -40B10- es íntigramente el total transmitido por la polea impulsora de la caja, esta distribución ocurre cuando se necesita más tracción para la labor agrícola, teniendo el herramental en la parte posterior de la máquina.

Los casos 1 y 2 serán identificados con los subíndices respectivos de las siguientes expresiones:

$$P = \frac{F \times V}{4500} \qquad (19)$$

$$V = \frac{0.052 \cdot d \cdot N}{1000} \qquad (10)$$

$$P = \frac{T \cdot N}{71600} \qquad (20)$$

siendo:

d = 40 mm

N = 900 RPM = (velocidad máxima)

N = 600 RPM (Velocidad de trabajo)

Tenemos que:

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

P_1 = 1 CV $\qquad\qquad$ $P_{2'}$ = 2.5 CV

T_1 = 78.8 Kgf.cm

$T_{2'}$ = 238 gf.cm -torque máximo para 3CV-

V_1 = $V_{2'}$ = 75.46 m/min

F_1 = 59.68 Kgf $\qquad\qquad$ $F_{2'}$ = 149 Kgf

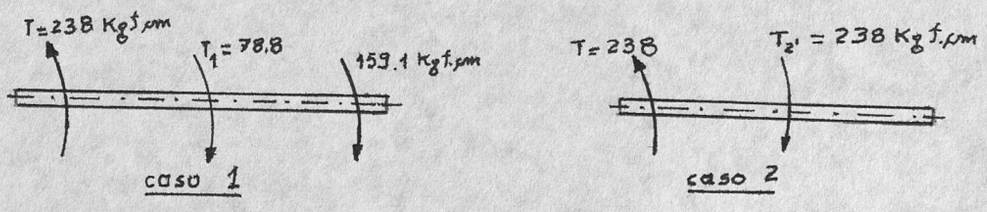
Referido a las curvas de T, Pot vs. N del Motor, se aprecia que el torque se mantiene casi constante en el rango de velocidades angulares desde la de trabajo a la máxima. Mientras la potencia asumimos también por apreciación del comportamiento de la curva, que linealmente llega al máximo de 3CV a la velocidad máxima. El torque tomado para los cálculos es el mencionado por el catálogo respectivo del motor.

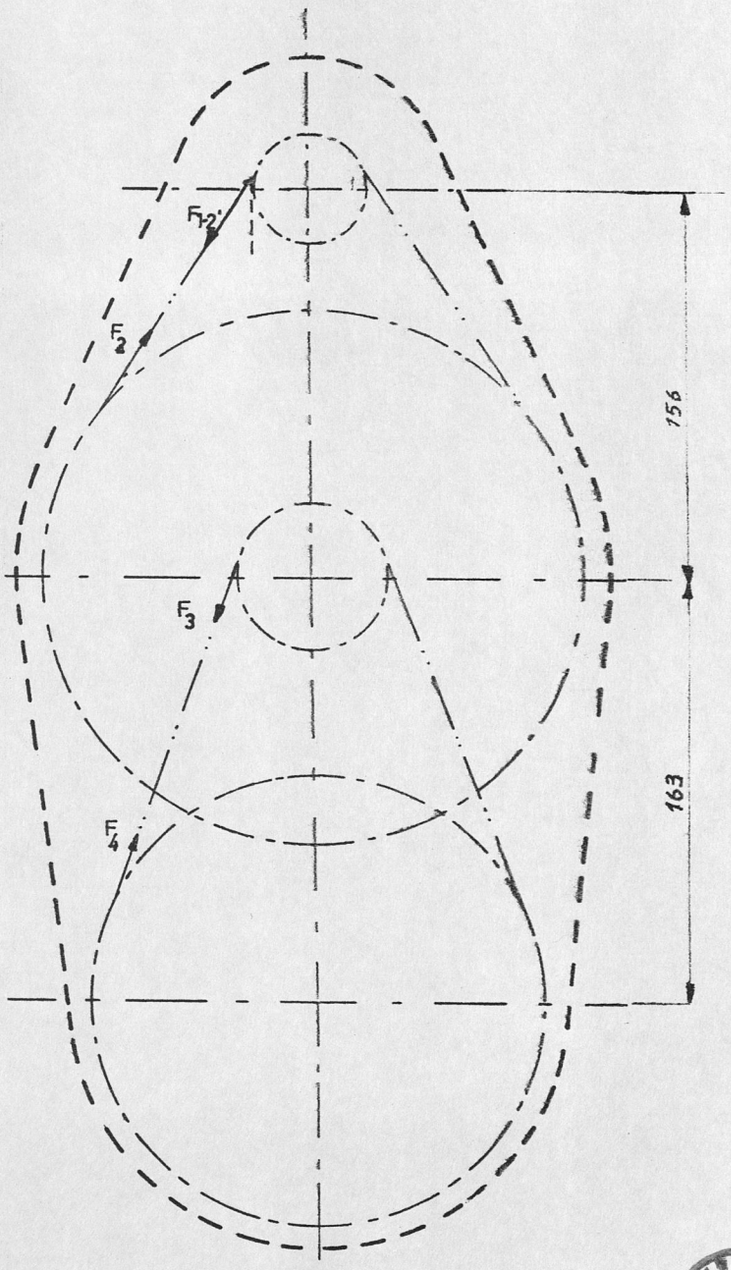
La distribución de torques y la aplicación de fuerzas se expresan en los siguientes gráficos y relaciones:

F_1 = 59.68 Kgf

F_{1y} = 59.68 Cos 35° = 48.9 Kgf(↓)

F_{1x} = 59.68 Sen 35° = 34.23 Kgf(←)





$F_{1-2'}$: sobre eje superior

F_{2-3} : sobre eje central

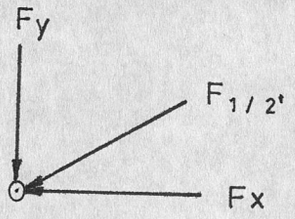
F_4 : sobre eje inf. hexagonal

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1.958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

$F_{2'} = 149$ Kgf

$F_{2'y} = 149 \cos 35° = 122.05$ Kgf (↓)

$F_{2'x} = 149 . \text{Sen } 35° = 85.46$ Kgf (←)



El análisis de la distribución de fuerzas para el diseño del eje presenta entonces dos casos:

EJE SUPERIOR EN EL CASO 1:

El material del eje será de acero SKF CEAX 047 - SAE 1045 con resistencia última a la tracción:

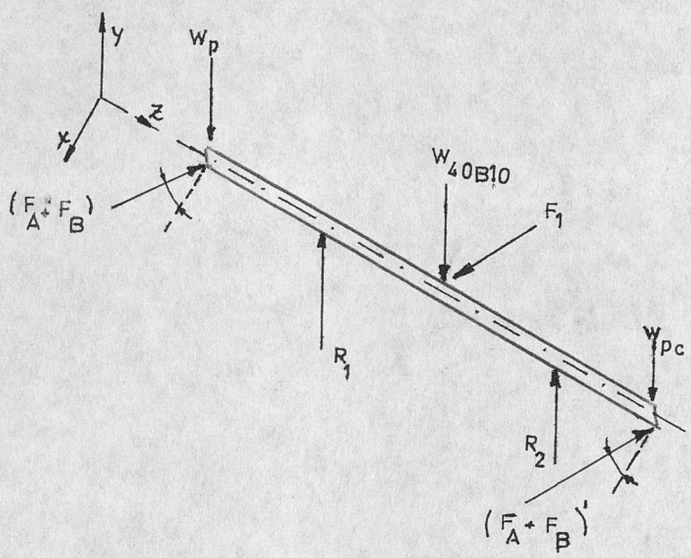
$$Su_t = 6500 \text{ Kgf/cm}^2$$

y resistencia a la fluencia

$$Sy = 5500 \text{ Kgf/cm}^2$$

La representación de las fuerzas aplicadas

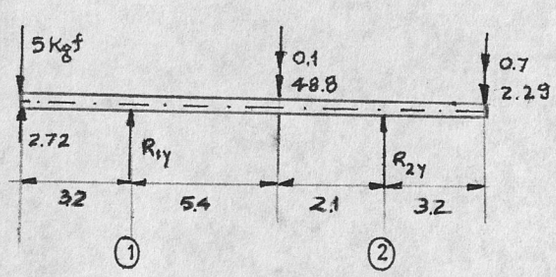
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



$\Sigma F_y = 0$

Las reacciones en 1 y 2 son R_1 y R_2

M: momento flector



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

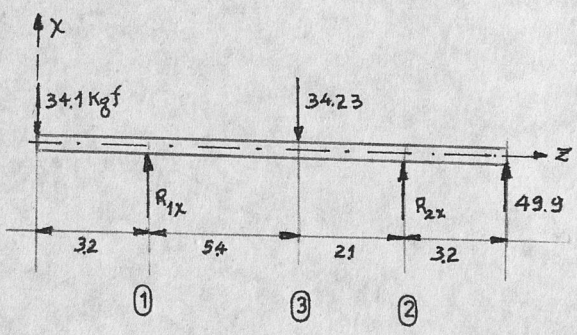
$\Sigma M_1 = 0 = 2'72(32) - 5\ (32.2) + 0.1\ (54) + 48.9\ (54) - R_{2y}$
$\circlearrowleft_{+}$ $+ 0.7\ (107) + 2.29\ (107).$

$R_{2y} = 38.57$ Kgf (↑)

$\Sigma F_y = 0 = -5 + 2.72 + R_{1y} - 0.1 - 48.9 + 38.57 - 0.7 - 2.29$

$R_{1y} = 15.7$ Kgf (↑)

$\Sigma F_x = 0$



(↓) : izquierda
(↑) : derecha

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1.958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

$$\Sigma M_1 = 0 = -34.1\ (32) + 34.23\ (54) - R_{2x}\ (75) - 49.9\ (107)$$
$+\circlearrowright$

$$R_{2x} = 61.09 \text{ Kgf } (\downarrow)$$

$$\Sigma Fx = 0 = -34.1 + R_{1x} - 34.23 - 61.09 + 49.9$$

$$R_{1x} = 79.52 \text{ Kgf } (\uparrow)$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para las dos direcciones X i Y se exponen a continuación

El punto más crítico de la distribución de esfuerzos según indica el diagrama de momento flector corresponde al punto 3. Donde la resultante de los valores en x_i y es:

$$M_2 = \sqrt{159.65^2 + 9.56^2}$$

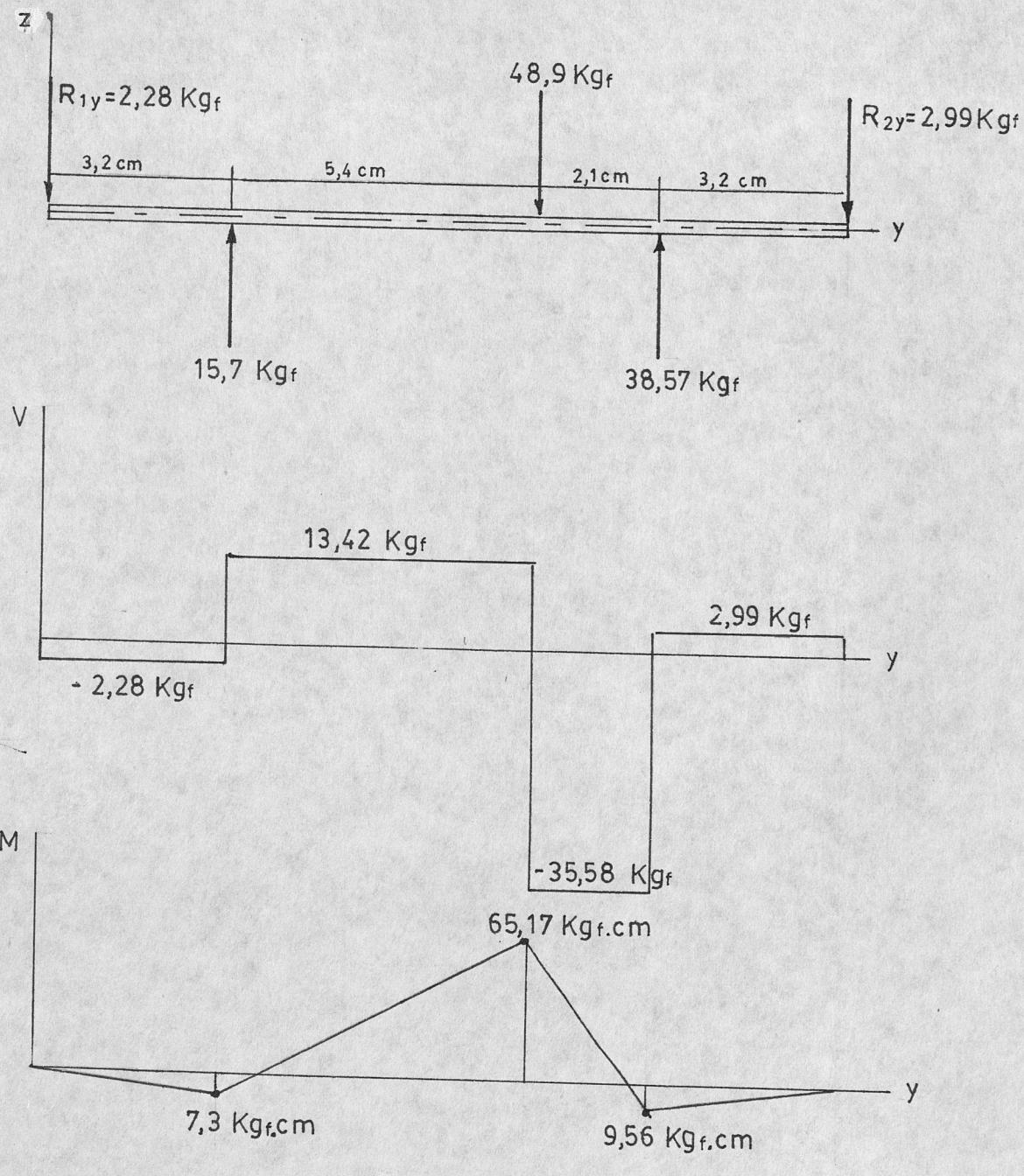
$$M_2 = 160 \text{ Kgf cm}$$

La distribución de momento de torsión en el eje, establece que en este punto 2 se tiene:

$$T_2 = 159.1 \text{ Kgf cm}$$

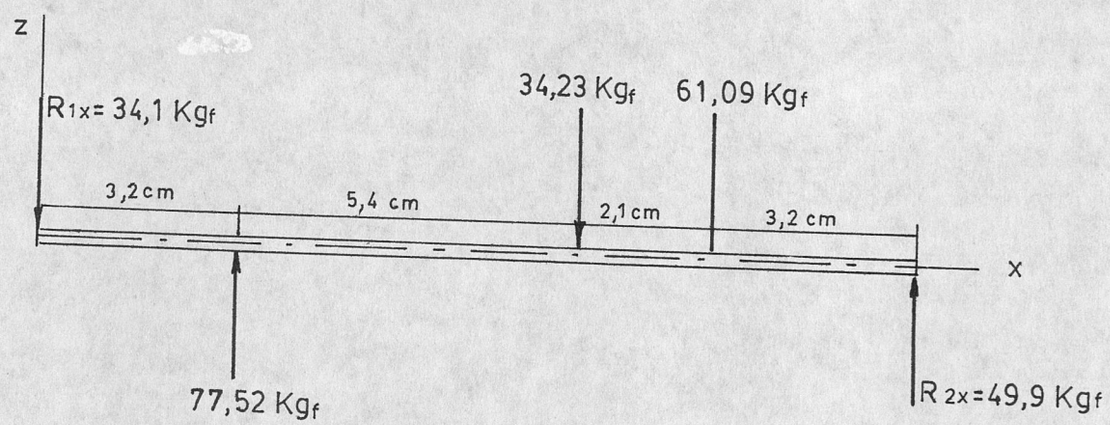
El punto uno parecería como crítico en cargas está-

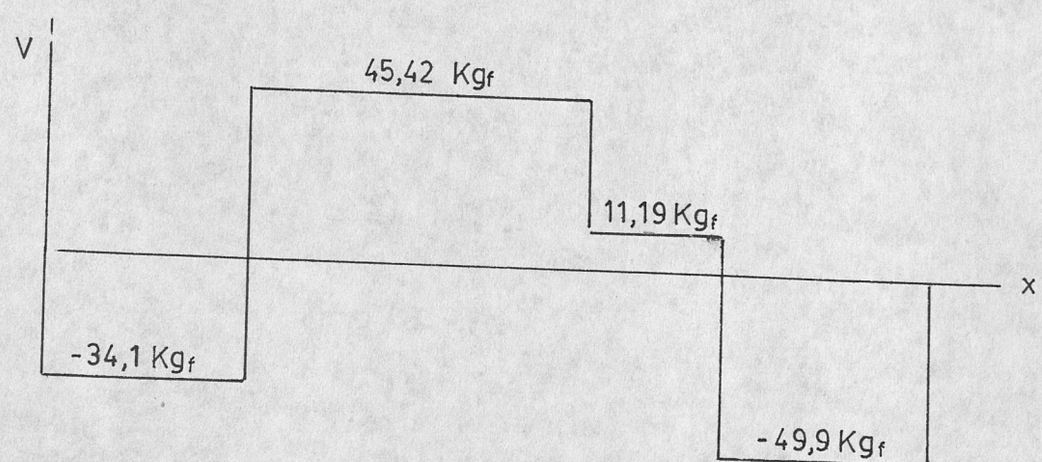
En y

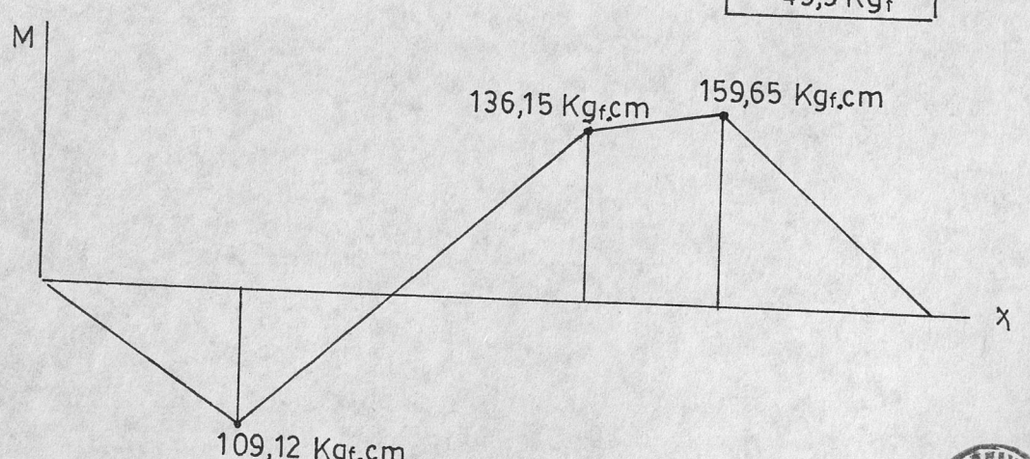


ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1.958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

En x







ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
BIBLIOTECA

ticas por tener mayor momento de torsión, pero frente a cargas dinámicas y en el dimensionamiento a través de los cálculos que siguen, surgirá realmente el punto 2 como el más crítico.

Para cargas estáticas:

Con un factor de seguridad n igual a 2, el dimámetro del eje se calcula a través del enfoque de la teoría de esfuerzo constante máximo. -Ref.4-

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y}\right)(M^2 + T^2)^{1/2}\right]^{1/3} \qquad (21)$$

Reemplazando los valores calculados anteriormente de M y T y el valor de Sy dado en el señalamiento de las propiedades del material al empezar el cálculo del eje. Tenemos:

$$d = \left[\left(\frac{32 \times 2}{\pi\ 5500}\right)(160^2 + 159.1^2)^{1/2}\right]^{1/3}$$

$$d = 0.94 \text{ cm}$$

Para cargas dinámicas:

Con el enfoque de Sines -Ref. 4-

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

$$d = \left(\frac{32\ Mn}{\pi\ Se}\right)^{1/3} \qquad (22)$$

Esta resistencia a la fatiga corregida Se es expresada así:

$$S_e = Ka\ Kb\ Kc\ Kd\ Ke\ S_e' \qquad (23)$$

Donde:

$$S_e' = 0.5\ S_{ut} \qquad (24)$$

Tomando S_{ut} de los datos:

$$S_e' = 0.4\ (6500) = 3250\ Kgf/cm^2$$

Los valores siguientes se toman en base a criterios. Cap. V, Ref. 4.

Ka = Factor de correción por acabado; 0.9

Kb = Factor de correción por tamaño; 0.85

Kc = Factor de correción por confiabilidad; para 90% de confiabilidad tenemos 0.897.

Kd = Factor por efecto de temperatura 1

Ke = Factor por concentración de esfuerzos

$$Ke = \frac{1}{Kf} \qquad (25)$$

$$Kf = 1 + q\,(K_t - 1) \qquad (26)$$

Para sensibilidad a las ranuras q = 0.75. Fig. 5.19 Ref. 4.

Para factor de concentración de esfuerzos teóricos Fig. A-25,8. Ref. 4

$$K_t = 1.78$$

Tenemos:

$$Ke = 0.63$$

Reemplazando estos valores en la expresión Nº 23 tenemos:

$$Se = 0.9(0.85)\ (1)\ (1)\ (0.63)\ (3550)$$

$$Se = 1566{,}3\ Kgf/cm^2$$

Retomando con estos resultados la ecuación Nº 22, tenemos para n = 2.

$$d = \left(\frac{32 \times 160 \times 2}{\pi \times 1566.3}\right)^{1/3}$$

$$d = 1.27 \text{ cm}$$

Con este valor del diámetro para asegurar con que factor de seguridad obviamos la falla por fluencia, calculamos para cargas estáticas, en la ecuación Nº 21:

$$n = \frac{(1.27)^3 \ \pi \ 5500}{32 \times \sqrt{(160^2 + 159.1^2)}}$$

$$n = 4.9$$

Asegurando con este nuevo n lo mencionado. Retomamos la ecuación Nº 22 y situamos el valor del diámetro del eje para cargas dinámicas.

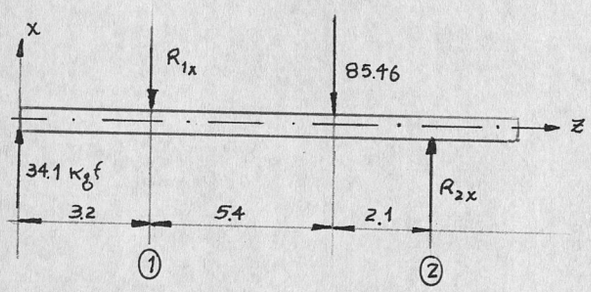
$$d \doteq \left(\frac{32 \times 160 \times 4.9}{\pi \times 1566.3}\right)^{1/3} = 1.70 \text{ cm.}$$

$$d = 17 \text{ mm}$$

EJE SUPERIOR EN EL CASO 2:

Con las mismas especificaciones respecto de las propiedades mecánicas del material, tenemos el análisis de las fuerzas:

$\Sigma Fx = 0$



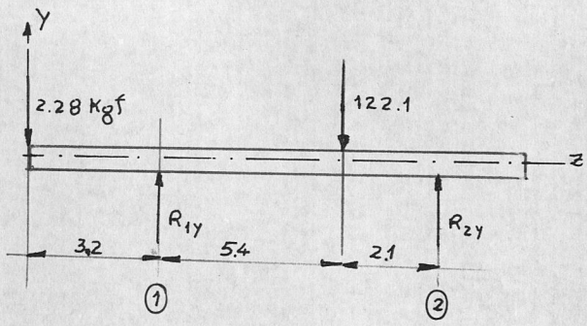
$$\Sigma M_1 = M_1 = 0 = 34.1\ (32) + 85.46\ (54) - R_2\ x\ (75)$$

+↻

$$R_2\ x = 76.08\ Kgf\ (\uparrow)$$

$$\Sigma Fx = 0 \quad R_1\ x \quad 24.72\ Kgf\ (\downarrow)$$

$\Sigma F_y = 0$



$\Sigma M_1 = 0 = 2.28(32) + 122.1\ (3z) - R_2y\ (75)$

(+)

$R_2y = 86.94$ (↑)

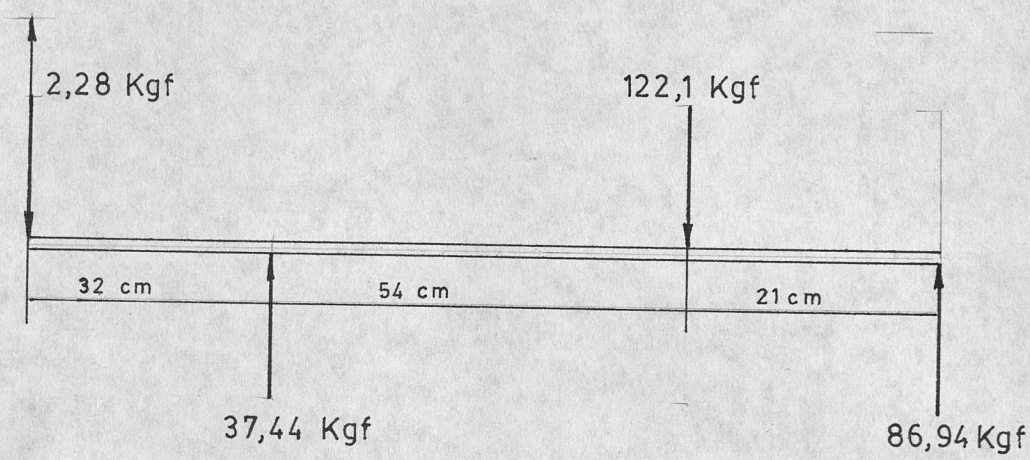
$\Sigma Fy = 0 \quad R_1y = 37.44$ (↑)

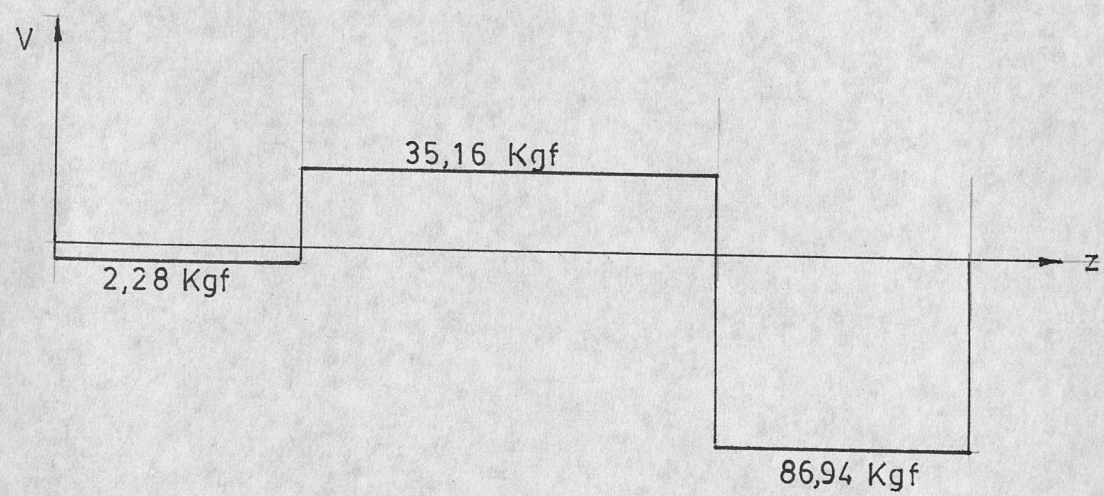
Los diagramas de fuerza cortante y momento flector para las dos direcciones se exponen a continuación.

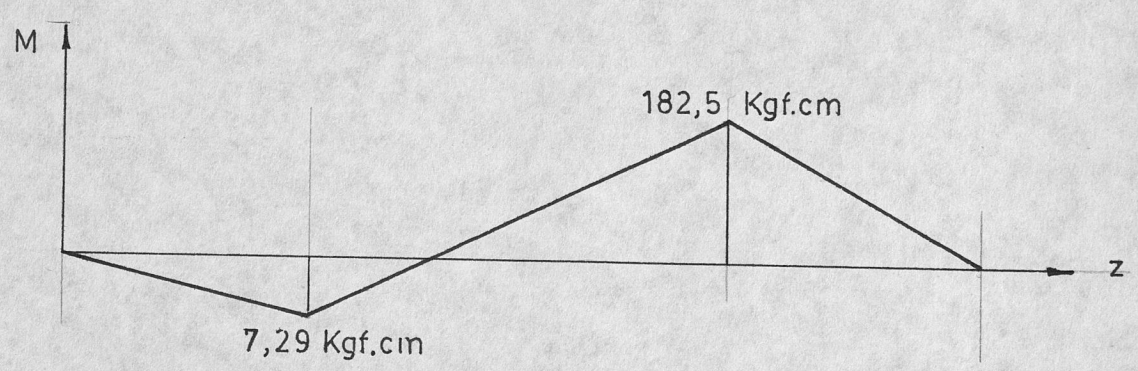
Para este caso: $T = 238$ Kgf.cm

Según los diagramas el punto más crítico con relación al momento flector es el punto 3 para el cual:

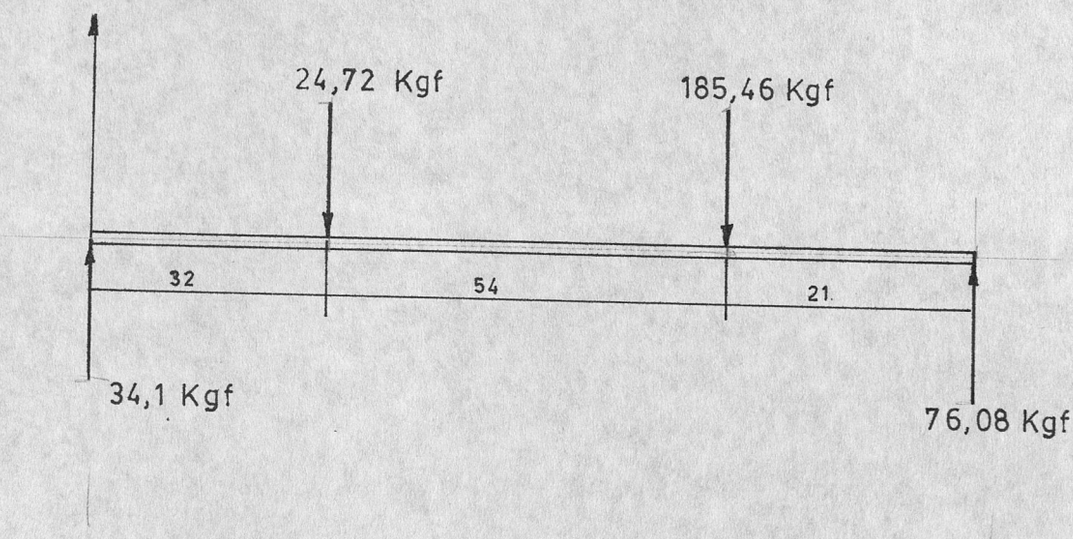
Eh Y

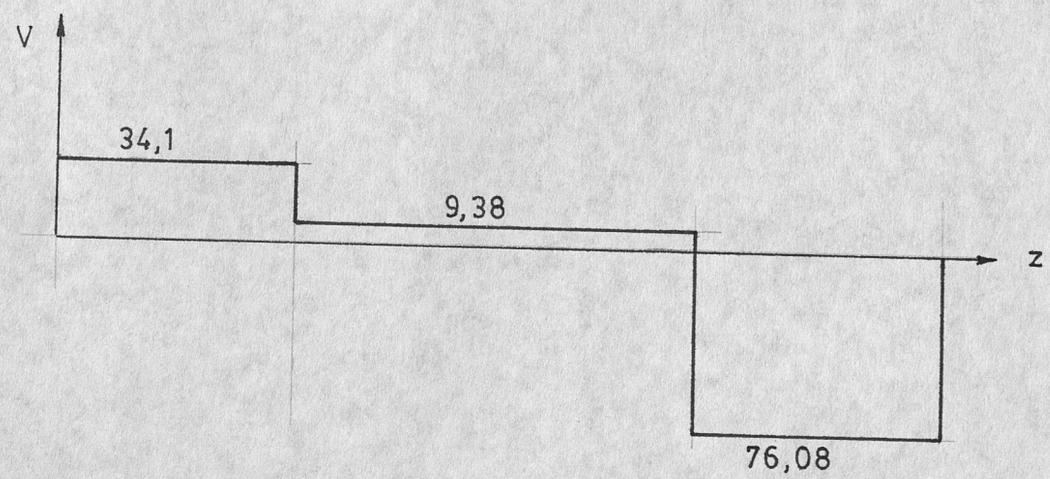

2,28 Kgf
122,1 Kgf
32 cm
54 cm
21 cm
37,44 Kgf
86,94 Kgf

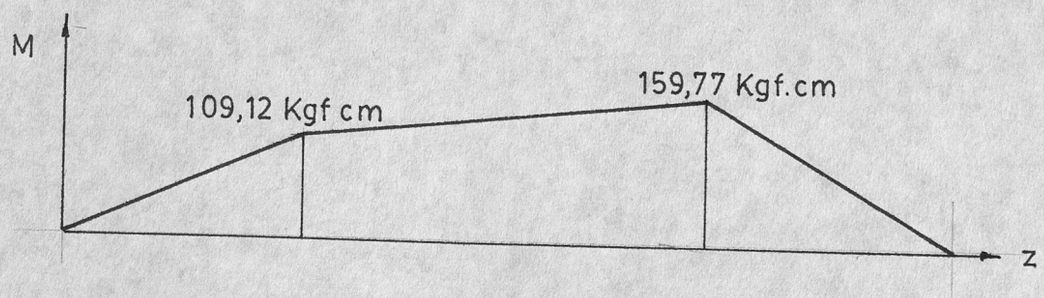

V
35,16 Kgf
2,28 Kgf
z
86,94 Kgf


M
182,5 Kgf.cm
z
7,29 Kgf.cm

En X


24,72 Kgf
185,46 Kgf
32
54
21
34,1 Kgf
76,08 Kgf


V
34,1
9,38
z
76,08


M
109,12 Kgf cm
159,77 Kgf.cm
z

$$M_3 = \sqrt{159.77^2 + 182.5^2}$$

$$M_3 = 242.61 \text{ Kgf cm.}$$

Si aplicamos el enfoque de Sodeberg Capítulo 12, de Ref. 4. Para n = 4.

Y con los valores de Se, Sy establecidos, tenemos:

$$d = \left\{ \frac{32\ n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{Sy} \right)^2 + \left(\frac{M}{Se} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \qquad (25)$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 4}{\pi} \left[\left(\frac{238}{5500} \right)^2 + \left(\frac{242.61}{1566.3} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 1.8 \text{ cm.}$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Siendo este último caso un tanto más determinante en la configuración geométrica del eje superior. El dibujo constructivo quedará como consta en la Fig. 2.23.

EJE CENTRAL:

Este eje soporta las tensiones de las cadenas y los pesos de las respectivas catalinas correspondientes al esquema cinemático representado anteriormente.

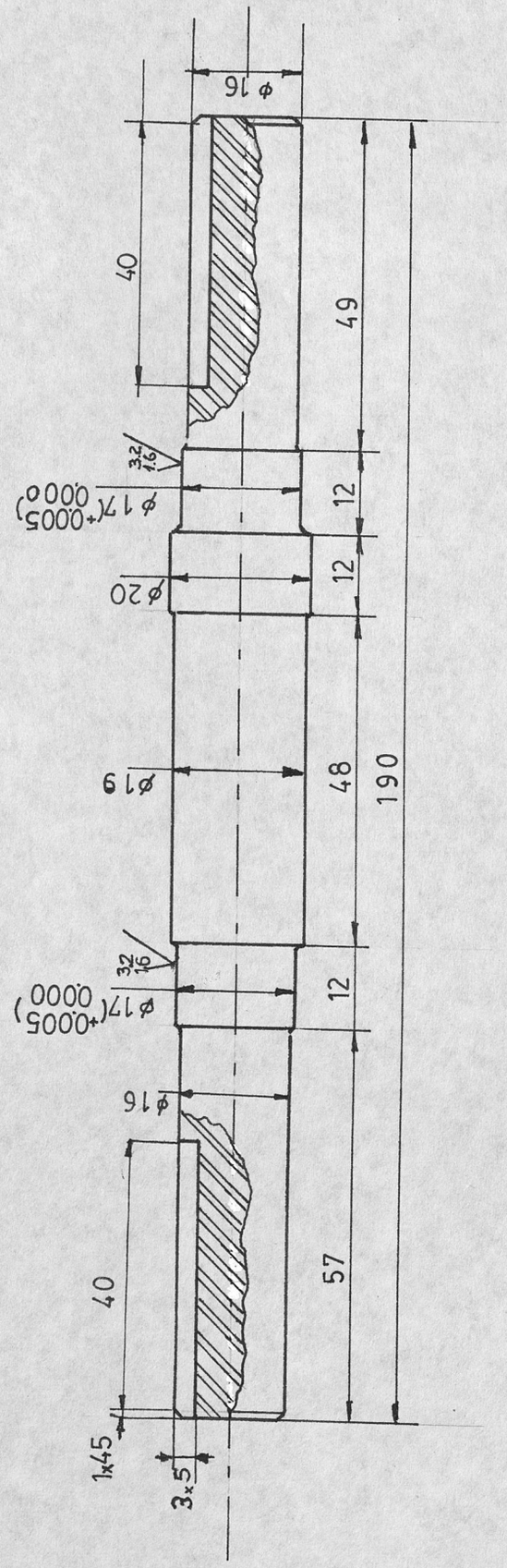


FIGURA 2.2.3.- DIBUJO CONSTRUCTIVO DEL EJE SUPERIOR

Además de estas fuerzas, tenemos las reacciones que se determinarán. El material del eje tendrá similares propiedades al anterior.

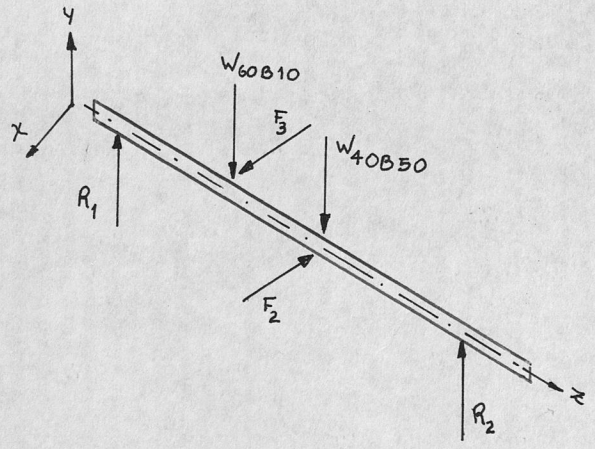
Sea:

W40B50 : Peso de la catalina 40B50 = 2.82 Kgf

W60B10 : Peso de la catalina 60B10 = 0.3Kgf

Las reacciones son R_1 y R_2

La tensión de la cadena a tomarse será F_2 de la etapa superior de transmisión y F_3 de la inferior. La representación de las fuerzas aplicadas será:



Por relación de diámetros para un mismo torque T igual a 238 Kgf.cm, se tiene:

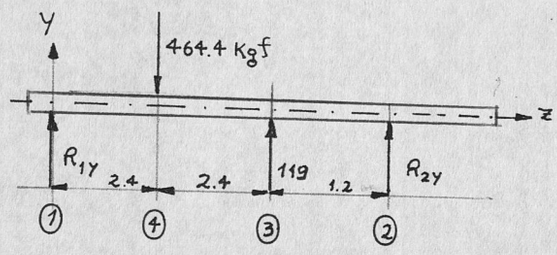
$$F_3 x = 138 \text{ Kgf}(\downarrow)$$

$$F_3 y = 464 \text{ Kgf}(\downarrow)$$

Considerando obviamente que las catalinas montadas sobre este eje tienen movimiento solidario.

Luego:

$\Sigma F_y = 0$

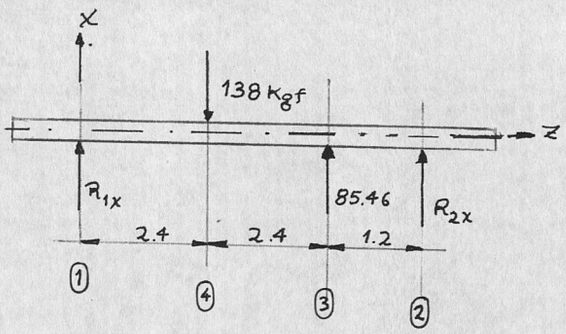


$$\Sigma M_1 = 0 \quad R_{2y} = \frac{464(2.4) - 119\,(4.8)}{60}$$

$$R_{2y} = 90.4 \text{ Kgf}(\uparrow)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad R_{1y} = 254.6 \text{ Kgf}(\uparrow)$$

$\Sigma F_x = 0$



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

$\Sigma M_1 = 0 \qquad R_2 \; x = 13 \text{ Kgf } (\downarrow)$

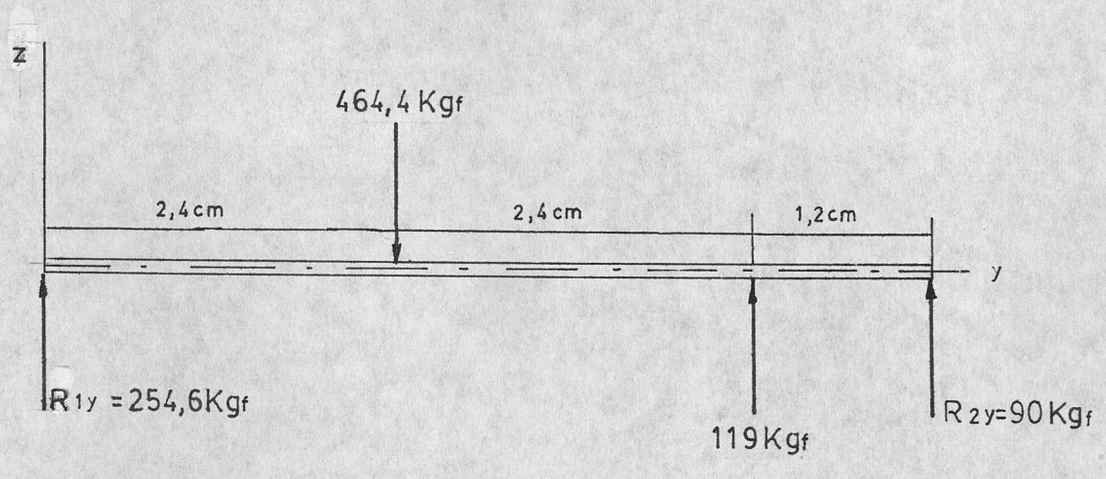
$\Sigma F = 0 \qquad R_{1x} = 65.5 \text{ Kgf } (\uparrow)$

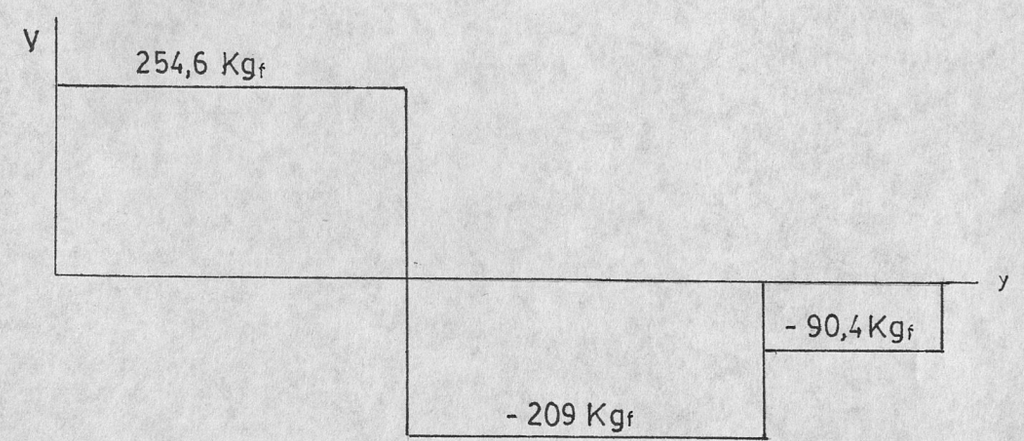
Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se exponen a continuación

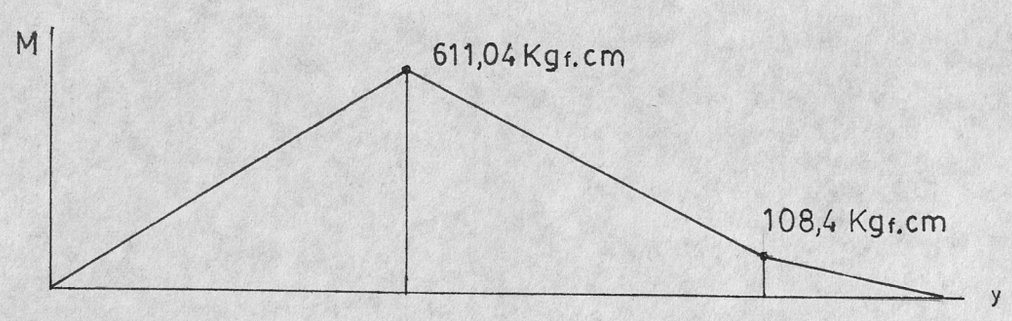
No existe flexión alternante, tampoco torsión, pues el eje se mantiene fijo. Luego se considerarán cargas estáticas. Por la ecuación Nº 21, donde T es nula, tenemos:

$$d = \left(\frac{32 \; n \; M}{\pi . \; Sy}\right)^{1/3}$$

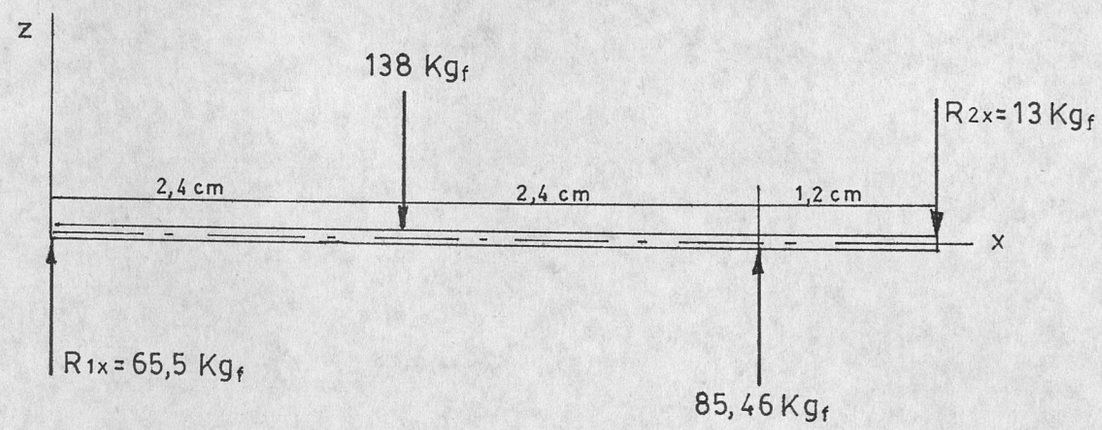
En y

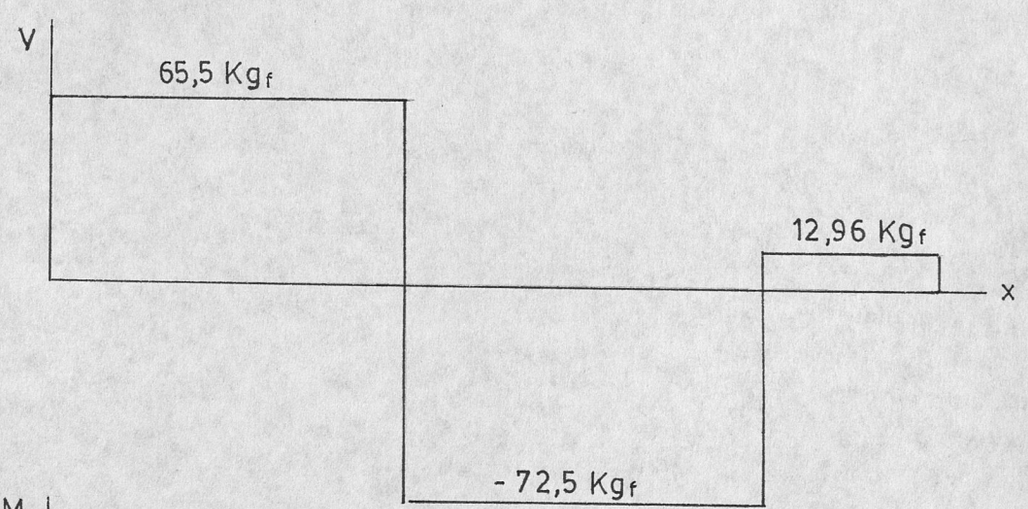

z
464,4 Kgf
2,4cm
2,4cm
1,2cm
y
R1y =254,6Kgf
119Kgf
R2y=90Kgf

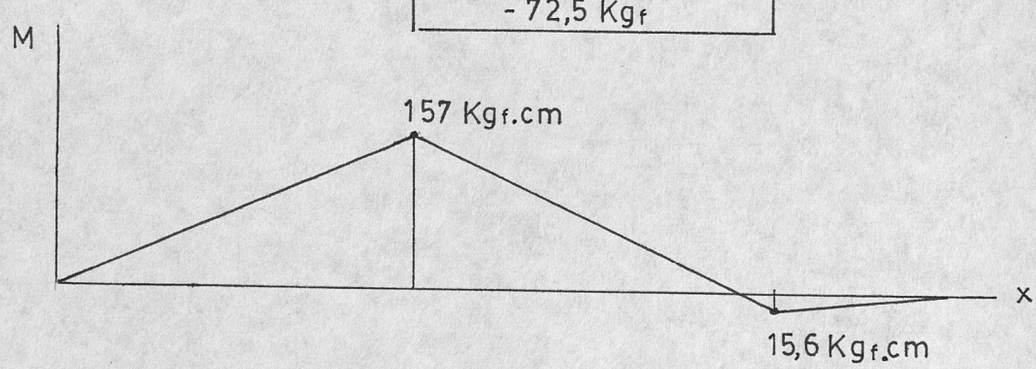

y
254,6 Kgf
y
- 90,4Kgf
- 209 Kgf


M
611,04 Kgf.cm
108,4 Kgf.cm
y

En x


z
138 Kgf
R2x=13 Kgf
2,4 cm
2,4 cm
1,2 cm
x
R1x=65,5 Kgf
85,46 Kgf


V
65,5 Kgf
12,96 Kgf
x
- 72,5 Kgf


M
157 Kgf.cm
x
15,6 Kgf.cm

Siendo el punto 4 el más crítico

$$M_4 = \sqrt{611.04^2 + 157^2}$$

$$M_4 = 630.84 \text{ Kgf cm}$$

Para $n = 5$ y Sy establecido

$$d = \left(\frac{32.5 \times 630.84}{\pi \times 5500}\right)^{1/3}$$

$$d = 1.8 \text{ cm.}$$

En los extremos 1 y 2 para los cuales el momento flector es nulo, se tiene la presencia de fuerzas cortantes directas consideradas en F_T.

$$F_T = \sqrt{254^2 + 65.5^2}$$

$$F_T = 260 \text{ Kgf}$$

Esta F_T aumenta por la presencia de fuerzas dadas por el propio peso estructural que se apoya en 1 y 2. Luego:

$$F'_T = 260 + 60 = 320 \text{ Kgf}$$

Teniendo en cuenta esta cortante, por la teoría de esfuerzo cortante máximo; para n igual 5:

$$\frac{Sy}{n} = \frac{F'_T}{\pi d^2/4} \qquad (26)$$

$$d = \sqrt{\frac{4\ F'_T\ n}{\pi\ Sy}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 320 \times 5}{\pi \times 5500}} = 0.7 \text{ cm}$$

El dibujo constructivo de este eje se aprecia en la Fig. 2.24.

EJE INFERIOR HEXAGONAL:

En labores como la de segar arroz o la de portaherramienta, las reacciones en Y se manifiestan por el peso, fundamentalmente. Es decir para un peso total W_T igual a 120 Kgf, cada rueda soporta 60 Kgf.

Estas reacciones en Y y aún en X se manifiestan con mayor notoriedad cuando hay tracción para trabajar con el apero en la parte posterior del motocultor.

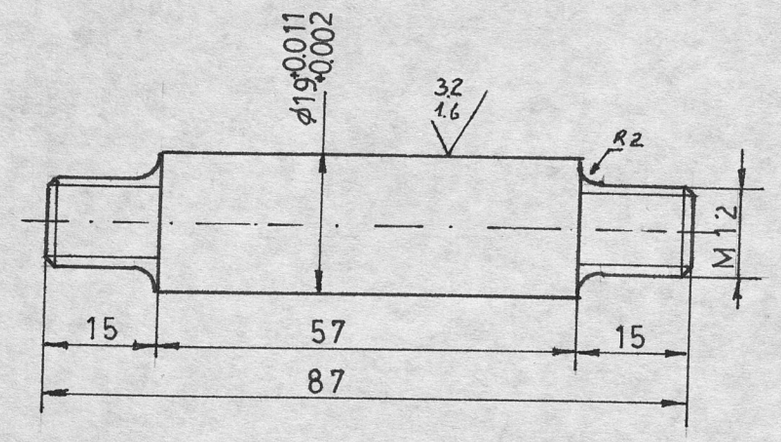


FIGURA 2.24.- DIBUJO CONSTRUCTIVO DEL EJE CENTRAL

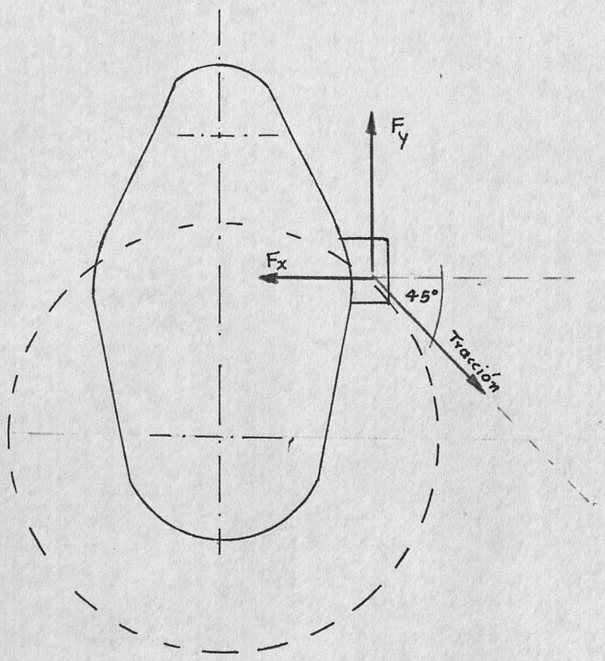
BIBLIOTECA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL GUAYAQUIL - ECUADOR 1958

Una consideración del caso más crítico, toma en cuenta la tracción con el apero posterior, como consideramos para el caso del eje último y por otro lado la influencia del peso sin herramental W.

F_x, F_y = Reacciones por la tracción

$\Sigma F_y = F_y + W$

$\Sigma F_x = F_x$



FUERZA DEL APERO

Estimando la tracción máxima de 170 Kgf en base al cálculo de potencia al empezar este capítulo, en labor de arado y para un ángulo de 45° que es recomendado por la limitación de distancias para la operación.

Para cada rueda tenemos:

$F_x = 60$ Kgf

$F_y = 60$ Kgf

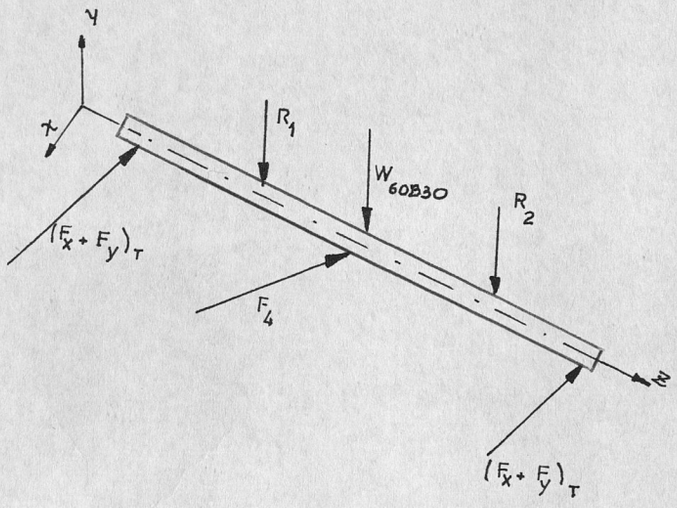
Si además se tiene en cuenta la resistencia del terreno, rodadura, para x.

$$F_{xT} = 73 \text{ Kgf}$$

Y, el peso de la máquina sin herramental

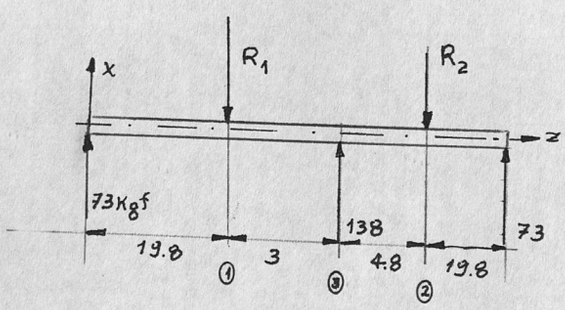
$$F_{yT} = 80 \text{ Kgf}$$

Por la dirección de la tensión de la cadena F_4, y en atención al peso de la catalina W_{60B30} igual a 2.13 Kgf. La distribución de fuerzas con las reacciones es:



Hallando las reacciones en x y en Y:

$\Sigma F_x = 0$

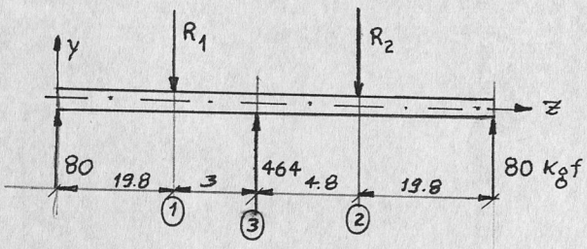


$\Sigma M_1 = 73(19.8) - 138(3) - (73)(27.6) - R_2(7.8)$

$R_2 = 126$ Kgf (↓)

$\Sigma F_x = 0$ $\quad R_1 = 158$ Kgf (↓)

$\Sigma F_y = 0$



$M_1 = 80(19.8) - 464(3) - 80(27.6) - R_2(78)$

$R_2 = 258.46$ Kgf (↓)

$\Sigma Fy = 0$ $\quad R_1 = 365.53$ Kgf (↓)

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se exponen a continuación. De acuerdo a estos diagramas el momento mayor resultante de la suma de las dos direcciones es:

$$M_1 = \sqrt{1584^2 + 1445^2}$$

$$M_1 = 2144 \text{ Kgf.cm.}$$

Reemplazando en la ecuación Nº 20:

P = 2.5 CV

N = 40RPM (velocidad de trabajo)

Se tiene:

T = 4475 Kgf.cm.

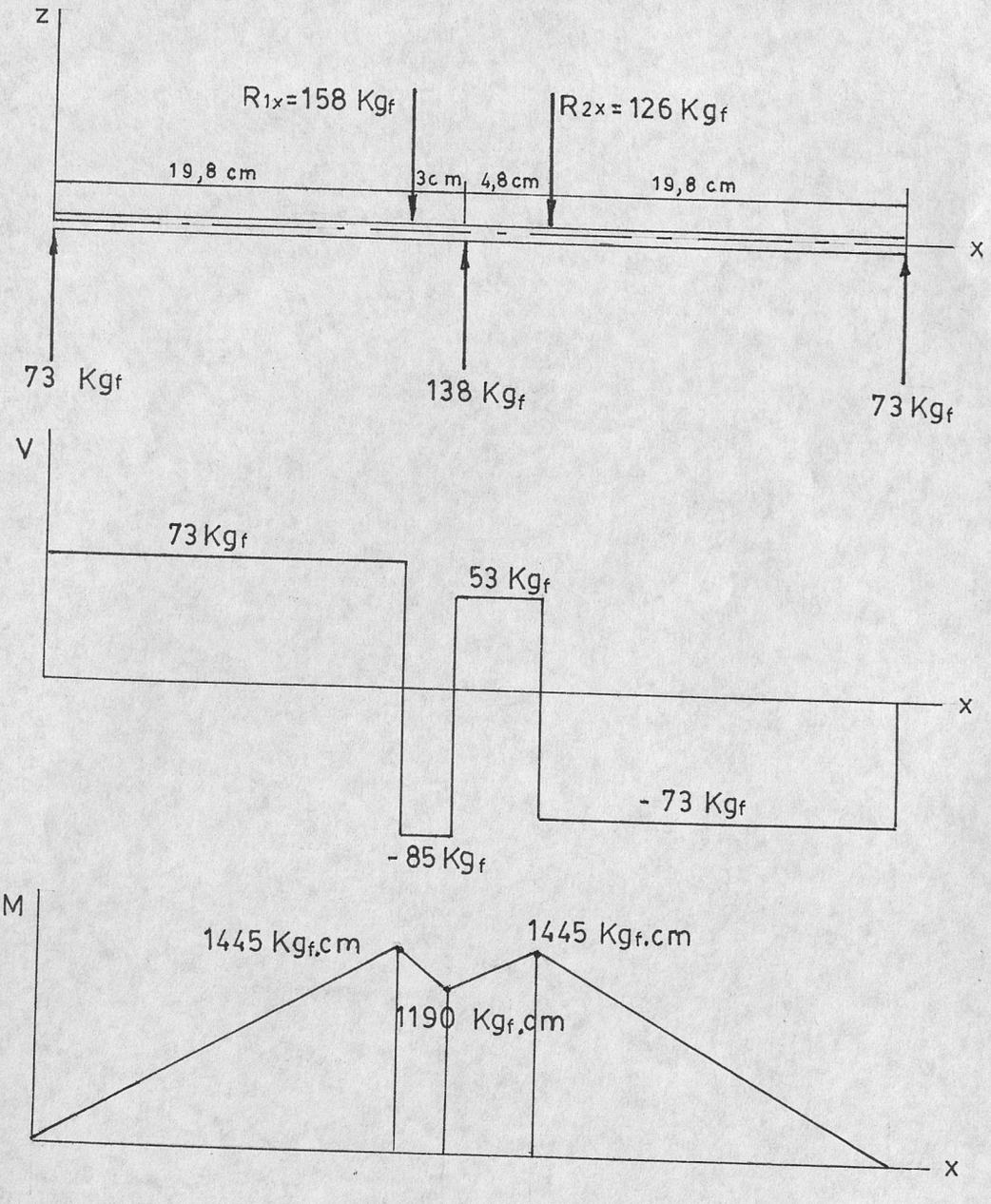
El material del eje hexagonal a elegir tiene las siguientes especificaciones:

Acero bonificado VCL140, SAE 4140

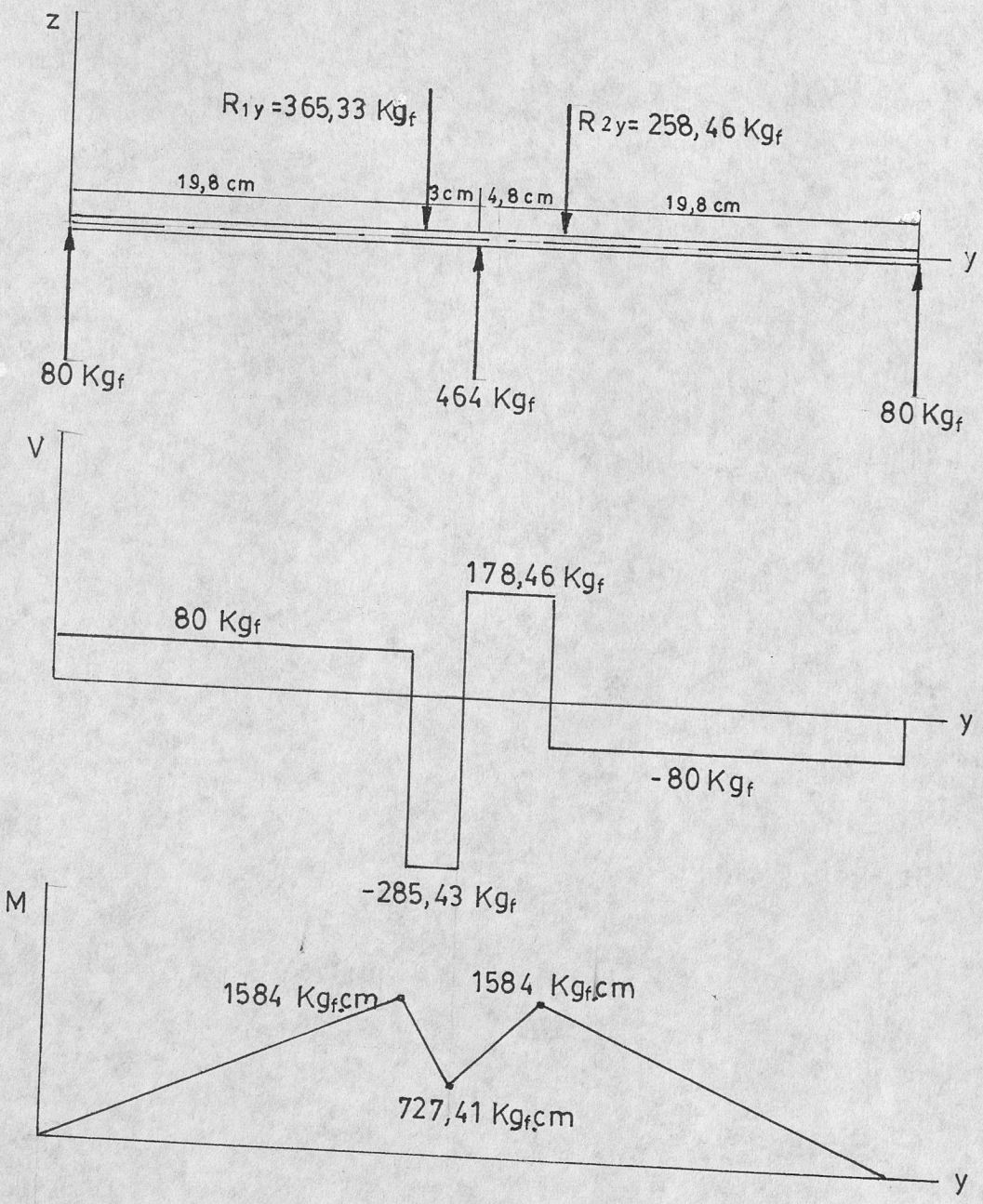
$S_{uT} = 120.000 \text{ Kgt/cm}^2$

$S_y = 8000 \text{ Kgf/cm}^2$

En x


z
R1x=158 Kgf
R2x=126 Kgf
19,8 cm
3cm
4,8cm
19,8 cm
x
73 Kgf
138 Kgf
73 Kgf
V
73 Kgf
53 Kgf
x
- 73 Kgf
- 85 Kgf
M
1445 Kgf.cm
1445 Kgf.cm
1190 Kgf.cm
x

En y


z
R1y =365,33 Kgf
R2y= 258,46 Kgf
19,8 cm
3cm
4,8 cm
19,8 cm
y
80 Kgf
464 Kgf
80 Kgf
V
178,46 Kgf
80 Kgf
y
-80 Kgf
-285,43 Kgf
M
1584 Kgf.cm
1584 Kgf.cm
727,41 Kgf.cm
y

Previa la aplicación del enfoque de Sodeberg para el cálculo del diámetro se determina el valor de la resistencia a la fatiga Se dada por la ecuación Nº 23.

Siendo los valores de Ke, Kb, Kc, Kd i Ke los siguientes de acuerdo al Capítulo V de la Ref. 4.

K_a = 0.9 rectificado

K_B = 0.85

Kc = 0.897, para confiabilidad de 90%

K_d = 1

K_e = 1

$$Se = (0.9)\ (0.85)\ (0.897)\ (0.5)\ Sut$$

$$Se = 4117{,}23\ Kgf/cm^2$$

Aplicamos Sodeberg para n igual a 3, la ecuación Nº 25 quedará:

$$d = \left\{\frac{32 \times n}{\pi}\left[\left(\frac{T}{Sy}\right)^2 + \left(\frac{M}{Se}\right)^2\right]^{1/2}\right\}^{1/3} \qquad (25)$$

$$d = \left\{\frac{32 \times 3}{\pi}\left[\left(\frac{4475}{8000}\right)^2 + \left(\frac{2144}{4117.23}\right)^2\right]^{1/2}\right\}^{1/3}$$

$$d^3 = 22.87\ cm^3$$

Este valor corresponde a un módulo de sección circular:

$$\left(\frac{I}{C}\right)_c = 0.098\ d^3 \qquad (27)$$

donde I es la inercia de la sección y c su radio.

Si tenemos una sección hexagonal:

$$\left(\frac{I}{C}\right)_h = 0.13\ d^3_h \qquad (28)$$

donde d_n es la distancia entre caras del hexágono.

Igualando las expresiones 27 y 28:

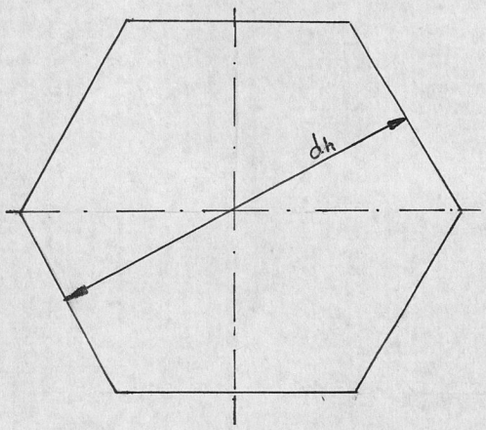
$$d^3_h = \frac{0.098\ d^3}{0.13} \qquad (29)$$

Reemplazando el valor de d^3 obtenido para el eje

$$d^3_h = \frac{0.098\ (22.87)}{0.13}$$

$$d_h = 2.54 \text{ cm.}$$

La tracción de la catalina 60B30 es transmitida al



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

eje a través del contacto superficial que se logra con un Buje cuya cara interior es hexagonal donde se monta el eje y la cara exterior es circular para montar la catalina referida.

Una muestra de la sección de este Buje es la Fig.2.25

Para seguridad consideremos al Buje sometido a esfuerzos iguales que los aplicados al eje. Entonces el módulo de sección del Buje será igual a las expresiones 27 o 28; es decir:

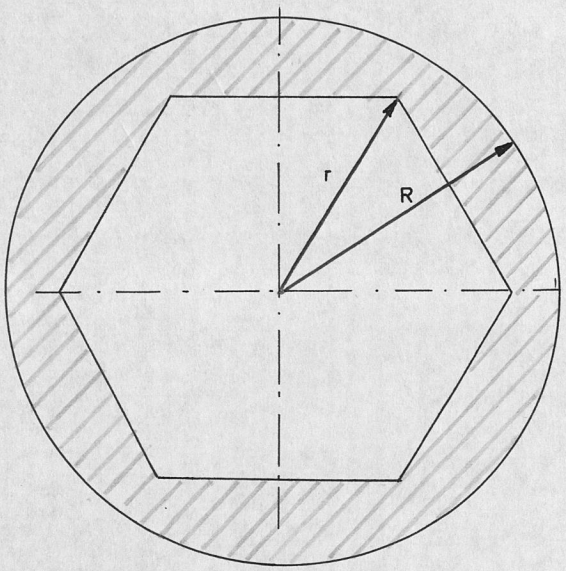


FIG. 2.25

SECCION DEL BUJE

$$\left(\frac{I}{c}\right)_{\text{BUJE}} = 0.098\ d^3 = 2.24\ cm^3$$

Considerando un eje circular hueco, al Buje, y teniendo en cuenta el diámetro interior más grande del hexágono tenemos:

$$r = 1.45\ cm.$$

$$\left(\frac{I}{c}\right)_{\text{BUJE}} = \frac{\pi\ (R^4 - r^4)}{4\ R} \qquad (30)$$

Reemplazando los valores respectivos tenemos:

$$R = 1.77\ cm.$$

es decir que un diámetro mínimo exterior de 3.5 cm. asegura resistencia. Quedando pendientes, el cálculo de la longitud del Buje que asegure una transmisión correcta.

LONGITUD DEL BUJE DE TRANSMISION (ℓ):

Esta es la longitud del contacto superficial entre el Buje y el eje exagonal.

Los esfuerzos que se manifiestan con notoriedad en este contacto de superficies hexágonales son los de aplastamiento y de corte.

Teniendo en cuenta el siguiente gráfico a escala describimos este contacto. Figura 2.26.

Siendo a = 0.7 cm. y b = 0.25 cm.

Si el Torque T es igual a 4475 Kgf cm. la fuerza a una distancia igual al radio de la circunferencia inscrita en el hexágono es:

$$F = 3580 \text{ Kgf}$$

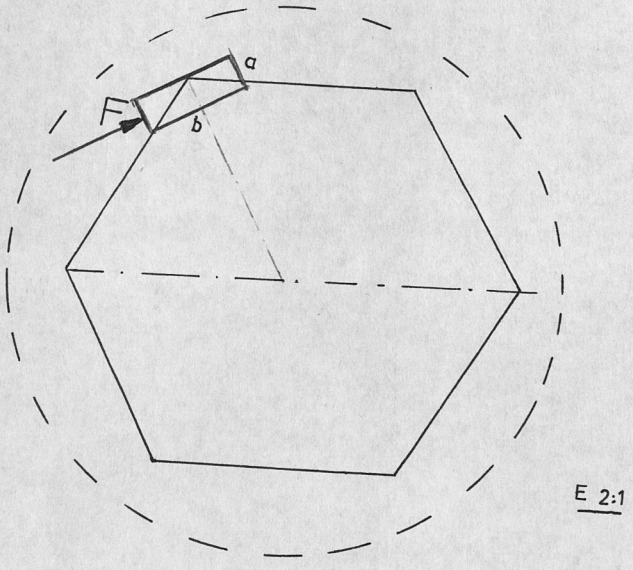


FIG. 2.26

DESCRIPCION A ESCALA DEL CONTACTO BUJE-EJE EXAGONAL

Considerando que la acción de la transmisión se concentra en el rectángulo a x b del gráfico. Es decir en una sola arista del hexágono, lo que obviamente es una consideración que nos da más seguridad tenemos que para falla por corte la resistencia a fluencia en corte por torsión, aplicando la teoría de energía de distorsión, es:

$$S_{sy} = 0.577\ S_y \qquad (31)$$

reemplazando el valor de la resistencia a la fluencia dado para el eje:

$$S_{sy} = 0.577\ (8000)$$

$$S_{sy} = 4616\ Kgf/cm^2$$

Luego tenemos para falla por corte

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{\ell\ (a)} \qquad (32)$$

$$\ell = \frac{F}{a}\ \frac{n}{S_{sy}}$$

Reemplazando valores:

$$\ell = \frac{3580 \times 3}{0.7 \times 4616}$$

$$\ell = 3.43\ cm$$

Para aplastamiento, tomando la mitad de área lateral.

$$\frac{Sy}{n} = \frac{F}{\ell\ \frac{b}{2}} \qquad (33)$$

$$\ell = \frac{2F}{b}\ \frac{n}{S_y}$$

Reemplazando valores:

$$\ell = \frac{2 \times 3580 \times 3}{0.25\ (8000)}$$

$$\ell = 10.74 \text{ cm}$$

RUEDAS:

Fundas de las ruedas.-

Como se advirtió anteriormente, las ruedas serán del tipo de jaula metálica y están constituídas por: Rayos, funda, anillos laterales y las platinas periféricas.

Las fundas transmiten a los rayos el torque recibido del eje hexagonal. Es decir existirá transmisión por contacto o arrastre de las superficies exterior del eje y la superficie interior de la funda.

El torque total se estableció en 4475 Kgf cm.

Considerando que el 100% de este valor es el que se transmite a cada rueda y que la fuerza equivalente a 80 Kgf en la distribución de fuerzas en Y del eje

hexagonal, se reparte uniformemente sobre la funda cuya longitud tentativa se estima en 20 cm, tenemos los diagramas que se presentan a continuación;

El material de las fundas será de acero comercial con.

$$S_{u\ T} = 7.000\ Kgf/cm^2$$

$$Sy = 3300\ Kgf/cm^2$$

con:

$$S_e = K_a . K_b . K_c . K_d . K_e\ (0.5\ S_{ut})$$

$$K_a = 0.85$$

$$K_b = 0.85$$

$$K_c = 0.897$$

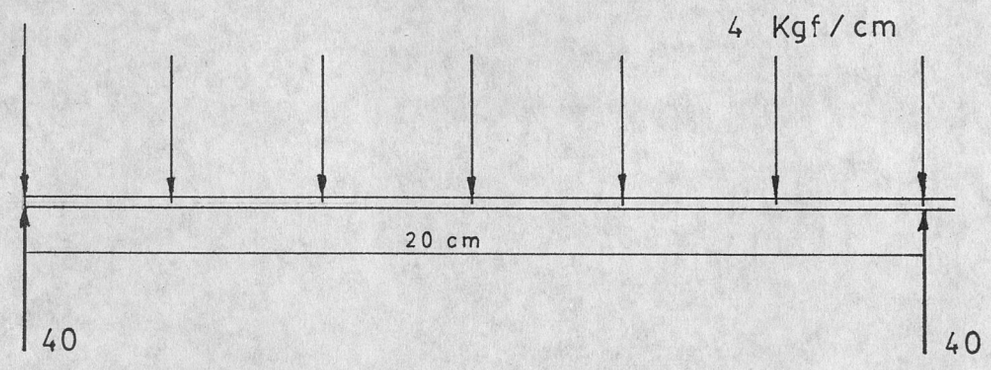
$$K_d = 1$$

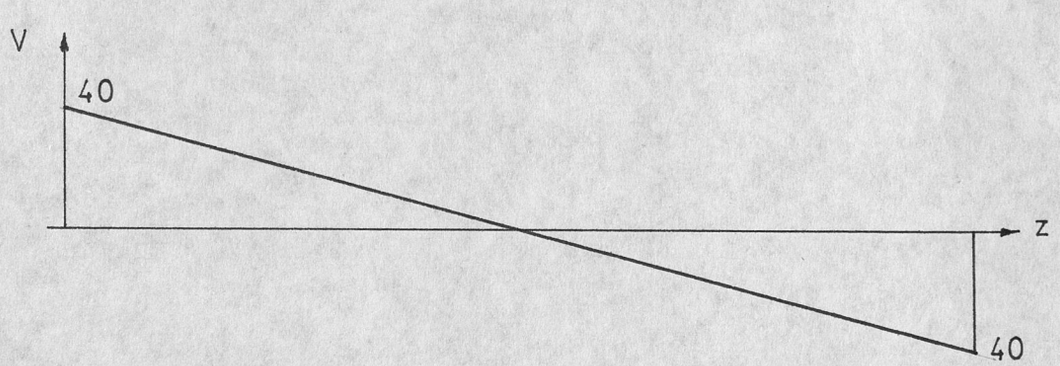
$$K_e = 1$$

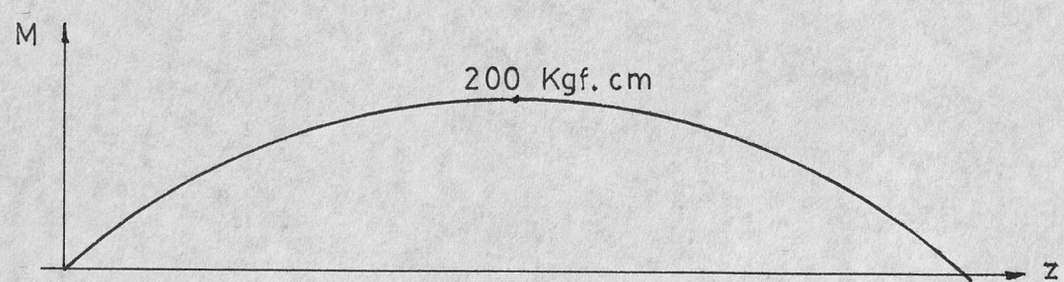
$$S_e = 2268.3\ Kgf/cm2$$

Aplicando Sodeberg para torque constante y flexión alternante. Expresando este enfoque en términos del módulo de sección:

$$\frac{I}{c} = n \sqrt{\left(\frac{T}{Sy}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2} \qquad (34)$$


4 Kgf / cm
20 cm
40
40


V
40
z
40


M
200 Kgf. cm
z

Reemplazando el valor más crítico del momento flector de acuerdo al diagrama anterior y para un factor de seguridad de 3.

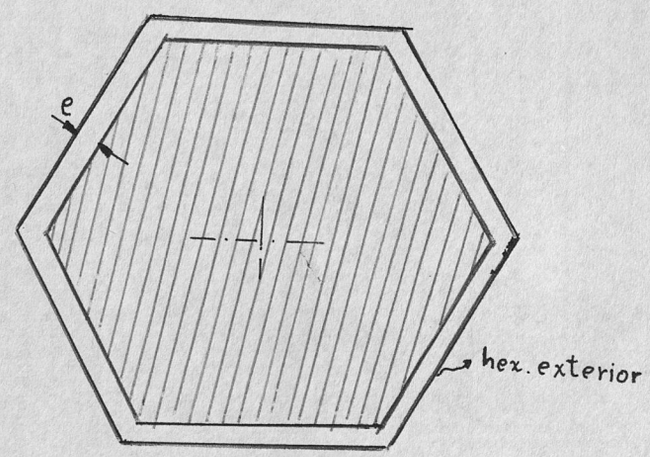
$$\frac{I}{C} = 3\sqrt{\left(\frac{4475}{3300}\right)^2 + \left(\frac{200}{2268}\right)}$$

$$\frac{I}{C} = 3.9 \text{ cm}^3$$

Este valor resulta para una sección circular. Para una sección hexagonal hueca se tiene:

$$\left(\frac{I}{C}\right)_{h_{exterior}} - \left(\frac{I}{C}\right)_{h_{interior}} = \frac{I}{C}$$

$$\left(\frac{I}{C}\right)_{h_{interior}} = 2.23 - \text{Eje exagonal}$$



Reemplazando:

$$(\frac{I}{C})h_{exterior} = 3.9 + 2.23$$

también

$$(\frac{I}{C})_h = 0.13\ d^3 \qquad (28)$$

Luego igualando estas dos expresiones:

$$d = 3.60 \text{ cm}$$

luego

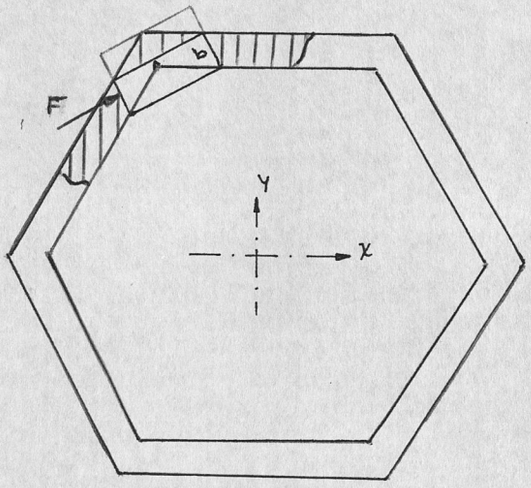
$$e = 0.5 \text{ cm}$$

Para una transmisión del 80% del torque total e resulta:

$$e = 0.43 \text{ cm.}$$

Este es el espesor de la funda.

La longtiud de la funda (ℓ_f) se determinará de un modo similar a la longitud del Buje en la Caja.



$F = 3580$ Kgf.cm.

$b = 0.25$ cm.

Para aplastamiento:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{\ell b/2} \qquad (33)$$

Reemplazando valores:

$$\ell_f = 25.66 \text{ cm.}$$

Téngase en cuenta las observaciones dadas en el cál

lo del Buje.

Los rayos irán soldados a la funda. El cordón de soldadura de 5 mm, de espesor (3/16 pulgadas) por la Tabla VII del Capítulo V, Ref. 5, determina que el torque para nuestro diámetro que puede absorber es 21301 Kg.cm.

Rayos de la rueda.-

Establecemos que los rayos transmiten el torque T que a su vez para cada rueda se fija en un 80% del torque total, es decir:

$T' = 0.80\ T$

$T' = 0.80\ (4475)$

$T' = 3580$ Kgf. cm.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1.958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Cada rayo está sometido a esfuerzos, de flexión por la transmisión del torque y a compresión por el peso de la máquina.

Cada rueda tiene dos caras laterales, una interior y otra exterior. Para un número de rayos Z igual a 12 en cada cara. Y teniendo que:

L = Longitud del Rayo, 18 cm

R = Radio de la rueda, 22.5 cm.

La fuerza F del torque a la que se somete cada rayo y que causa la flexión del mismo, será:

$$F = \frac{T'}{2RZ} \qquad (34)$$

Con los valores señalados:

$$F = \frac{3580}{2\ (22.5)\ 12}$$

$$F = 6.62 \text{ Kgf}$$

El momento de flexión que causa esta fuerza es:

$$M = F.L \qquad (35)$$

$$M = 6.62 \times 18$$

$$M = 119.1 \text{ Kgf. cm.}$$

El esfuerzo de flexión será:

$$\sigma f = \frac{M\ c}{I} \qquad (36)$$

para una barra circular

$$\sigma f = \frac{M}{0.1\ d^3} \qquad (37)$$

Reemplazando valores:

$$\sigma f = \frac{119.1}{0.1\ d^3}$$

El esfuerzo de compresión σc, considerando que cada rayo soporta el peso total asignado a cada rueda w:

$$w = 40\ Kgf$$

$$\sigma c = \frac{W}{\frac{d^2}{4}} \qquad (38)$$

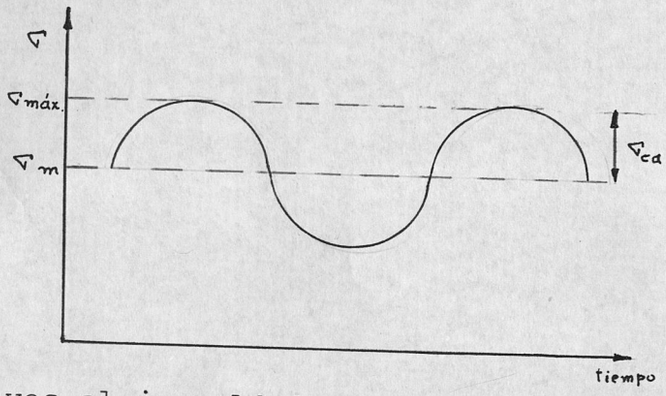
$$\sigma c = \frac{50.9}{d^2}$$

El esfuerzo de flexión es constante, el esfuerzo de compresión tiene un carácter fluctuante en cada rotación de la rueda por tanto, definiendo:

σ_{fm} = Esfuerzo de flexión medio

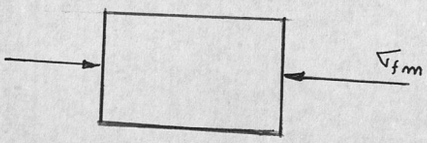
σ_{ca} = Esfuerzo de compresión, -amplitud-

Es decir:



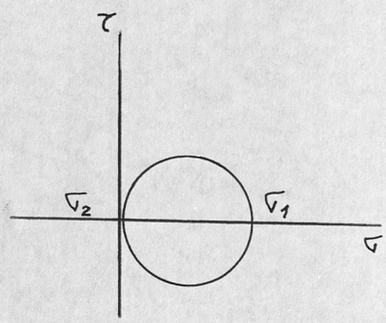
Los rayos al ir soldados al anillo distribuyen el esfuerzo de compresión, por lo que esta fluctuación para cada rayo es considerada en un máximo σ_{fa} cuando el rayo está perpendicular al piso y $-\sigma_{fa}$, cuando está a 180°de esta posición.

Combinando amplitudes y valores medios.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Aplicando Mohr. Ref. 4



$$\begin{cases} \sigma_1 \rightarrow \sigma_{1\,m} = \sigma_{fm} \\ \sigma_2 \rightarrow \sigma_{2\,m} = 0 \end{cases}$$

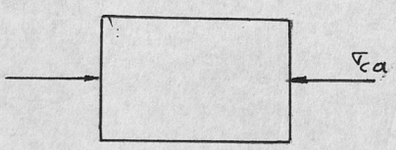
Esfuerzo de Von Missen. Ref. 4.

Reemplazando:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}(\sigma_{2m}) + \sigma_{2m}^2}$$

$$\sigma'_m = \sigma_{fm}$$

$$\sigma'_m = \frac{1191}{d^3}$$



$$\sigma'_a = \sigma_{ca}$$

$$\sigma'_a = \frac{50.9}{d^2}$$

El diagrama de Goodman, Ref. 4, Capítulo V, establece la determinación previa de la Resistencia a la fatiga corregida. Se:

$$S_e = K_a \; K_b \; K_c \; K_d \; K_d \; (0.5 \; S_{u+})$$

Siendo el material de los rayos acero SAE 1020 con:

$$S_{ut} = 4300 \text{ Kgf/cm}^2$$

Del capítulo V, Ref. 4 tenemos:

$K_a = 0.80$

$K_b = 0.85$

$K_c = 0.897$, 90% confiabilidad

$K_d = K_e = 1$

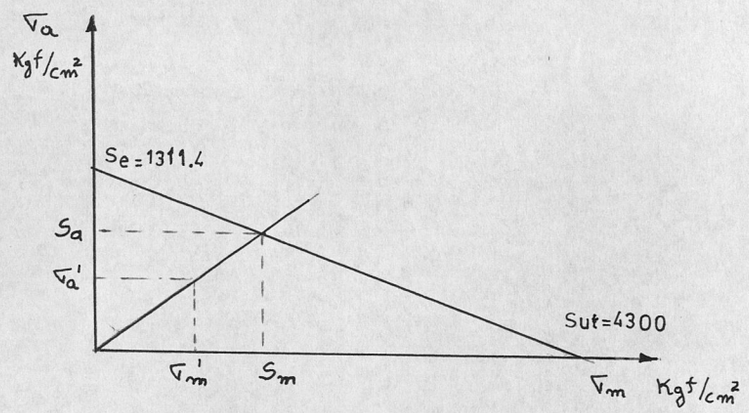
Reemplazando valores:

$S_e = 0.80 \; (0.85) \; (0.897) \; (0.5) \; (4300)$

$Se = 1311.4 \text{ Kgf/cm}^2$

El diagrama referido se expone a continuación.

Siendo:



$$\sigma m' = \frac{1191}{d^3}$$

$$\sigma a' = \frac{50.9}{d^2}$$

Establecemos el sistema de 2 ecuaciones para encontrar (S_m, S_a).

$$\frac{\sigma a'}{\sigma' m} = 0.042\ d$$

$$\frac{\sigma a'}{1311.4} = \frac{\sigma m'}{4300} = 1$$

Resultando:

$$Sm = \frac{1}{\frac{0.042d}{1311.4} + \frac{1}{4300}}$$

En función del factor de seguridad para esfuerzos medios:

$$n = \frac{Sm}{\sigma m}$$

Usamos $n = 3$ y reemplazamos

$$3 = \frac{\frac{1}{\frac{0.042\ d}{1311.4} + \frac{1}{4300}}}{\frac{1191}{d^3}}$$

resolviendo para d tenemos:

$$d = 0.97 \text{ cm.}$$

Es decir que una barra de 10 mm de diámetro servirá como rayo.

Las caras exteriores laterales de las ruedas están constituídas por rayos que tendrán una inclinación. Esta inclinación no afecta mayormente la fuerza de compresión actuante sobre el rayo, ésta sube de

40 Kgf a 42.16 Kgf, lo que hace que el diámetro calculado extienda su vigencia y sirva.

Esta inclinación se aplica en modelos de ruedas de jaula para mantener una pequeña fuerza axial hacia el interior que ayude a evitar salir éstas y por otro lado para la autolimpieza con respecto al barro que se adhiere a ellas.

Anillos laterales

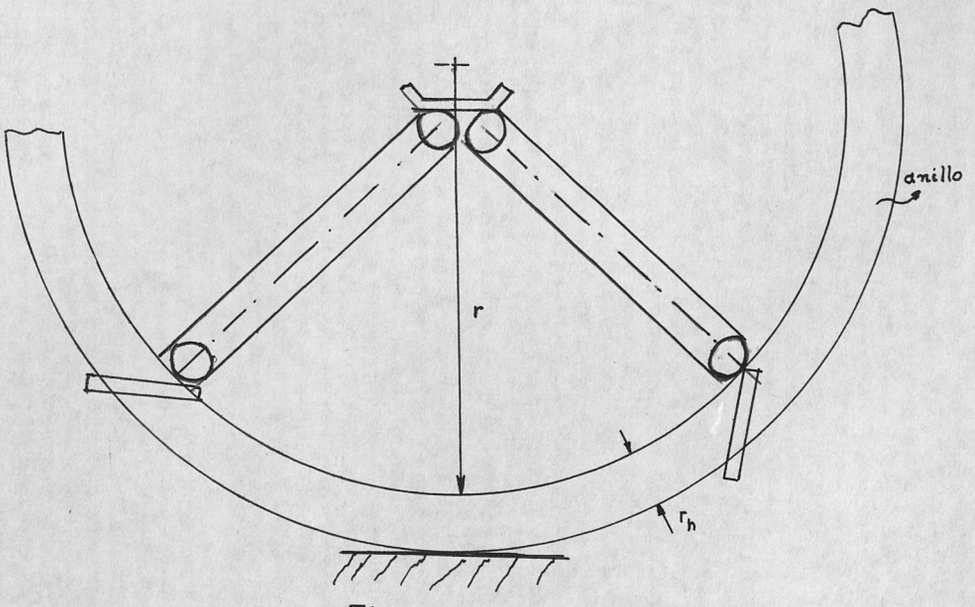


FIG. 2.27

VISTA PARCIAL DE LA JAULA -RUEDA-, ANILLOS LATERALES

El anillo soporta flexión, alternativamente cada segmento entre dos rayos consecutivos.

Consideramos este segmento como una viga doblemente empotrada y la carga igual al peso total de la máquina: W_T = 120 Kgf. Carga aplicada en el centro de la viga, de acuerdo al gráfico anterior Figura 2.27 la relación $\frac{rh}{r}$ es:

Siendo:

r = 22.5 cm.

r_h = 3 cm.

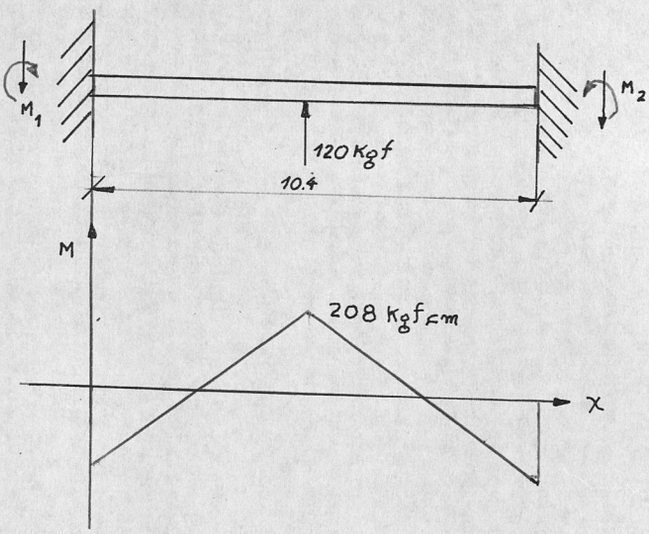
$$\frac{r_h}{r} = 7$$

Relación que de acuerdo al criterio Capítulo VI, Ref. 6, faculta a utilizar la fórmula de flexión para viga recta. Teniendo la siguiente distribución de fuerzas en el diagrama siguiente.

Nótese que los momentos M_1, M_2 actúan sobre los rayos disminuyendo el efecto del momento de flexión considerado en ese cálculo anterior.

El esfuerzo normal de flexión será:

$$\sigma f = \frac{208}{I/c}$$



Pues:

$$M = \frac{120\ (10.4)}{8}$$

$$M = 208\ \text{Kgf/cm.}$$

$\frac{I}{C}$ para una sección rectangular es:

$$\frac{I}{C} = \frac{1}{6}\ (e)\ (rh)^2$$

si tomamos:

e = espesor de la platina -anillo-

r_h = 2.54 cm.

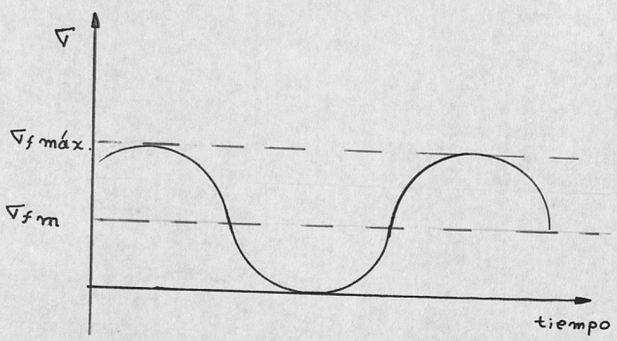
tenemos:

$$\frac{I}{C} = e \quad (1.07)$$

Entonces:

$$\sigma_f = \frac{194.4}{e}$$

Este esfuerzo tiene fluctuaciones representados en el siguiente diagrama.



$$\sigma_{fmax} = \sigma_{fm} + \sigma_{fa}$$

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa}$$

Tomando por separado la amplitud y el esfuerzo medi do tenemos que los esfuerzos de Von Misses serán:

$$\sigma_{m'} = \frac{194.4}{e}$$

$$\sigma_{a'} = \frac{194.4}{e}$$

El diagrama de Goodman será:

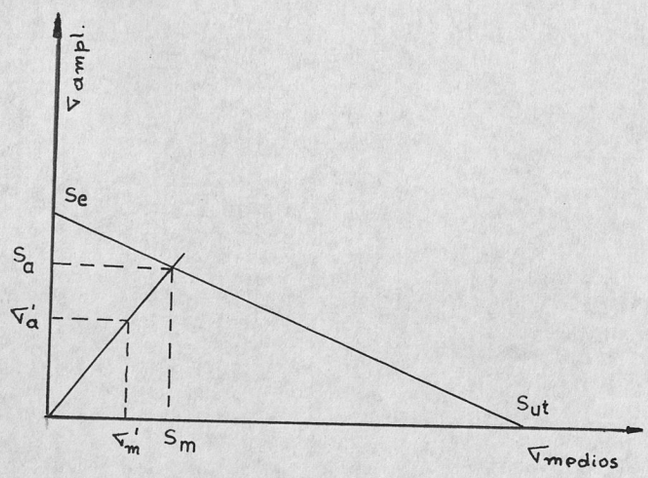
tomando

S_{ut} = 4300 Kgf/cm^2 (material similar al rayo)

e igualmente:

S_e = 1311.4 Kgf/cm^2

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



Las dos ecuaciones para hallar la intersección (S_m', S_a') serán:

$$\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'} = 1$$

$$\frac{\sigma_a'}{1311.4} = \frac{\sigma_m'}{4300} = 1$$

Resolviendo el sistema se tiene:

$$S'_m = 1004.9 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para un factor de seguridad n igual a 3

$$n = \frac{S'_m}{\sigma_m'}$$

$$\sigma_m' = \frac{1004.9}{3}$$

Pero:

$$\sigma_m' = \frac{194.4}{e}$$

luego:

$$e = \frac{194.4}{334.97}$$

$$e = 0.58 \text{ cm.}$$

Es decir que una platina de 6.2 mm. (un cuarto de pulgada) será suficiente para el anillo lateral de cada cara de la rueda.

PLATINAS PERIFERICAS DE LAS RUEDAS

Las platinas deben cumplir con dos requisitos:

1. Prestar el área de sustentación para la flotación de la máquina en labor.

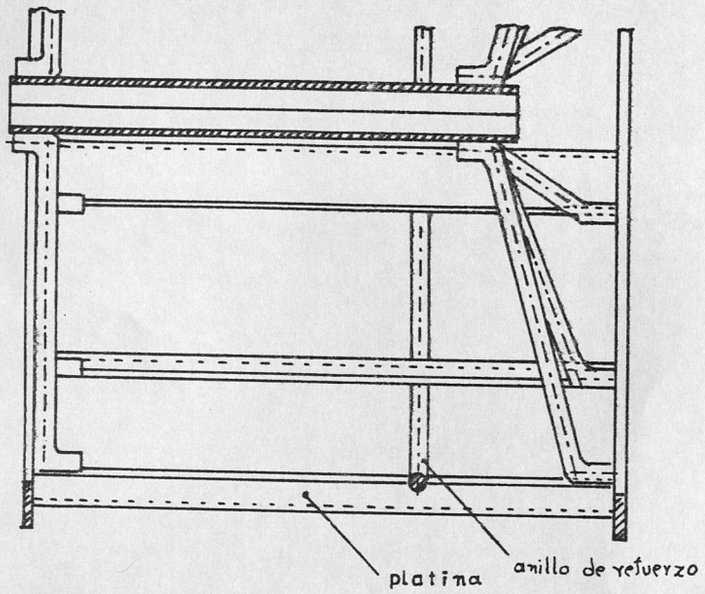
2. Resistencia mecánica de su constitución

El primer requisito se cumplirá tomando en cuenta la tabla de la pág. 235 de la Ref. 7. Esta tabla prevee que para un peso de 120 Kg, nuestro caso, el Area A será:

$$\text{Presión} = 260 \frac{\text{grm}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{120 \text{ Kgf}}{A} = 0.260 \frac{\text{Kgrf}}{\text{cm}^2}$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



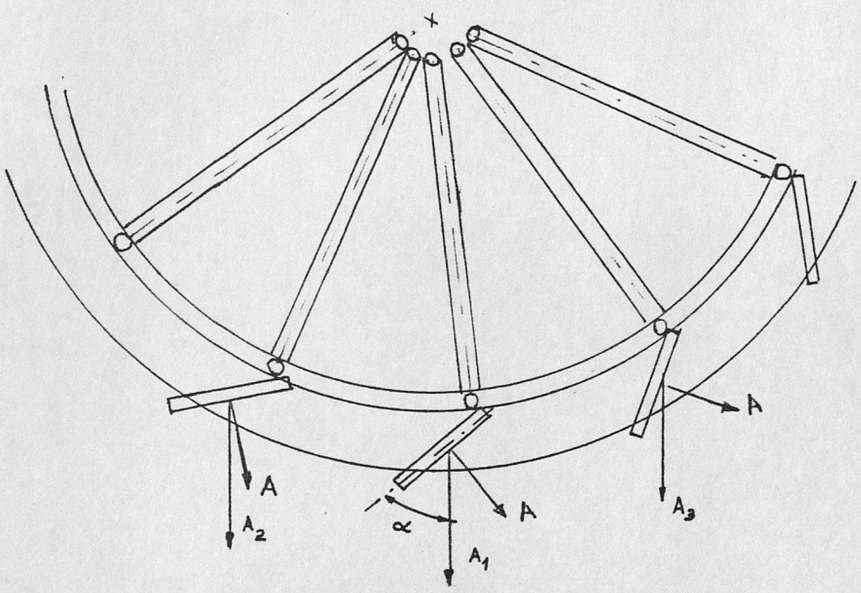


FIG. 2.28

VISTA PARCIAL Y SECCIONAMIENTO DE LA RUEDA, APRECIANDO LAS PLATINAS DE SUSTENTACION.

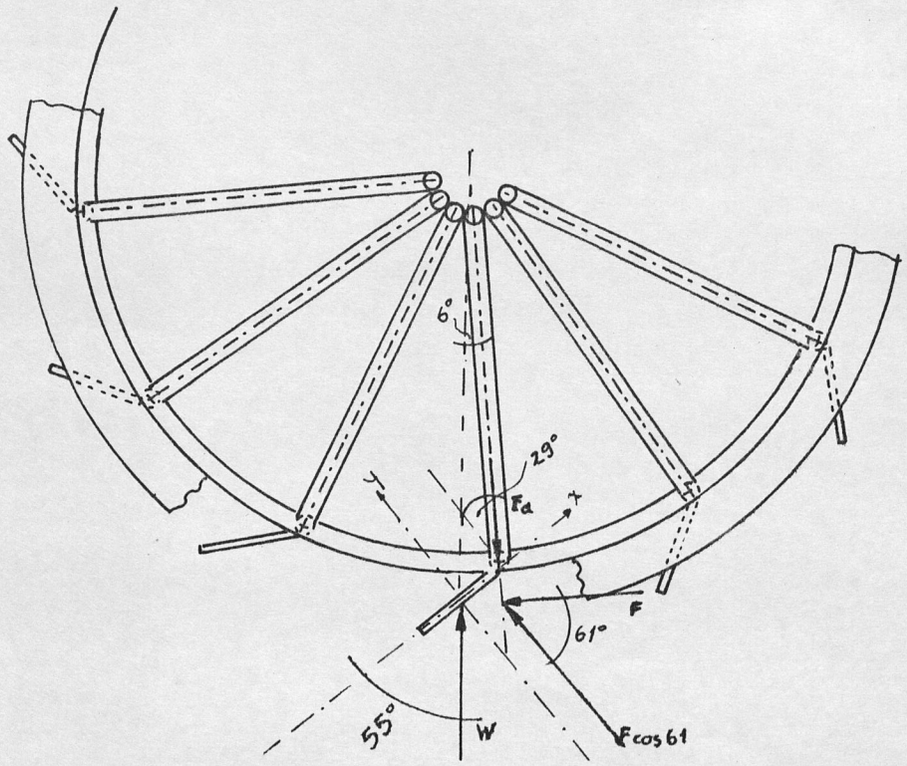


FIGURA 2.29.- FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LA PLATINA

$$A = 461.53 \text{ cm}^2$$

De acuerdo al gráfico de la Fig. 2.28

$$A_1 + A_2 + A_3 = A/2$$

A/2 es el área de sustentación para cada rueda

Si consideramos 12 platinas periféricas acorde con el número de rayos. Para el peso tenido y en condiciones de una dureza relativa del terreno extrema, que de acuerdo a los valores dados en la Pag. 235 de esta Ref. 7, determina en hundimiento h:

$h = 7.25$ cm (suelo mullido para pisotear)

Esta altura h en la distribución de las platinas uniformemente dispuestas en el círculo de la rueda, corresponde a las tres platinas cuyas áreas proyectadas son como establecimos A_1, A_2 y A_3.

En estos términos y asegurando que en la distribución se escoja un ángulo de colocación de la platina, orientado de tal suerte que la sustentación de una área completa en una platina se manifieste dentro de los 7.5 cm.

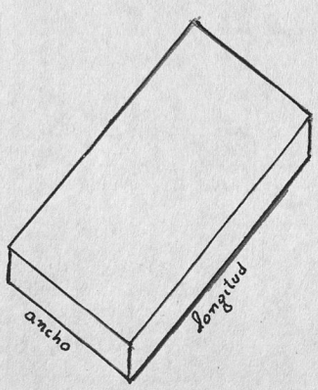
Otra situación se considerará paralelamente, y es la orientación que haga posible la autolimpieza de la rueda en la medida de su rotación.

Con estos antecedentes y considerando dos platinas solamente:

$$A/2 = 231\ cm^2$$

$$231\ cm^2 = A_2 + A_2 \cos \theta$$

$$231\ cm^2 = A_2 + A_2 \operatorname{Sen} \alpha$$



Tentativamente considerando entre 0 y 90°.

Para α = 55°

A_2 = Longitud platina x ancho = 30 x 4 = 150 cm.

$A/2 = 150 + 150 \operatorname{Sen} 55°$

esta A/2 resulta 272 cm^2 lo cual es aceptable.

La longitud está referida a la descripción gráfica del prototipo, y el ancho se relaciona con la altura de la platina del anillo y su inclinación. Entonces la platina se fija con ancho de 5 centímetros (1 pulgada) y longitud de 30 centímetros. Quedando el espesor a cumplir el requisito de la resistencia mecánica.

ESPESOR DE LAS PLATINAS PERIFERICAS DE LA RUEDA

El gráfico de la Fig.2.29 indica la acción de las fuerzas que actúan sobre la platina. Consideramos las que se aplican en la dirección del eje Y, pues éstas causan pandeo de la platina en una acción de esfuerzos más importante para el análisis. Estas fuerzas son:

w = Peso de la máquina, su reacción

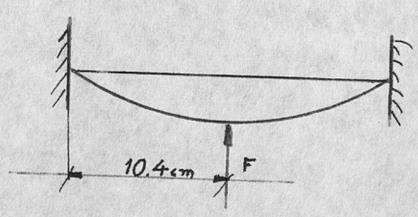
Fa = Fuerza que un anillo intercalado entre las caras de las ruedas, rigidiza a las platinas.

F = Fuerza resistente, la tracción de la máquina. En virtud del agarre de las ruedas.

La fuerza Fa se determinará a partir de la conside-

ración de que este anillo es logrado por rolada de una varilla de 10mm de diámetro d, y su fijación se logra por soldadura. Es decir como lo manifestamos en los planos al final de esta Tesis, el contacto soldado se da en el diámetro interior de la colocación de las platinas, siendo éste el diámetro exterior del anillo en mención.

Cada platina se rigidiza con una resistencia Fa. La que se calcula teniendo en cuenta que entre dos puntos soldados no consecutivos el segmento del anillo puede ser considerado como una viga empotrada, siendo estos puntos los extremos de empotramiento. Graficando el problema se tiene:



Una viga recta y no curva es el problema que enfrentamos pues la relación:

$$\frac{r}{r_h} = \frac{22.5}{1} = 22.5$$

de acuerdo al criterio del Capítulo VI, Ref, 6, lo determina así.

El esfuerzo máximo Sy que puede absorber este anillo es:

$$Sy = 2536 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (material ya especificado)}$$

$$Sy = \frac{FL}{8} \quad \frac{1}{0.1d^3} \qquad 39$$

Reemplazando:

$$F = 78 \text{ Kgf}$$

Consideremos una resistencia Fa menor a esta Fuerza F, así:

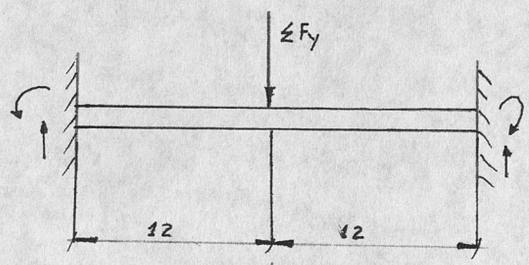
$$Fa = 60 \text{ Kgf}$$

En virtud de la Potencia de la Máquina F será igual a 73 Kgf según lo visto.

La suma de fuerzas sobre la platina serán con sus componentes respectivos en el eje Y, la siguiente:

$$\Sigma Fy = W \cos 35° + F \cos 61° - Fa \cos 29°$$
$$= 60 \cos 35° + 73 \cos 61° - 60 \cos 29°$$
$$= 32.06 \text{ Kgf}$$

Tomando a esta platina como viga empotrada en los extremos:



El momento crítico es para esta viga

$$M = \frac{(\Sigma Fy)\ (L)}{8}$$

Reemplazando:

$$M = \frac{32.06 \times 24}{8} = 96.18 \text{ Kgf.cm.}$$

Para el caso de labores donde la tracción no es requerida en las ruedas sino sólo para transporte de

la máquina, F se reduce a la fuerza de rodadura, aproximadamente 12 Kgf, por rueda como máximo, entonces el M calculado se reducirá notablemente. Caso que exista por ejemplo en labores de Segado y otros de portaherramentales. Aquí, el análisis dinámico de la resistencia de la platina se confunde con el estático realizado con valores como los que calculamos últimamente.

Puesto que estas ruedas en su constitución se dirigen hacia un ámbito de aplicación de suelos plásticos, mullidos para pisotear, húmedos para cosechar arroz fundamentalmente, asegurándose la flotación explicada; dar una consideración de cálculo como la siguiente se justifica además porque da valores mayores a los que se tendrían con los parámetros y datos de su específico campo de aplicación. El objetivo al desear estos valores mayores es extender el uso de este prototipo de motocultor en pruebas diversas de trabajo, las mismas que de otra manera exigirían en esta misma tesis otros pares de ruedas, lo cual no se excluye pues el carácter de esta especialidad determina que la adaptabilidad de las máquinas requieran sus alternativas de accesorios como ruedas por ejemplo.

Entonces para el caso estático con factor de seguridad n = 3.

La teoría de Esfuerzo cortante máximo y con

$$Sy = 2536 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (material ya especificado)}$$

$$\frac{Sy}{n} = \frac{M}{I/c} \qquad 40$$

donde:

I = Inercia de la platina es: $I = \frac{1}{6}$ (ancho) (espesor)^2.

Reemplazando valores:

$$\frac{I}{c} = 0.11 \text{ cm}^3$$

para un ancho igual a 5 cm.

$$\text{espesor} = \frac{0.11}{0.85}$$

$$\text{espesor} = 0.35 \text{ cm.}$$

VERIFICACION DE LAS POTENCIAS INERCIALES

El conjunto de transmisión tiene Potencia para vencer la Inercia Pi_1, en virtud de las masas de catalinas, cadenas, poleas.

$$Pi_1 = 0.02 \text{ CV.}$$

Las ruedas en virtud de su constitución concebida:

$$Pi_2 = 0.22 \text{ CV}$$

$$Pi_T = Pi_1 + Pi_2 = 0.24 \text{ CV.}$$

Cifra que sumada al valor que toma la potencia para vencer la Inercia de Rodamientos, su resistencia estática, es menor al proyectado en el apartado de este capítulo sobre el cálculo de potencia.

SELECCION DE RODAMIENTOS

Para esta selección utilizamos el Catálogo General de Rodamientos de SKF, Ref. 8.

Para el Eje Superior:

La Fuerza Resultante mayor en los apoyos de este eje superior de acuerdo al análisis de fuerzas que en los cálculos respectivos establecimos, es:

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \qquad 41$$

Siendo:

F_x = 76.08 Kgf

Fy = 86.94 Kgf

F_R = 115.52 Kgf

Reduciendo este valor a Newtons por conveniencia para la utilización del Catálogo de Ref. 8, tenemos:

$$F_R = 1132.1 \text{ N.}$$

La duración nominal en horas de servicio (L_{10h}), de acuerdo a recomendaciones de este manual, para maquinaria agrícola es:

$$L_{10h} = 3000 \text{ horas de servicio}$$

Con este valor y para un número de revoluciones N del eje superior:

$$N = 900 \text{ RPM}$$

Se tiene una relación de carga dinámica C, a la fuerza resultante F_R, por tabulación de este catálogo:

$$\frac{C}{F_R} = 5.75$$

Reemplazando:

$$C = 5.75\ (1132)$$

$$C = 6509 \text{ N}$$

y se concluye de acuerdo a esta carga que un rodamiento 6203 que tiene un valor de C de 9560 N, es el requerido. Pues además, el diámetro del eje de igual a 17 mm lo determina así.

Para el eje inferior:

$$F_R = \sqrt{158^2 + 365^2} = 397 \text{ Kgf}$$

$$F_R = 3896 \text{ N}$$

Para un número de revoluciones igual a 60 RPM y:

$$L_{10h} = 3000 \text{ horas}$$

Se tiene:

$$\frac{C}{F_R} = 2.29$$

$$C = 8924 \text{ N}$$

Para este eje inferior debe extenderse el análisis para carga estática C_o, pues el número de RPM es menor. Considerando también un factor de choque f por recomendación de este catálogo.

$$f = 2$$
$$C_o = f. F_R$$
$$C_o = 2 (3897)$$
$$C_o = 7794 \text{ N}$$

Con estos dos valores de carga escogemos, en virtud del diámetro exterior del buje d igual a 40 mm, un rodamiento 6008 que tiene un: $C = 16800$ N

y:

$$C_o = 9300\text{N}$$

CAJA DE TRANSMISION

La Fig. 2.30 determina un perfil que se concibe en virtud de los espacios y distribución de los diáme-

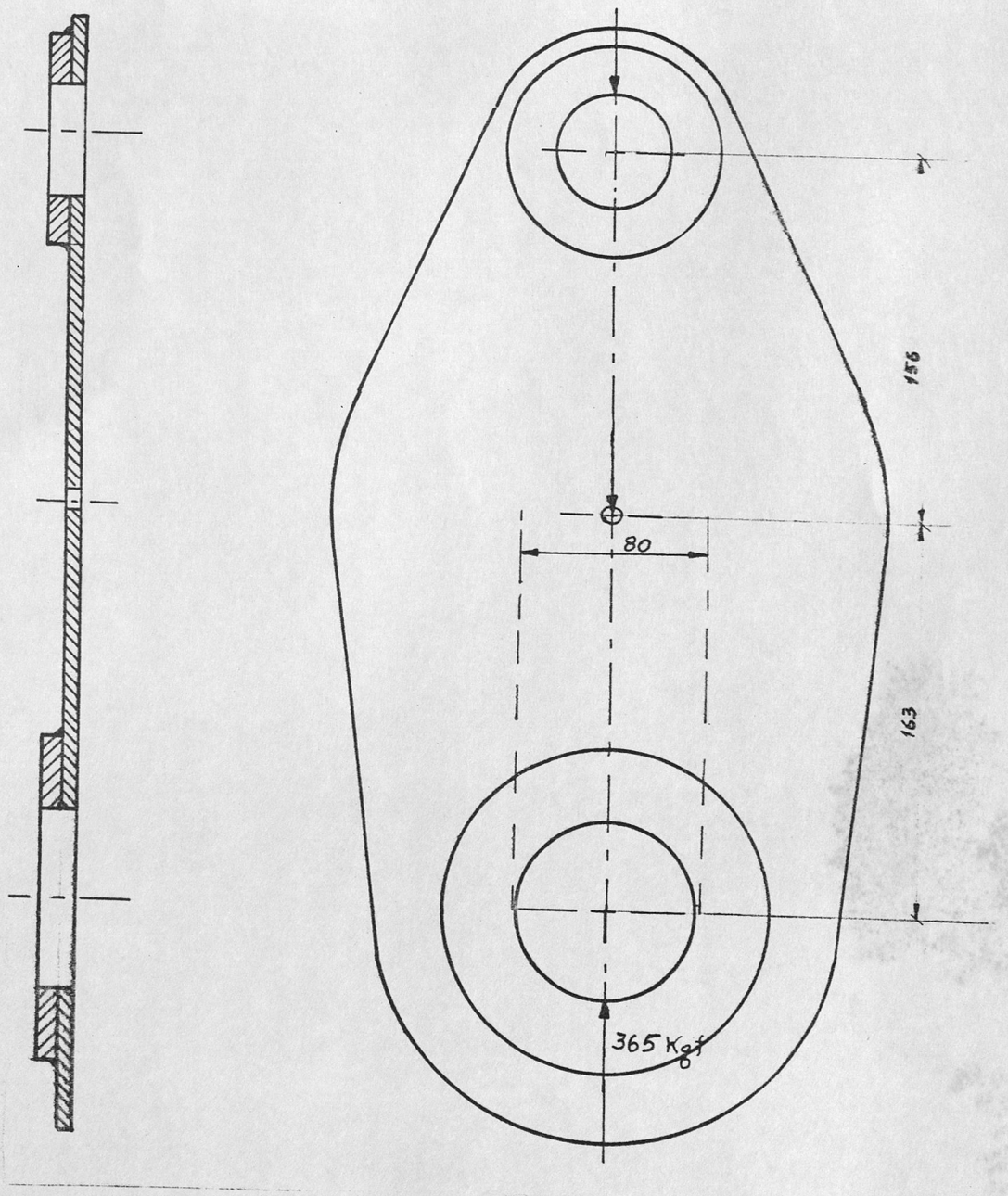


FIGURA 2.30.- CONFIGURACION DE LA CAJA -PERFIL DE LA TAPA- CON LAS FUERZAS APLICADAS.

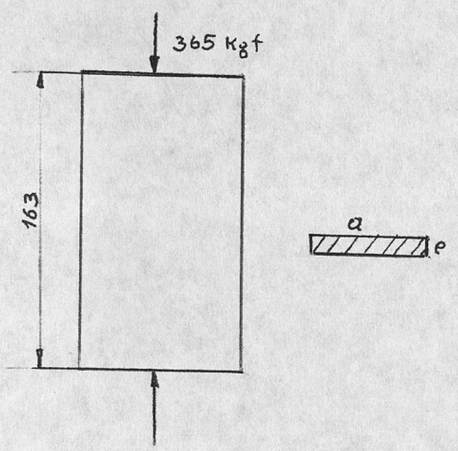
tros de las catalinas, y que representamos en la configuración descriptiva.

Las fuerzas horizontales sobre la caja ocasionan momentos con respecto a 0. Los cuales se equilibran para estabilidad con pesos del motor, bastidor, contrapesos y timón.

Si tomamos cada cara frontal de la caja como columna sometida a compresión con efecto de Pandeo o flexión, el espesor resultante determinará las planchas a utilizar para la construcción.

La fuerza de 365 Kgf en la parte inferior de la caja es la crítica, y el ancho de la placa es el que cubren los pernos de la tapa inferior. El apoyo en el centro de la caja es menos ancho, sinemabargo pernos soldados en la caja distribuyen en un espacio más amplio el esfuerzo logrado por el conjunto del bastidor montado con todos los pesos que soporta.

Entonces la columna será como graficamos a continuación:



e : Espesor de la placa

a : Ancho 8 cm.

r : Radio de giro

I : Inercia de la sección rectangular

Le : Longitud efectiva de la columna 16.3 cm.

Cc : Relación de esbeltez

E : Módulo de elasticidad, $2{,}1 \times 10^6$ Kgf/cm^2

Sy : Para el matrial ya especificado: 2536 Kgf/cm^2

σperno: Esfuerzo permisible

n : Factor de seguridad

El manual de la AISC Ref. 9, especifíca la fórmula parabólica siguiente:

$$perm = \frac{1 - (Le/r)^2 / (2\,Cc^2)\quad Sy}{n} \qquad 42$$

fórmula aplicada en la asunción de que

$$\frac{Le}{r} < Cc$$

Siendo:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} \qquad 43$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 2 \times 10^6}{2536}}$$

Retomando la ecuación 42 y para n igual a 4.

Siendo:

$$I = A\, r^2 \qquad 44$$

y sabiendo que:

$$I = \frac{1}{12} a\, c^3$$

$$r = e\sqrt{\frac{1}{12}} \qquad 45$$

$$r = 0.29.e$$

y:

$$perm = \frac{1 - \left(\frac{16.3}{0.29e}\right)^2 / 2 \times (128)^2 \quad (2536)}{4}$$

Por definición de Esfuerzo

$$\sigma perm = \frac{365}{a.e}$$

$$\sigma perm = \frac{365}{8.e}$$

$$\sigma perm = \frac{45.6}{e}$$

Igualando estos dos valores de esfuerzo permisible resulta:

$$e = 0.32 \text{ cm}$$

es decir plancha de 1/8 de pulgada será necesaria.

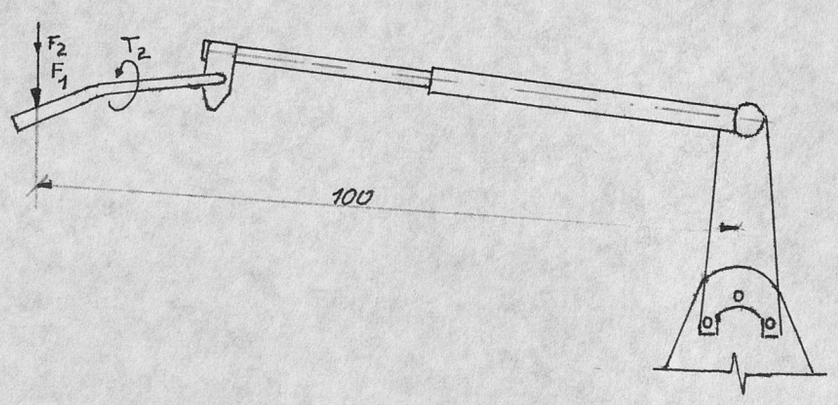


FIGURA 2.31.- FUERZAS APLICADAS SOBRE LA BARRA DE MANDO.

2.5 CALCULO Y DISEÑO DE LA BARRA DE MANDO.-

Como consta en la Figura 2.31 se trata de un elemento en voladizo que normalmente está sometida a las influencias dadas por las vibraciones de la máquina ocasionadas por la irregularidad del terreno. Sin embargo de esta situación, la operación de la máquina determina efectuar maniobras que someten a la barra de mando a esfuerzos elevados. Maniobras que surgen por ejemplo en el direccionamiento de la máquina hacia la izquierda o derecha, en el esfuerzo por tratar de alzar o retirar la máquina de un atascamiento en el fango, o en la resistencia para evitar un volteo eventual de la máquina al transportársela por zonas con pendientes pronunciadas excesivamente.

En términos de lo expuesto tenemos para la consideración estática, o de maniobrabilidad el siguiente análisis: de la Fig.2.31 tenemos:

F_1 = Fuerza que origina el momento M_1 sobre la barra, ejercida por el operador. 50 Kgf. Estimación de acuerdo a la recomendación de valor máximo para operación manual (Ref. 10).

F_2 = Fuerza en cada brazo del operador, que origina el torque T_2. Por recomendación de la referencia citada anteriormente: 20 Kgf.

Luego con los valores de distancias descritas en la Fig. 2.31.

$$M_1 = 50 \times 100 = 5000 \text{ Kgf.cm.}$$

$$T_2 = 40 \times 22.5 = 900 \text{ Kgf. cm.}$$

Aplicando la Teoría de Esfuerzo Cortante máximo

(46)

$$\frac{Sy}{n} = \sqrt{\left(\frac{M_1}{I/C}\right)^2 + \left(\frac{T}{I/C}\right)^2}$$

Teniendo que el módulo de sección será:

$$\frac{I}{c} = \frac{n}{s_y}\sqrt{(M_1)^2 + (T_2)^2}$$

reemplazando valores con Sy = 3300 Kgf/cm^2 que corresponde a tubo de acero comercial.

$$\frac{I}{c} = \frac{3\sqrt{(5000)^2 + (900)^2}}{3300}$$

$$\frac{I}{c} = 4.5 \text{ cm}^3$$

Sabiendo por definición de módulo de sección, para un tubo redondo, que:

$$\frac{I}{c} = \frac{\pi}{4R} (R^4 - r^4) \qquad (47)$$

Donde:

R = Radio exterior del tubo

r = Radio interior

c = Distancia al eje neutro

Asumiendo r = 1.65 cm. para tubo de 1 1/4 pulgadas ó 32 mm. de diámetro nominal.

Tenemos que: R = 2 cm.

Valor que determina un tubo de espesor de pared correspondientes al de cédula 40, es decir ≈ 0.4 cm.

Si este tubo es acortado para que al extremo del timón sea acoplado otro tubo. Este tubo acoplado tendrá un valor M_1 menor al anterior, realizado el cálculo el tubo tendrá los siguientes valores: radio

exterior : R' = 1.65 cm. (para ajuste con el anterior).

radio interior: r' = 1.30 cm.

longitud : 100 cm.

y, espesor corresponderá a cédula 40, es decir:

$\simeq$ 0.4 cm.

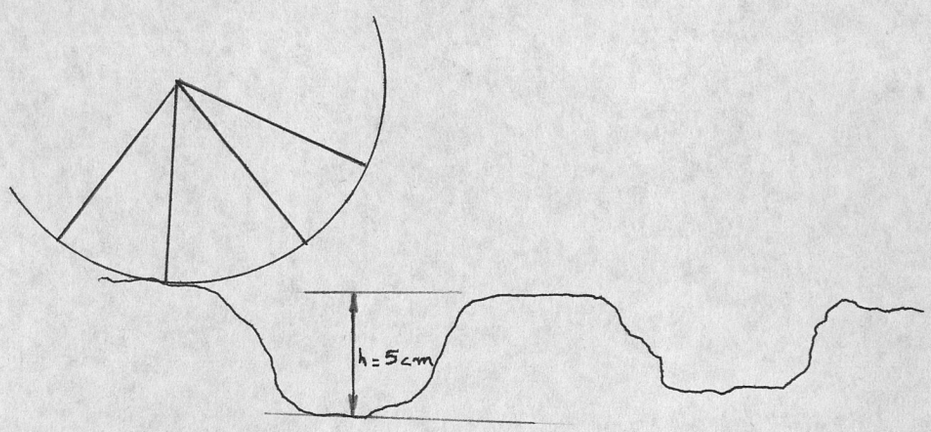
El montaje de estos dos tubos lo muestra la figura mencionada.

La consideración dinámica del análisis, que está pendiente, la determinaremos a continuación; para ello, estimamos las irregularidades del terreno, la energía cinética que mide las fuerzas de impacto que se suceden con los contactos o golpes de las ruedas contra el terreno en cada desnivel durante el transporte.

Energía cinética = Energía Potencial

En caada impacto de la rueda, la barra en voladizo se someterá a una fuerza F, que se detecta por la deflexión Δ de esta barra, luego asimilando el problema a un resorte que se estira, tenemos:

$$W_{barra} \cdot h = \frac{F \cdot \Delta}{2} \qquad (48)$$



Por definición de deflexión para una viga en voladizo.

$$\Delta = \frac{F\,\ell^3}{3EI} \qquad (49)$$

Siendo:

E : Módulo de elasticidad de la barra, para el acero 2.1×10^6 Kgf/cm^2.

I : Inercia de sección, ya observada

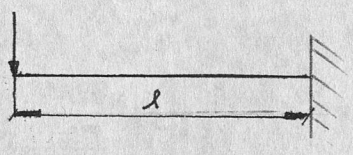
ℓ : 100 cm.

Igualando las dos últimas expresiones:

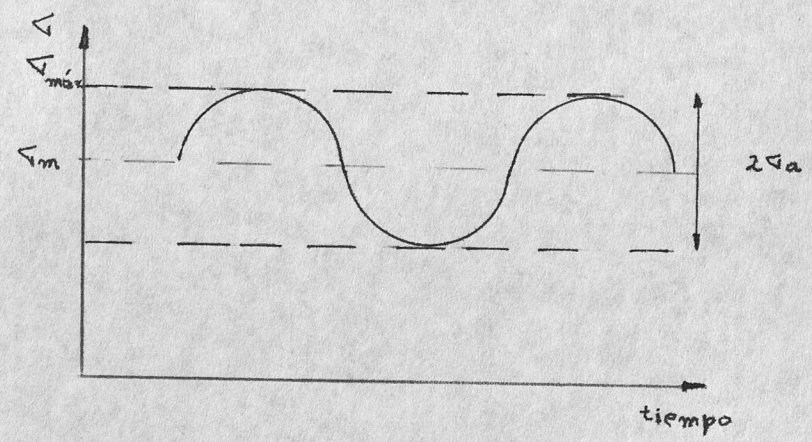
$$F = \left[\frac{Wh\ (3\ EI)}{\ell^3}\right]^{1/2} \qquad (50)$$

Reemplazando:

$$F = 17\sqrt{I}$$



Incluyendo esta fuerza en una expresión de amplitud de Esfuerzo σa, y aún considerando valores medios de Esfuerzo en base a una fuerza constante de 10Kgf en el extremo de la barra, se tiene con relación a los diagramas de fluctuación de esfuerzo lo siguiente:



$$\sigma máx = \sigma min + 2\ \sigma a$$

$$\sigma a = \frac{F\ 100}{2\ I/C} \qquad (51)$$

$$\sigma m = \frac{10^3}{I/C} + \frac{F.100}{2\ I/C} \qquad (52)$$

σ a y σm son expresiones resultantes de la definición de esfuerzo normales, en función del momento y el módulo de sección.

$$\sigma = \frac{M}{I/C}$$

Reemplazando valores tenemos en F y σa, σm:

$$\sigma a = \frac{1.7 \times 10^3 \sqrt{I}}{2\ I/C}$$

$$\sigma a = \frac{0.85 \times 10^3 \sqrt{I}}{I/C}$$

$$\sigma m = \frac{10^3}{I/C} + \frac{0.85 \times 10^3 \sqrt{I}}{I/C} \qquad (53)$$

Con: $S_{u_t} = 7000\ Kgf/cm^2$

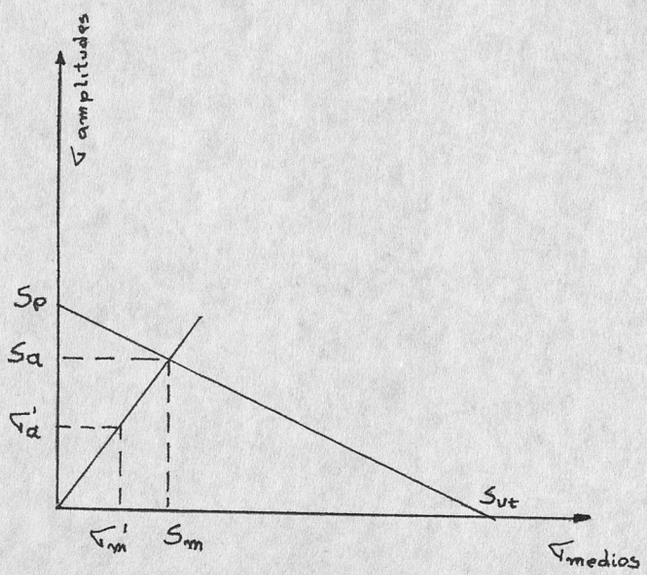
La resistencia a la fatiga será:

$$Se = K_a\ K_b\ K_c\ K_d\ K_e\ (0.5\ Sut)$$

Con los criterios de cada factor de corrección mencionados.

$$S_e = (0.8)\ (0.85)\ (0.897)\ (1)\ (1)\ (0.5)\ (7000)$$

$$S_e = 2135\ Kgf/cm^2$$



El diagrama de Goodman se establece y las ecuaciones que permitirán determinar S_e y S_m son:

$$\frac{\sigma a'}{\sigma m'} = \frac{0.85 \times \sqrt{I}}{1 + I}$$

$$\frac{\sigma a'}{2135} + \frac{\sigma m'}{7000} = 1$$

De este sistema de dos ecuaciones resolviendo para $Sm = \sigma' n$, tenemos:

$$Sm = \frac{1}{\frac{0.85\sqrt{I}}{(1+\sqrt{I})\,2135} + \frac{1}{7000}}$$

relacionando con el factor de seguridad n y con σm, con los valores de I y de I/C calculados para situación estática:

$$\frac{Sm}{\sigma m} = n$$

Para: $I = 9.5\ cm^4$

$I/C = 4.5\ cm^3$

$n \simeq 4$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

Lo cual hacen admisibles los valores calculados para la barra.

Más aún en caso de considerar ciclos de vida finitos.

2.5.1 Cálculo y diseño del soporte de la barra de mando.-

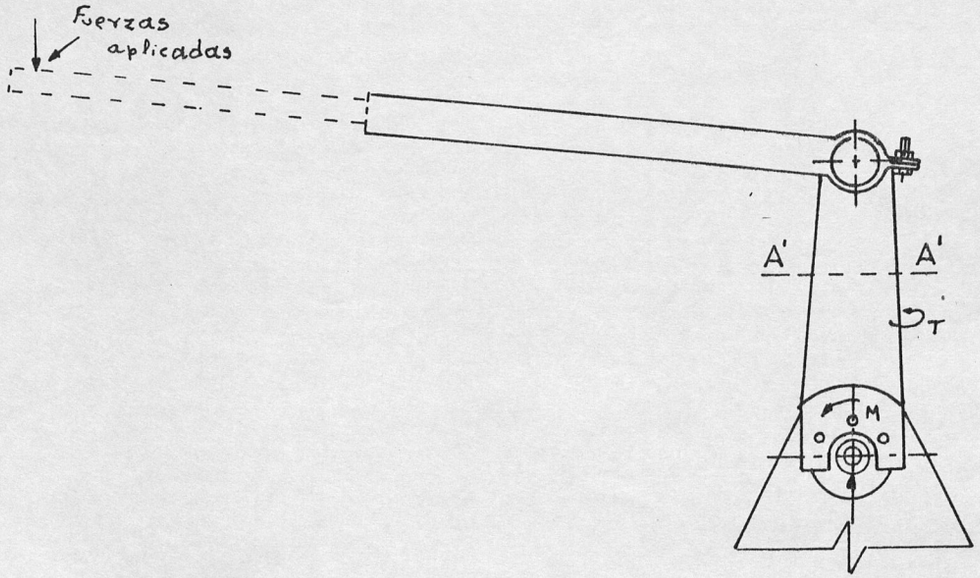


FIGURA 2.32.- FUERZAS APLICADAS AL SOPORTE DE LA BARRA

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL * GUAYAQUIL * 1958

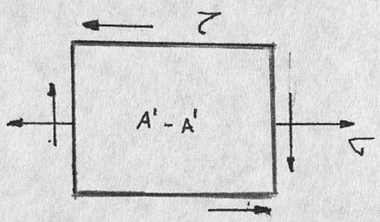
Se determinará la inercia A - A' de la Fig. 2.32 del soporte. Esta estará sometida a Torsión y a veces a flexión. En el caso más crítico tenemos:

Considerando la Superposición de Esfuerzos y siendo el momento:

$$M = 50 \text{ Kgf} \times 100 \text{ cm}$$

$$M = 5000 \text{ Kgf. cm.}$$

y la torsión para 50 Kgf en viraje



$$T = 50 \text{ Kgf} \times 100 \text{ cm}$$

$$T = 5000 \text{ Kgf. cm}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo

$$\frac{S_y}{n} = \frac{1}{I/C} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\frac{I}{C} = \frac{n}{S_y} \sqrt{M^2 + T^2}$$

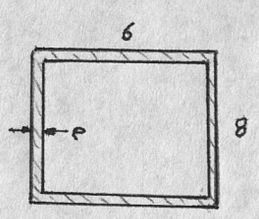
Con S_y = 2536 Kgf/cm^2 para el acero de "planchas negras" 0.18 0.20% C y n igual a 3.

$$\frac{I}{C} = \frac{3 \sqrt{5000^2 + 5000^2}}{2536}$$

$$\frac{I}{C} = 8.5 \text{ cm}^3$$

para una sección rectangular corresponde a un espesor e:

e ≃ 0.5 cm.



y la sección será: 6 x 8 [cms]

Este soporte se acopla a la caja a través de una montura, la que lateralmente se fija a la

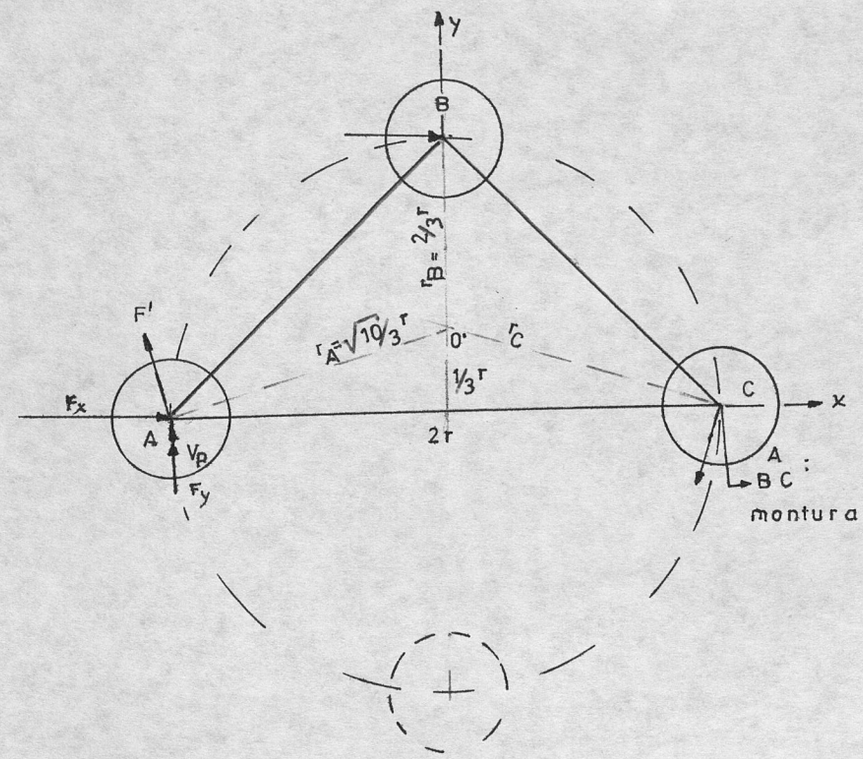
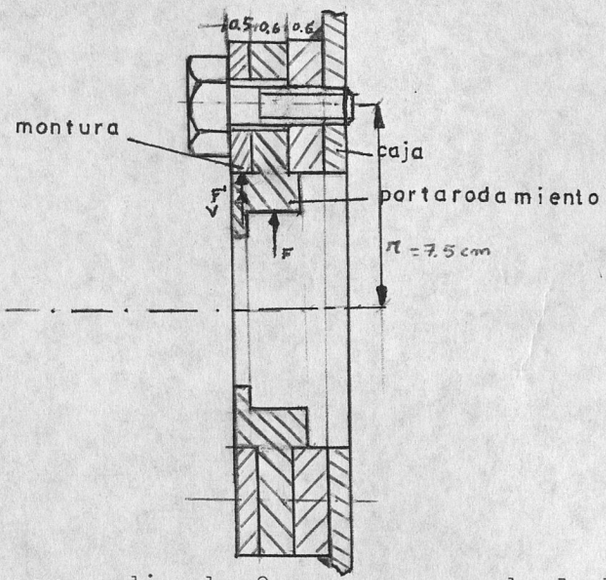


FIGURA 2.33.- LOCALIZACION DEL CENTROIDE EN LA DISTRIBUCION DE LOS PERNOS Y FUERZAS RESPECTIVAS.



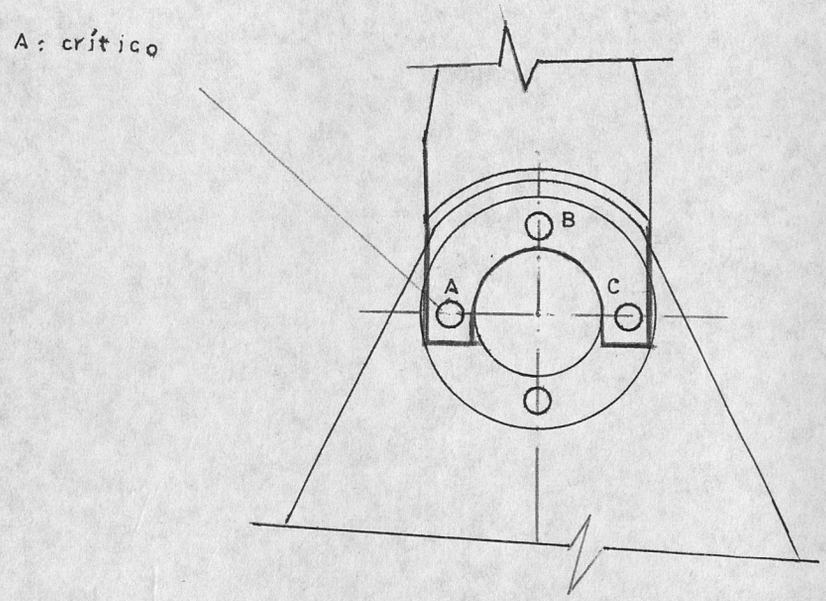
caja por medio de 3 pernos a cada lado y ésta se apoya en la parte superior de la caja.

La Figura 2.33 permite ver la distribución de los pernos que para la tapa lateral son 4.

Y los diagramas últimos dan cuenta del centroide 0' de esta distribución.

Se hará primero una consideración para cargas estáticas con esfuerzos: Cortante directo, Aplastamiento y flexión. Para ello, definiremos:

F_x, F_y : Fuerzas aplicadas sobre el apoyo o cojinete del eje en virtud de la distribución de fuerzas sobre el eje ya analizado.



V = Es la fuerza que actúa como reacción de la fuerza aplicada en la barra en el evento más crítico de sometimiento a esfuerzos a esta barra como se analizó en su oportunidad.

M = Será el momento reaccionante que en los pernos provoca fuerzas F' con relación al centro de torsión O' ya localizado.

Debemos anotar que no obstante el soporte estar apoyado en la caja totalmente, para el ca

so estático está situación se observará de menos importancia.

Para cada lado del soporte

$$V = \frac{50}{2} = 25 \text{ Kgf}$$

Para cada perno

$$Vp = \frac{25}{3} = 8.5 \text{ Kgf}$$

Por otro lado como se estableció:

$$M = 5000 \text{ Kgf. cm}$$

Para cada lado del soporte:

$$M = 2500 \text{ Kgf. cm.}$$

Para cada perno, la fuerza de acuerdo al perno F'_n:

$$F'_n = \frac{M\, rn}{r^2_A + r^2_B + r^2_V +} \qquad (55)$$

Siendo el perno A el que soporta en virtud de la superposición de fuerzas V_p y F', más esfuerzos tenemos:

$$F_A' = \frac{2.500 \times \frac{\sqrt{10}}{3} \cdot (3.75)}{\frac{10}{9}(3,75)^2 + \frac{4}{9}(3.75)^2 + \frac{10}{9}(3.75)^2}$$

$$F_A' = 263.5 \text{ Kgf}$$

Considerando ángulos:

$$F_{A_y}' = 250 \text{ Kgf} \qquad \text{y } F_{A_x}' = 81 \text{ Kgf}$$

Además tenemos:

$$V_p = 8.5 \text{ Kgf}$$

Del análisis del eje superior:

$$F_y = \frac{86.94}{4} = 21.73 \text{ Kgf}$$

$$Fx = \frac{76.08}{4} = 19.02 \text{ Kgf}$$

La fuerza resultante será:

$$F_R = \sqrt{\Sigma F_x^2 + \Sigma F_y^2}$$

$$F_R = \sqrt{(19.02 + 81)^2 + (21.73 + 250 + 8.5)^2}$$

$$F_R = 297.53 \text{ Kgf}$$

Para esfuerzo cortante, aplicando la teoría de energía de distorsión, con:

S_y = (7000 a 8000) Kgf/cm^2 acero aleado de mediano carbono con tratamiento térmico grado SAE 6 ó 7). $Ss_y = 0.577\ Sy$

El diámetro en esta teoría será con factor seguridad de 3:

$$d = \sqrt{\frac{F_R . n}{\pi\ S_{sy}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{297.53 \times 3}{\pi \quad 4039}}$$

$$d = 0.26 \text{ cm.}$$

Para esfuerzo de aplastamiento en base a las magnitudes de los espesores dados por los úl

timos diagramas, el diámetro del perno será el siguiente:

Por definición: $\sigma = \dfrac{F_R}{\text{Area aplastamiento}}$

$$\sigma = \frac{F_R}{0.6\ d}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo

$$d = \frac{F_R \ 2 \ . \ n}{0.6 \quad S_y}$$

$$d = \frac{297.53 \times 2 \times 3}{0.6 \times 7.000}$$

$$d = 0.42 \text{ cm.}$$

Para los esfuerzos debido a flexión, tenemos:

$$\sigma = \frac{M}{I/C}$$

y este momento: $M = \dfrac{F_{R.t}}{2}$ (56)

siendo t el agarre total de las placas, es decir t = 1.1 cm.

luego;

$$M = 126.45 \text{ Kgf.cm.}$$

el diámetro será; con n igual a 3, por la teoría de Esfuerzo Cortante Máximo:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mn \quad 32}{S_y}}$$

$$d = 0.72 \text{ cm.}$$

Resultando en esta consideración estática, este último diámetro, el más significativo.

Para el tratamiento dinámico retomaremos la fuerza debida a las vibraciones, que se consideró en el cálculo de la Barra Fórmula 50.

El momento de esta fuerza F es:

$$M = \frac{F \times 100}{2}$$

$$M = F \times 50$$

$$M = 0.85 \times 10^3 \quad I$$

$$M = 0.85 \times 10^3 \quad 9.5 = 2619.9 \text{ Kgf.cm.}$$

que en virtud de la expresión 55 resulta una fuerza en el perno A:

$$F_A' = \frac{2619.9 \quad 10}{8\ (3.75)}$$

$$F_A' = 276.1 \text{ Kgf}$$

que corresponde a un esfuerzo:

$$\sigma = \frac{M}{I/C}$$

$$\sigma = \frac{276.16 \times 0.55}{(\frac{\pi}{32})\ d^3}$$

La ecuación siguiente, tomada del Capítulo VI de la Ref. 4 relaciona la rigidez de las partes empernadas, el esfuerzo normal que es fluctuante:

$$\sigma_a = \frac{Kb \times \sigma}{(Kb + Km)^2} \qquad (57)$$

donde reemplazando tenemos:

$$\sigma\ a = \frac{Kb}{Ka + Km}\ (\frac{773.55}{d^3})$$

σ_a = amplitud del esfuerzo

K_b = rigidez del perno

K_m = rigidez de los miembros

En esta misma referencia citada encontramos que para un diámetro d del perno, y módulo de elasticidad E, longitud de agarre ℓ:

$$K_b = \frac{\pi d^2 E}{4 \ell} \qquad (58)$$

$$K_m = \frac{2 \pi d^2}{\ell} \qquad (59)$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

reemplazando valores:

d = 0.8c cm este valor es el admisible en el análisis estático .

ℓ = 1.1 cm.

E = 2.1×10^6 Kgf/cm^2

K_b = 9.1×10^5 Kgf/cm

K_m = 7.3×10^6 Kgf/cm

La fluctuación del esfuerzo se presenta en el diagrama, y sus valores son:

$$\sigma m = \sigma a + \frac{\text{Precarga del perno}}{\text{Area sección}}$$

Precarga es igual a 1900 Kgf Ref. 4

$$\sigma a = 167{,}0 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma m = 3947.8 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para el diagrama de Goodman establecemos que la resistencia última a la tensión del material del perno es:

$$S_{ut} = 10.000 \text{ Kgf/cm}^2$$

y la resistencia a la fatiga S_e:

$$S_e = (K_a)\ (K_b)\ (K_c)\ (K_d)\ (K_e)\ (0.5\ S_u)$$

$$K_e = \frac{1}{Kf} \quad ; \quad Kf = 3 \qquad \text{Capítulo VI, Ref. 4}$$

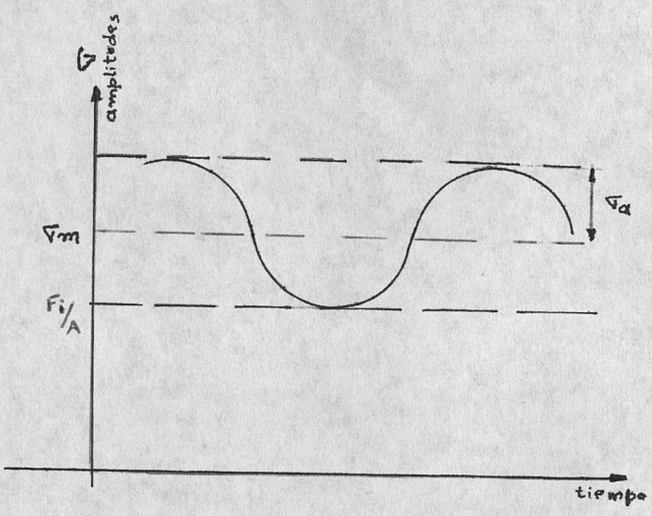
$K_a = 0.8$

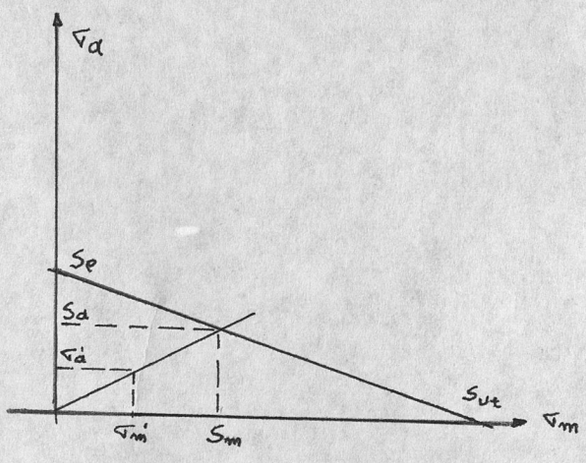
$K_b = 0.85$

$K_c = 0.897$ (90% confiabilidad)

$K_d = 1$

luego $S_e = 1016.6 \text{ Kgf/cm}^2$





De acuerdo al diagrama de Goodman S_e y S_m, se determinan con el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{\sigma a}{\sigma m} = 0.04$$

$$\frac{\sigma a}{1016,6} + \frac{\sigma m}{10000} = 1$$

resultando $Sm = 7500\ Kgf/cm^2$

En términos del factor de seguridad

$$\frac{Sm}{\sigma m} = n,$$

Con los valores de Sm y σm este factor nos resulta cercano a 2. Lo cual nos permite concluir que pernos de 8 mm. de diámetro son admisibles.

Los pernos de la tapa inferior resultan de un análisis similar al desarrollado para la tapa superior.

Teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- Cada tapa empernada absorbe por efecto de impacto una fuerza resultante de la caída de la mitad del peso de la máquina, 60 kgf, en desniveles del terreno, los mismos que consideramos en el análisis y cálculo de la barra de mando del motocultor.

- Esta fuerza se distribuye en los 6 pernos con que contaría esta tapa. Y a su vez su efecto flexionante fluctuante determina el diámetro del perno.

- La precarga del perno es la misma que la anterior, o sea para la tapa superior.

- Teniendo en cuenta el empaque en la rigidez de los miembros que se empernan, ésta debida al empaque es la más crítica. Por lo que el cuociente $\frac{Ko}{K_b + K_m}$ es aproximada a la unidad.

- Existe una fuerza constante resultante de la distribución de fuerzas en el eje lo cual es de 397 Kgf, que igualmente se distribuye entre los 6 pernos.

BIBLIOTECA

- Es menester mencionar que las dos tapas, superior e inferior tienen una configuración constructiva en la parte de acople con los anillos soldados a la caja, bridas, no plana totalmente, sino con sobresalientes o "cejas" que en un espesor igual al aspesor del anillo permite dos circunstancias principalmente: absorber excedentes de cargas que a los pernos les hace distribuir mejor sus esfuerzos respectivos, y por otro lado, el rodamiento ubicado con su línea de centro más próxima a la línea de centro del

anillo soldado, permite trasladar las fuerzas constantes definidas y aún las fluctuantes a la resistencia del cordón de soldadura o más específicamente distribuición mejor del esfuerzo (Fig.2.34).

Con estos señalamientos, 6 pernos de 8 mm de diámetro resultan suficientes para la tapa inferior con un análisis similar al anterior.

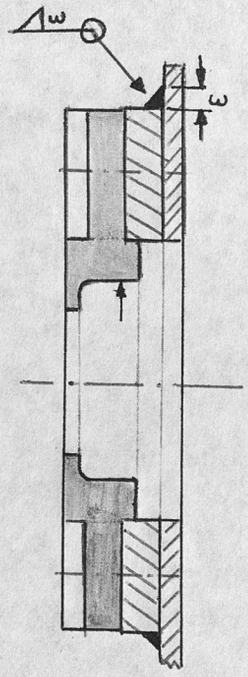


FIGURA 2.34.- CORDON DE SOLDADURA EN LOS ANILLOS DE LA CAJA.

Habiendo retomado estas partes que constituyen elementos de la caja de transmisión, es menester analizar y calcular la dimensión del cordón de soldadura que fija los anillos, bridas a la carcaza.

Para esto, consideramos un cordón de dimensión unitaria y donde:

ω = altura del filete, cordón de soldadura

f_m = esfuerzo unitario, normal, en virtud del momento sobre el cordón, Kgf/cm.

f_c = esfuerzo cortante unitario en virtud de la fuerza cortante.

S_ω = nódulo de sección unitaria. En virtud de la configuración circular del cordón se tiene para un diámetro del anillo d:

$$S_\omega = \frac{\pi d^2}{4} \qquad (62)$$

A_ω = área unitaria de la sección es igual a $(2 \pi d)$, para diámetro d.

La flexión influirá por el momento que ocasiona la fuerza F que se tiene en el rodamien

to en virtud de la distribución de cargas en el eje inferior. Tomamos el eje inferior pues las cargas son mayores. También se tendrá en cuenta la fuerza debida al impacto, cuyo valor es 540 Kgf, siendo ésta fluctuante.

El valor máximo será:

$$F = 397 \text{ Kgf} + 540 \text{ Kgf} = 937 \text{ Kgf}$$

El momento M será:

$$M = 937 \times 1.2 = 1124.4 \text{ Kgf.cm.}$$

También

$$fm = \frac{M}{S_\omega} \qquad (63)$$

$$fm = \frac{M}{\pi\, d^2/4}$$

$$fm = \frac{1124.4 \times 4}{\pi\, (9.3)^2}$$

$$fm = 16{,}55 \text{ Kgf/cm.}$$

El cortante será:

$$fc = \frac{F}{2\ d} \qquad (64)$$

$$fc = \frac{1124.4}{2\ (9.3)} = 19.24\ \frac{Kgf}{cm}$$

La altura o ancho del cordón será la relación entre la fuerza resultante unitaria dividido entre la fuerza permisible recomendada.

Es decir:

$$\omega = \frac{f_{R.n}}{f_{perm}} \qquad (60)$$

n será el factor de seguridad -ref.5-

$$f_R = \sqrt{f_m^2 + f_c^2}$$

$$f_R = \sqrt{19.24^2 + 16.55^2}$$

$$f_R = 25.37\ \frac{Kgf}{cm}$$

La fuerza permisible f_{perm}, de acuerdo a la recomendación dada por el manual de la AWS

(Ref. 5) para cargas de fatiga y con una relación de esfuerzos normales, K:

$$K = \frac{\sigma min}{\sigma máx} \qquad (61)$$

$$f_{perm} = \frac{359,40}{1 - \frac{K}{2}}$$

los esfuerzos son fluctuantes pero no invertidos por lo que el valor mínimo resulta para K = 0.

$$f_{perm} = 359.4 \text{ Kgf/cm}^2$$

de donde:

$$\omega = \frac{25.37}{359.5}$$

$$\omega = 0.07 \text{ cm}$$

Luego un cordón con altura mínima de 1/8 pulgadas, 3.2 mm. es admisible teniendo en cuenta un factor de seguridad de 4.

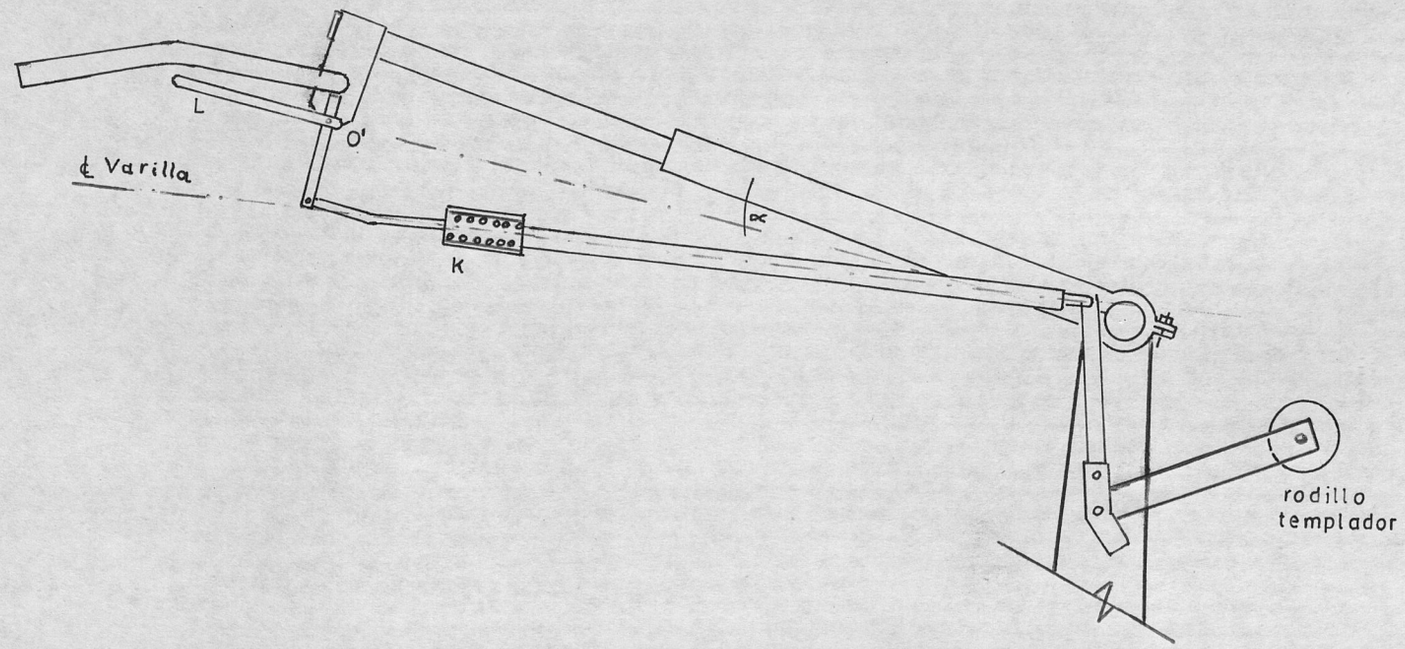


FIGURA 2.35.- SISTEMA DEL EMBRAGUE -TEMPLADOR DE BANDAS-

2.6 CALCULO Y DISEÑO DEL EMBRAGUE.-

La Fig.2.35 grafica el sistema de embrague, o templador que corta o pone en punto la transmisión del motor a la caja de transmisión.

El sistema trabaja como apreciamos con la llegada a un ángulo crítico de la línea del eje de la varilla de accionamiento del templador (α), el cual para lograr la fijación del temple tiene que configurar un ángulo tal que la línea del eje de esta varilla pase por arriba del punto 0', punto pivote de la manilla L de accionamiento.

La tensión de fijación se logra a través del accionamiento de un resorte K intercalado que además amortigua la operación en el temple y durante la permanencia de éste, como consta en el gráfico.

La fuerza para accionar el embrague será la necesaria para vencer la resistencia que dan las tensiones de las bandas. Habiendo al principio del capítulo II, encontrado el valor de las tensiones de las bandas. El gráfico de la Fig.2.35 establece que:

F = 11.8 Kgf con la siguiente descomposición

F_x = 10.95 Kgf

F_x = 4.35 Kgf

El accionamiento se logra si generamos un momento alrededor del pivote C en sentido contrario al movimiento de las manecillas del reloj, lo que nos permite concluir que para ello únicamente se ha de tomar en cuenta la fuerza componente y:

$$Fy = 10.95 \text{ Kgf}$$

Para las distancias de las barras, platinas que accionan el templador, constantes también en el gráfico y con un peso del rodillo fijado en 3 Kgf se tiene que la fuerza total será.

$$F_T = 13{,}95 \text{ Kgf} \quad 14 \text{ Kgf}$$

El momento requerido, M:

$$M = 13.95 \times 20$$

$$M = 280 \text{ Kgf.cm.}$$

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

La distancia x será, longitud de platina

$$x = \frac{280}{20} = 14 \text{ cm.}$$

Es aceptable si tomamos x = 16 cm.

Tomando en cuenta el peso de las partes del lado del resorte, aproximado, y por relación de momentos la fuerza F' será:

$$F' \geq 12.5 \text{ Kgf}$$

Esta será la fuerza que accione el resorte. El resorte será de compresión y sus especificaciones se determinarán.

El material del resorte se especifica así:

ASTM. A 229.41 revenido, con porcentaje de carbono (0.6 - 0.7% C).

Su_τ = 13200 Kgf/cm^2

Sy = 9159 Kgf/cm^2

El resorte absorbe cargas dinámicas en virtud de las vibraciones mencionadas en análisis anteriores debido a los desniveles del terreno. El voladizo

del brazo del rodillo templador se somete a estas vibraciones y sobrecargan al resorte que en el temple tiene que resistir las tensiones de las bandas.

Considerando las vibraciones:

$x_{máx.}$ = elongación máxima del resorte igual a 2.5cm.
K = la rigidez del resorte
$F_{máx.}$ = fuerza debida a la vibración más la tensión de bandas en el resorte.
Σ_p = Energía potencial del resorte

$$\Sigma_p = \frac{1}{2} K x_{max}^2 \qquad (65)$$

$$\Sigma_p = \frac{1}{2} \frac{F_{máx}}{(x_{máx})} (x_{máx})^2$$

$$\Sigma_p = \frac{1}{2} F_{máx.} \; x_{máx.} \qquad (66)$$

Por las distancias consideradas en el gráfico de la Fig. 2.35.

$$F_{máx} = \frac{F.20}{16} =$$

Reemplazando en la expresión 66

$$\Sigma p = 1.5\ F$$

Teniendo en cuenta que esta fuerza F comprende la suma de la fuerza de tensión de bandas más la sobre carga Fi, por la vibración debida a los desniveles del terreno establecidos anteriormente.

Altura desniveles	=	5 cm
Peso del rodillo	=	3 Kgf
Fuerza de tensión	=	15 Kgf

x_o = desplazamiento inicial por la tensión de bandas, en el resorte.

Δ_x = desplazamiento total

Se tiene:

$$\Sigma_p = 5 \times 3 = 14\ \text{Kgf. cm.}$$

Diferencia de energía potencial en el resorte = Σ_p

$$1.5\ (14 + Fi) - \frac{1}{2}\ (15)\ x_o = 15$$

Sabiendo que la fuerza máxima logra un X igual a 2.5 cm. el x_o se calcula en función de Fi, resultando.

$$xo = \frac{37.5}{1.25\ Fi + 18.75}$$

de lo cual:

$$Fi = 2.72\ Kgf$$

Luego:

$$F_{máx.} = 1.25\ (15 + 2.72)$$

$F_{máx.}$ = 22.15 Kgf; para un desplazamiento de 2.5 cm.

Es decir el resorte tiene en el accionamiento una precarga de:

$$F = 18.75\ Kgf$$

y una amplitud de carga

$$Fa = 3.4\ Kgf/2 = 1.7\ kgf$$

El esfuerzo cortante, amplitud y medio, será:

$$\tau a = K_S \frac{8\ FaD}{\pi\ d^3} \qquad (67)$$

$$\tau_m = K_S \frac{8\ FmD}{d^3} \qquad (68)$$

donde:

K_S = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante dado en función del índice del Resorte C.

D = Diámetro medio del resorte

d = Diámetro del alambre del resorte

C = Índice del resorte, D/d

Fa = Amplitud de la carga

Fm = Valor medio de la carga

del gráfico 8-2 del Capítulo VIII, Ref 4 obtenemos para $\frac{D}{d}$ 10, $K_S = 1$.

$$D = 2{,}1 \text{ cm.}$$

$$d = 0{,}2 \text{ cm.}$$

$$Fm = 1.7 + 18.75 = 20{,}45 \text{ Kgf}$$

reemplazando valores:

$$\tau_a = 1 \left(\frac{8 \times 1.7 \times 2.1}{\pi\ d^3}\right) = \frac{9.1}{d^3}$$

$$\tau_m = 1 \left(\frac{8 \times 20{,}45 \times 2.1}{\pi d^3}\right) = \frac{109.35}{d^3}$$

El límite de resistencia a la fatiga es S'_{se} = 3170.46 Kgf/cm^2.

Los factores de corrección en este valor serán:

Kc = 0.897, 90% de confiabilidad

Del gráfico 8.2 (Ref 4):

$K = 1.15$ luego $K_{c'} = K/K_S$

$K_{c'} = 1.15 = K_f$, pues q 1

luego el factor Ke = 1/1.15 = 0.87

$S_{se} = K_c \; S'_{se} = (0.897)\,(0.87)\,(3170{,}46)$

$S_{se} = 2472{,}95 \; Kgf/cm^2$

La resistencia de fluencia en cortante es:

$S_{sy} = 0.5777 \; Sy$

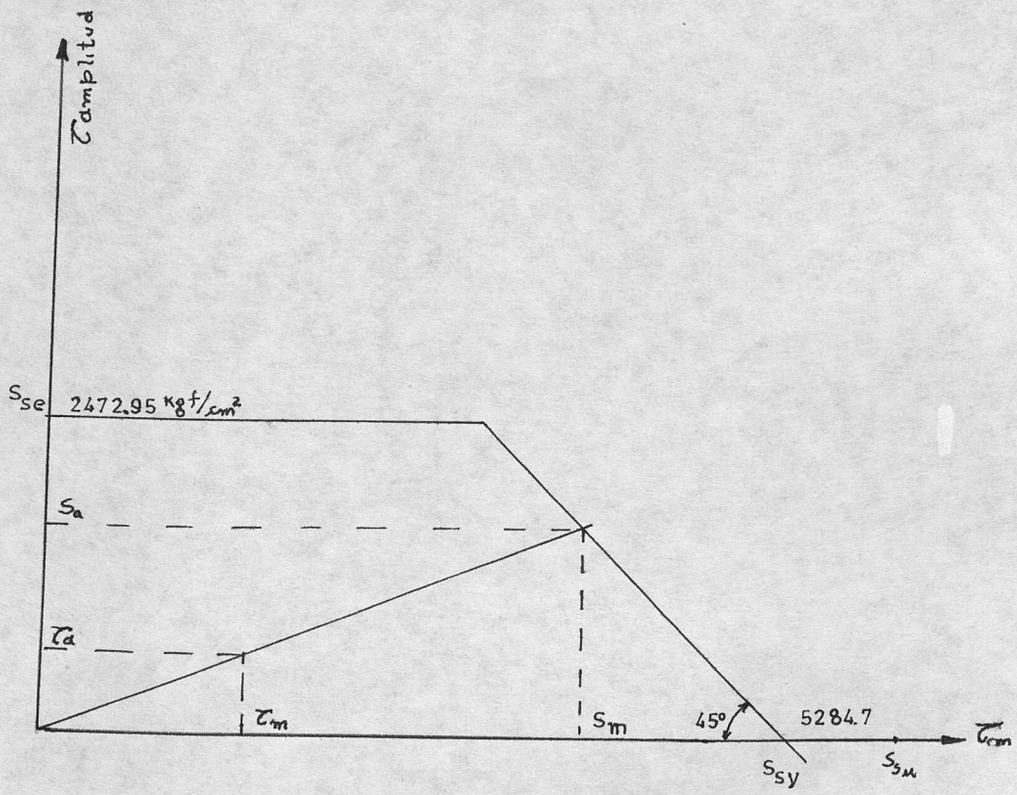


DIAGRAMA DE GODODMAN - RESORTE -

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
GUAYAQUIL
1958

$$S_{sy} = 0.577\ (9159) = 5284.7\ Kgf/cm^2$$

En función del factor de seguridad, el diagrama de fatiga nos indica:

$$\frac{Sm}{\tau_m} = n \ ; \text{ para } n = 2$$

$$\frac{4879}{109.35/d^3} = 2$$

d = 0.21 cm para calibre 12 d 0.28 cm.

Teniendo en cuenta que el módulo de rigidez en torsión es:

$$G = 810228.8\ Kgf/cm^2$$

y que el desplazamiento es 2.5 cm. y el número de espiras N, se tiene:

$$\Delta_x = \frac{8\ Fmáx\ D^3\ N}{d^4\ G}$$

$$N = \frac{2.5 \times (0.28)^4\ (810228,8)}{8 \times (221.5)\ (2.1)^3}$$

$$N = 7.5 \text{ espiras}$$

$$N = 8 \text{ espiras}$$

Por espaciamientos el paso P ~ 7 mm.

quedando la longitud libre L = PN + 2d

para resorte con extremos escuadrados

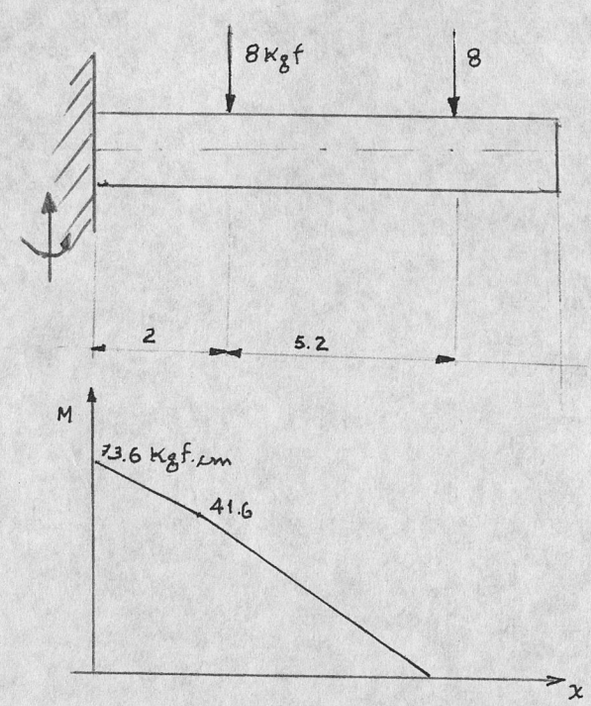
El eje del rodillo templador, estará sometido a carga estática pues las fluctuaciones de carga serán absorbidas por el resorte.

La suma de la tensión y el peso resulta aproximadamente una fuerza de 16 Kgf sobre el eje que se apoya sobre loscojinetes en sus extremos, y que se encuentra en voladizo como se grafica.

El diagrama de momento flector da el valor del momento crítico: M = 73.6 Kgf. cm. Con las formulaciones establecidas el diámetro resulta:

$$d = \left(\frac{32\ M\ n}{S\ y\ \pi}\right)^{1/3}$$

El material es el especificado en los ejes anteriores.



diagrama

momento flector

rodillo – templador

$S_y = 5500 \text{ Kgf/cm}^2$ Para n = 3

d 0.9 cm (valor mínimo)

Los rodamientos se eligen con los procedimientos descritos en los casos anteriores.

Para 3.000 horas de servicio y RPM = 3600

La relación carga dinámica, fuerza aplicada de acuerdo al manual de SKF, Ref. 8 es:

$$\frac{C}{F_R} = 9.11$$

Donde F_R = 16 Kgf

Esta fuerza será corregida por un factor de 3.5 como indica el manual, para fuerza tensora de bandas.

$F_R = 3.5 \times 16 \times 9.8 = 274.4$ Newt

C = 4285.34 Newtons

Para una configuración del eje de diámetro de 12 mm, una selección del rodamiento 6201 es la precisada.

Cálculo de las paredes del rodillo templador:

Para esto consideremos el dibujo de la Fig. 2.36

a = Ancho del rodillo

t = Espesor del anillo periférico

td = Espero lateral

ω = esfuerzo debido a la tensión de la banda

r = Radio del rodillo

ω_c = Fuerza centrífuga por los RPM del rodillo

n = RPM del rodillo

De la (Ref. 5) Capítulo V, tenemos que el esfuerzo aplicado es:

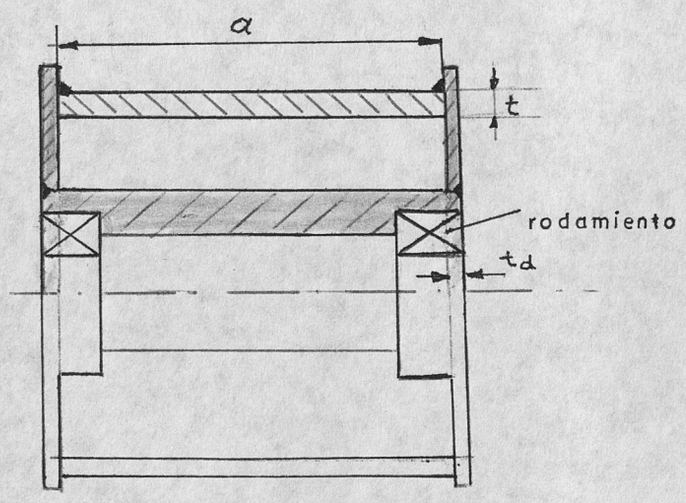


FIGURA 2.36.- SECCION DEL RODILLO TEMPLADOR

$$\sigma = \frac{0.75 \quad a^2}{t^2} \qquad (69)$$

$$\omega = \frac{F}{r \text{ (ancho de Banda)}}$$

Cada banda tiene 1.25 cm. de ancho

$$\omega = \frac{1\ 6}{4.7\ (2.5)} \quad Kgf$$



BIBLIOTECA

$$\omega = 1.36 \text{ Kgf/cm}^2$$

Por otro lado esta referencia del libro citado determina:

$$\omega_c = \rho\ r\ t\ n^2 \qquad (70)$$

Donde:

$$\rho = 7.7 \times 10^{-3} \text{ Kgf/cm}^3 \quad \text{(para el acero)}$$

$$\omega_c = 5.24\ t$$

luego $$\sigma_p = \frac{0.75 \times (5.24\ t)\ (5.4)^2}{t^2}$$

el esfuerzo σ_ρ es el permisible es decir

$$\sigma_\rho = \frac{S_y}{n}$$

Para el material de acero de bajo carbono (plancha) y factor de seguridad n = 3.

$$\sigma_\rho = 845.33 \text{ Kgf/cm}^2$$

de lo cual t = 0.16 cm.

valor mínimo para el anillo periférico; reiteramos que $\omega_c > \omega$

t_d se calculará a partir de la deflexión lateral de las paredes de apoyo: ; del mismo libro citado:

$$\Delta = \frac{(F_1 + F2)\ a\ (r)}{10\ \alpha\ E\ t^3_d} \qquad (71)$$

Donde:

F_1 y F_2 = tensiones de la banda 16 Kgf

E = módulo de elasticidad

r_n = radio de la manzana del rodillo

α y B = son factores dados por la Tabla VI, pág. 52-8 de la misma referencia de acuerdo al valor de $\frac{rh}{r} = \frac{1.8}{4.7} = 0.4$; $\alpha = 3.323$, $B = 2$

Δ = valor admisible 0.02 cm

Resultando:

$$td = 0.07 \text{ cm. (valor mínimo)}$$

introduciendo este valor en la fórmula del esfuerzo a que se somete el disco lateral.

$$\sigma = \frac{B\ (F_1 + F_2)\ a}{10\ r\ td^2}$$

σ = 750; luego el valor es admisible pues

$$< \sigma_p$$

2.7 CALCULO Y DISEÑO DEL BASTIDOR.-

Luego de confrontar un análisis estático y el dinámico en los términos de las vibraciones provocadas por los impactos de los desniveles del terreno, se establece que la consideración de las fuerzas del

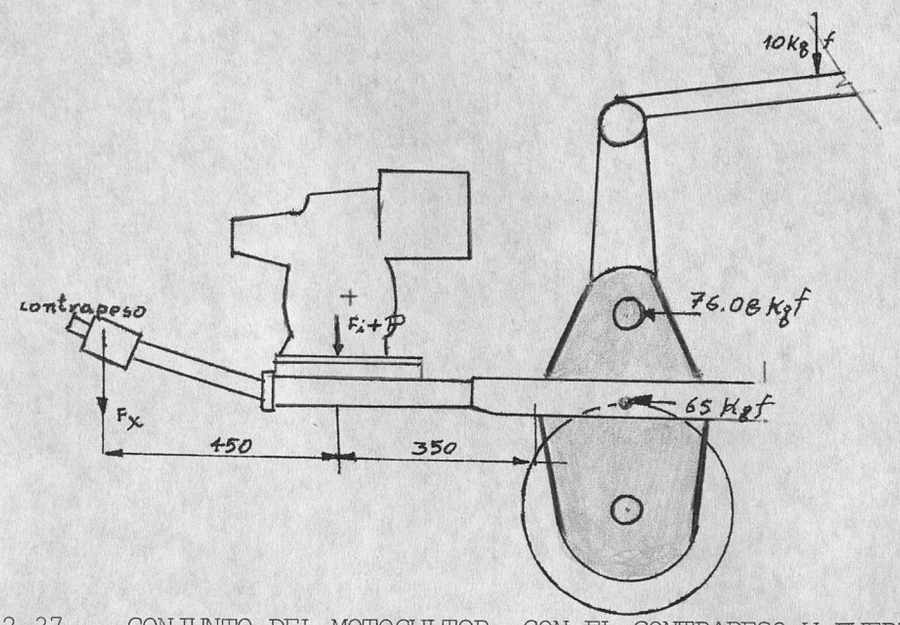
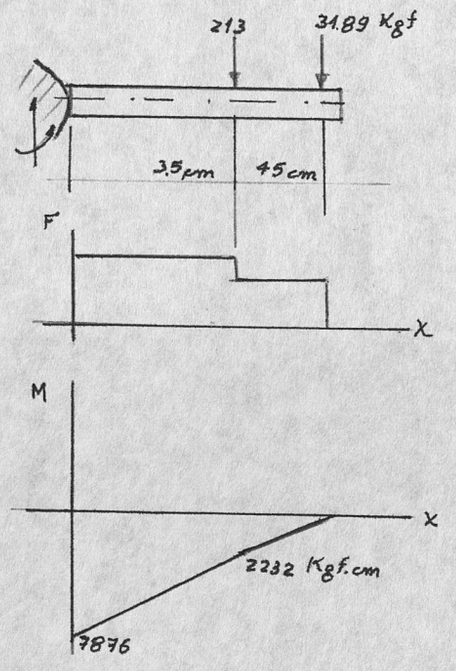


FIGURA 2.37.- CONJUNTO DEL MOTOCULTOR, CON EL CONTRAPESO Y FUERZAS



DIAGRAMAS : FUERZA CORTANTE Y
MOMENTO FLECTOR.

motor, fuerzas internas, ocasionadas por las embola das del pistón son las determinantes para el dimensionamiento de la estructura del bastidor.

Esta consideración con un factor de seguridad sobre 3, abarca las condicones dinámicas, debido a que las fuerzas de la presión interna del motor no se manifiestan en el funcionamiento del motor, normal, pero si en el arranque y en la parada de éste; por la acción o no de fuerzas inerciales .

La Fig. 2.37señala la distribución de fuerzas y las distancias respectivas.

La fuerza de la embolada del motor, por el catálogo del fabricante es:

$$Fi = 183 \text{ Kgf}$$

Peso del motor más la estructura

$$P = 30 \text{ Kgf}$$

Peso del contrapeso

$$F_x = 31.89 \text{ Kgf}$$

El diagrama de momento flector advierte el valor del M crítico:

$$M = 7876 \text{ Kgf. cm.}$$

el módulo de sección I/C. será para S_y = 3240.8 Kgf/cm^2 (tubo de "acero negro").

$$\frac{I}{C} = \frac{n\ M}{S_y}$$

$$\frac{I}{C} = \frac{4(7876)}{3240.9}$$

$$\frac{I}{C} = 9.7 \text{ cm}^3$$

que equivale a una sección cuadrada de 5 x 5 cm. de espesor 0.3 cm. (1/8 pulgadas).

2.8 CALCULO Y DISEÑO DEL CONTRAPESO.-

Este contrapeso resulta con un valor igual a 31.89 Kgf. Valor localizado para el caso de compensar las fuerzas determinadas por los pesos estructura-

les de la máquina y por las fuerzas resultantes del funcionamiento.

Este contrapeso tendrá que ser construido y montado de tal suerte que sus distancias sean variables con respecto al centro de equilibrio de momentos de la máquina, además que se considera la posibilidad de fácil desmontaje o la transferencia de carga a las ruedas, dependiendo del trabajo a efectuarse.

Accesorios como chavetas y los correspondientes chaveteros se han determinado en base a las tablas de manuales y se han corroborado con las consideraciones de esfuerzos cortante y de aplastamiento.

Mencionaremos finalmente, que las vibraciones por impactos en el transporte del motocultor se realizan con una frecuencia mucho menor a la frecuencia de rotación del eje motor, y que, la frecuencia natural de las partes criticas del conjunto, es decir aquellas en voladizo, se han comprobado y presentan valores muy diferentes a la frecuencia del motor, lo que desvirtúa problemas de resonancia. El motor trabaja sobre los 2000 RPM, y esta será velocidad constante de trabajo, por lo que en caso de frecuen

cias naturales de partes, menores a este valor (bastante menores) el paso de la velocidad del motor es rápido por dicho punto de velocidad crítica. Además este paso se realiza con el motocultor en reposo por lo que superposiciones se evitan con respecto a los impactos.

CAPITULO III

CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO

3.1 SELECCION DE MATERIALES Y SUMINISTROS.-

La selección de estos materiales se facilita en la medida que la normalización de medidas corresponda a las existentes en el mercado com mayor frecuencia. No obstante de ser éste, el trabajo de construcción de un prototipo, aspirando a cumplir los objetivos que se persiguen con esta propuesta tecnológica alternativa, se ha puesto énfasis en el tratamiento de selección de materiales y suministros que cumpla con las consideraciones elementales que supone ya una producción en serie. Aspecto que confronta los siguientes factores:

Peso:

El material se selecciona para que cumpla con el requerimiento del peso de diseño. Peso real que en realidad resulta menor a los 70 Kgs.

Cargas Mecánicas:

Consideraciones como resistencia a la torsión, flexión, impacto, fricción, etc., fueron incluídas como directores de los criterios de diseño.

Costo:

La vida útil satisfactoria de la máquina corresponderá a un costo no tan oneroso de su adquisición. Esta situación busca la correspondencia con una selección de material que tome en cuenta:

- las condiciones mecánicas
- la obsolescencia
- tamaño de la máquina
- daño accidental
- cambios de metodología de la utilización de la máquina.
- daño por desgaste
- la corrosión.

COMPONENTE		MATERIAL
Motor:	Polea Motor	Fundición Diám. 3 1/2" tipo "2A".

Banda	De caucho, tipo A-64
Base del Motor	Angulo de acero 0.18C

Caja de Transmisión:

Caja y tapa	Plancha de acero
Bridas y portarodamientos.	Acero 1020 y/o transmisión
Rodamientos	6008 2 RS 6203 2 RS (rígidos de bolas)
Catalinas y Cadenas	Acero prefabricadas: Paso 25 mm. 40 B 10, 40B 50 Paso: 75mm 60 B 10, 60 B 30
Ejes superiores	Acero CEAX 047, SAE 1045
Retenedores	Normalizados
Poleas	Fundición diám. 12" tipo 2A Diám. 3 1/2" tipo A
Eje inferior	Exagonal diámetro 25 mm entre caras. Acero BOHLER VCL 140, SAE 4140.

Bastidor: Tubo cuadrado de acero 0.18 C. (50mm x 50mm) y planchas de 3 mm de acero 0.2 C.

Sistema del embrague:

Rodillo templador	Plancha acero 0.18C, 5 mm y tubo diám. ext. 100 mm. e = 3mm.
Ejes	Acero SAE 1045
Rodamientos	6201 2RS (rigidos de bolas)

Barra del rodillo	Platina de acero 0.2 C e = 8 mm.
Horquilla de soporte	Platina de acero 0.2 C e = 1.6mm.
Brazo de accionamiento.	Platina 3 x 24 mm, acero 0.2 C.
Resorte	Acero 0.6 - 0.9 C, revenido, calibre 12.
Varilla de mando	Acero de transmisión
Tubo guía de la varilla.	Tubo comercial, diám. 12
Manila de mando	Acero transmisión
Soporte de manilla	Platina acero 0.2 C

BIBLIOTECA

Conjunto de la dirección

Tubo de sujección de la barra del timón y timón.	Acero comercial, cédula 40 extra, ρ = 4 mm (espesor)

Rueda de jaula:

Eje central de rayos	Tubo de vapor reforzado de acero.
Rayos	Varillas de acero 1045
Anillo, refuerzo	Platina acero 0.18 C
Platinas periféricas	3 x 50 mm. acero 0,18 C.

3.2 CRITERIOS USADOS PARA LA CONSTRUCCION.-

La consideración constante de que la presente propuesta tecnológica va dirigida a los talleres artesanales, aspirando que su participación en el mantenimiento y construcción de esta máquina se logre teniendo en cuenta las limitaciones económicas como sector productivo más descapitalizado, determina formas y

métodos de construcción con exigencias tales que permitan esta participación del sector mencionado. Teniendo en cuenta lo siguiente:

- La infraestructura de construcción, viene dada por maquinaria básica de un taller mecánico: soldadora eléctrica, tornillo de banco, taladro de columna único, torno horizontal, herramientas e instrumentos elementales. Por otra parte el proyecto permite la utilización simultánea para la construcción del Proyecto,de los diferentes talleres del sector pequeño industrial local, centralizándose en todo caso una unidad de montaje que cuente con la herramienta básica manual.

- La mecanización de piezas de maquinaria agrícola dentro de los sistemas de tolerancias, están incluídas en los grados de menor calidad -en el sistema ISA de 1 a 16, corresponde al 12, 13, 14, 15 y 16-. Lo cual significa que la precisión de ajustes que encarecen una producción no tiene el carácter de imperativo de otras construcciones. Esta hegemonía de asientos holgados es explicable por otro lado pues en el ámbito de construcción de piezas de maquinaria agrícola se deben considerar los agentes atmosféricos, dilatación, el agua, la su-

ciedad a la que se exponen las piezas.

- El sobredimensionamiento de los cordones de soldadura de las "planchas negras" de acero permiten la aplicación de recursos humanos de no tan alta calificación, sino de soldadores de mediana experiencia capaces de ejecutar un proceso de soldadura confiable previa la sola inspección visual.

3.3 DESCRIPCION DE LAS OPERACIONES REALIZADAS.-

Previo al suministro íntegro del material se realizaron para cada componente del motocultor las siguientes operaciones.

Destacando que las mismas no se dieron simultáneamente sino en secuencia, de tal suerte que la experiencia de su fabricación con un seguimiento estricto y total permita concluir y recomendar métodos más adelante.

CAJA:

- Elaboración de plantillas
- Cortado de planchas con cizalla
- Doblado en frío con martillo y tornillo de banco

- Soldada
- Taladrado de tapa y caja
- Machuelado de la caja
- Fijación de anillos por soldadura

CONJUNTO DE TRANSMISION:

- Torneado de ejes
- Montaje de catalinas
- Torneado de bridas portarodamientos
- Taladrado de estas bridas
- Machuelado de los anillos soldados a la caja

BASTIDOR:

- Cortado de tubo cuadrado con sierra alternativa
- Cortado de planchas con cizalla
- Doblado de filos con dobladora de planchas
- Taladrado de planchas
- Soldada de placas al tubo

TIMON:

- Cortado de tubos con sierra manual y la alternativa eléctrica.
- Curvada del timón

- Fijación con soldadura de soporte del timón

RUEDAS:

- Conformación del eje de la rueda con llama oxiacetilénica.
- Oxicorta de anillos laterales de las ruedas
- Cortado de platinas exteriores con cizalla
- Cortado de varillas para los rayos con sierra manual.
- Doblado de varillas para los rayos: con martillo y el uso del tornillo de banco.
- Acabado en torno de los anillos a la medida deseada
- Punteada y soldada de la rueda

CONTRAPESO:

Fundición de bloque al peso exigido

3.4 DETERMINACION DE COSTOS.-

Basados en el dimensionamiento del material requerido, los costos son los siguientes:

DENOMINACION	CANTIDAD	COSTO DEL MATERIAL/UNITARIO HASTA DICIEMBRE 1985	
Planchas negras			
3 mm	A=0.161 m2	S/.	220,oo
5 mm	0.186	"	350,oo
6 mm	0.003	"	10,oo
17 mm	0.003	"	30,oo
Platinas			
3 x 25	L=750 mm	S/.	60,oo
3 x 37	l=109 mm	"	30,oo
3 x 19	402	"	20,oo
3 x 50	7320	"	550,oo
5 x 19	402	"	100,oo
5 x 25	350	"	40,oo
5 x 37	445	"	40,oo
6 x 25	2616	"	230,oo
6 x 19	300	"	40,oo
8 x 37	305	"	65,oo
Angulos			
5 x 25	1600	"	100,oo
3 x 25	114	"	30,oo
Tubos redondos			
Diámetro 6	1000 mm	S/.	100,oo
Nominal 12,5 mm	750	"	100,oo
25	1500	"	260,oo
37	153	"	50,oo
63	52	"	50,oo
75	54	"	60,oo
19	1000	"	200,oo
60	60	"	60,oo
90	36	"	70,oo
Tubo cuadrado			
50 x 50 mm	500 mm	"	180,oo
Acero para ejes			
Diámetro 10	2700 mm	S/.	350,oo
18	600	"	286,oo

- El conjunto del embrague: manilla, varillas de mando, brazos del templador, rodillo templador previo el montaje de rodamientos.
- Soporte del timón y conjunto del timón

Los ensambles de subconjuntos:

- El soporte del timón ensambla en la caja de transmisión.
- El timón acopla con el conjunto del embrague
- El bastidor acopla al conjunto
- Las ruedas igualmente

El motor completa el conjunto

Con miras a realizar las primeras pruebas de campo, la máquina se prepara con acabados de pintura anticorrosiva y con los acabados requeridos luego de una prueba rigurosa sobre el pavimento: reajuste de pernos, graduación de alturas de trabajo, templador, etc.

Las figuras 3.1 a 3.7 son tomas de las partes del Motocultor, también del Montaje y de las vistas de Conjunto General.

22	500	S/.	359,oo
25	100	"	100,oo
28	260	"	300,oo
38	600	"	1.278,oo
50	176	"	650,oo

Acero eje exagonal

25 mm entre caras	700 mm	S/.	951,86
Bronce d = 300 mm	60	"	100,oo
Poleas d = 303 mm	1	"	11.000,oo
87	1	"	3.600,oo

Catalinas

Dientes 10 y 50	2 catalinas	"	865,oo
Paso 12.5 mm		"	3.865,oo
Dientes 10 y 30	2 catalinas	"	2.000,oo
Paso 19 mm		"	4.000,oo

Cadenas

Paso 12.5 mm	2000 mm	"	5.460,oo
Paso 19	2000 mm	"	6.000,oo

Rodamientos

6008	2RS	2 rod.	"	1.800,oo
6202	2RS	2 rod.	"	1.200,oo
6201	2RS	2	"	1.100,oo

Bandas	A6	2	"	2.000,oo
Pernos			"	2.000,oo
Soldadura	20 libras		"	2.400,oo

Total	S/.55.100,oo
Motor 3cv	80.000,oo
4 hombres,80hr	40.000,oo
T O T A L	S/175.100,oo
	==========

éste, costo que es la producción de la unidad de un proceso en serie. El costo de la unidad como proyecto de investigación en realidad es superior, pues el planchaje y material en general no se compra fraccionado. Sin embargo y anotando que es el costo del motor lo que encarece la máquina en mayor proporción, una producción en serie, conlleva adquisición en condiciones más ventajosas del motor y del material en general, cuyos costos expuestos no incluyen esta ventaja. Debe de sumarse además, las ventajas que darían medidas gubernamentales que signifiquen protecciones estatales al sector referido, circunstancia que mencionamos en la Introducción.

3.5 MONTAJE Y ACABADOS.-

La unidad de montaje equipada con una herramienta manual básica es el sitio donde el ensamble de partes, previa la revisión de ajustes, tiene lugar.

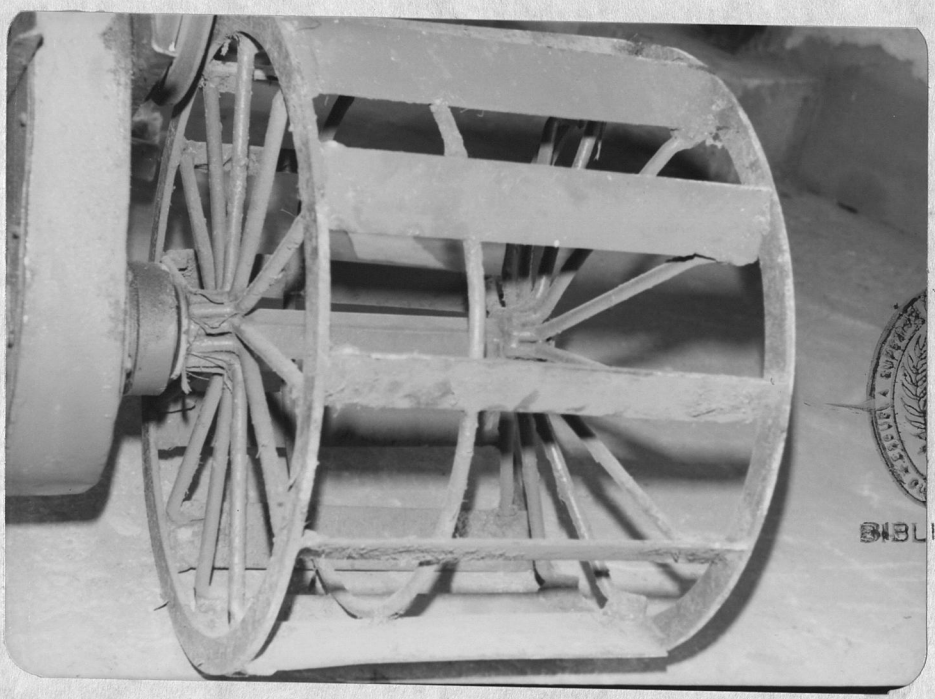
Los subconjuntos que individualmente se ensamblan son:

- La caja de transmisión: montaje de ejes, rodamientos , tapas empernadas, empaquetaduras y tapa de la caja empernada.



BIBLIOTECA

FIGURA 3.1.- VISTA EN CONJUNTO DEL MOTOCULTOR, PREVIA UNA PRUEBA SIN CARGA, JARDINES DE LA ESPOL.



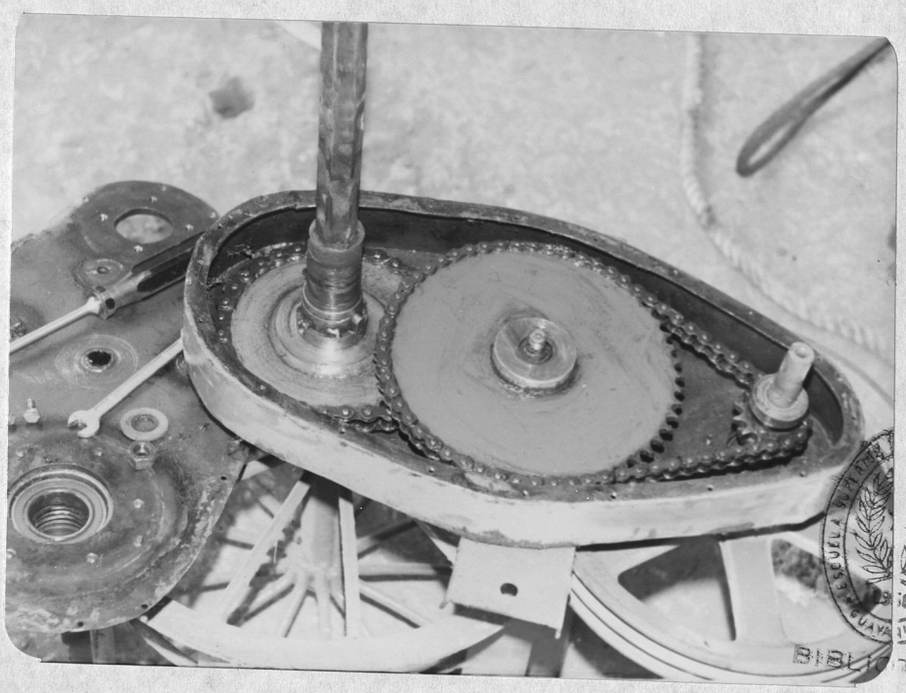
BIBLIOTECA

FIGURA 3.2.- CONSTITUCION DE LA RUEDA DENOMINADA JAULA METALICA.

BIBLIOTECA



FIGURA 3.3.- SUBCONJUNTO: BARRA DE MANDO, SOPORTE, TIMON Y MECANISMO DE EMBRAGUE-TEMPLADOR.



BIBLIOTECA

FIGURA 3.4.- MONTAJE DE LA CAJA DE TRANSMISION

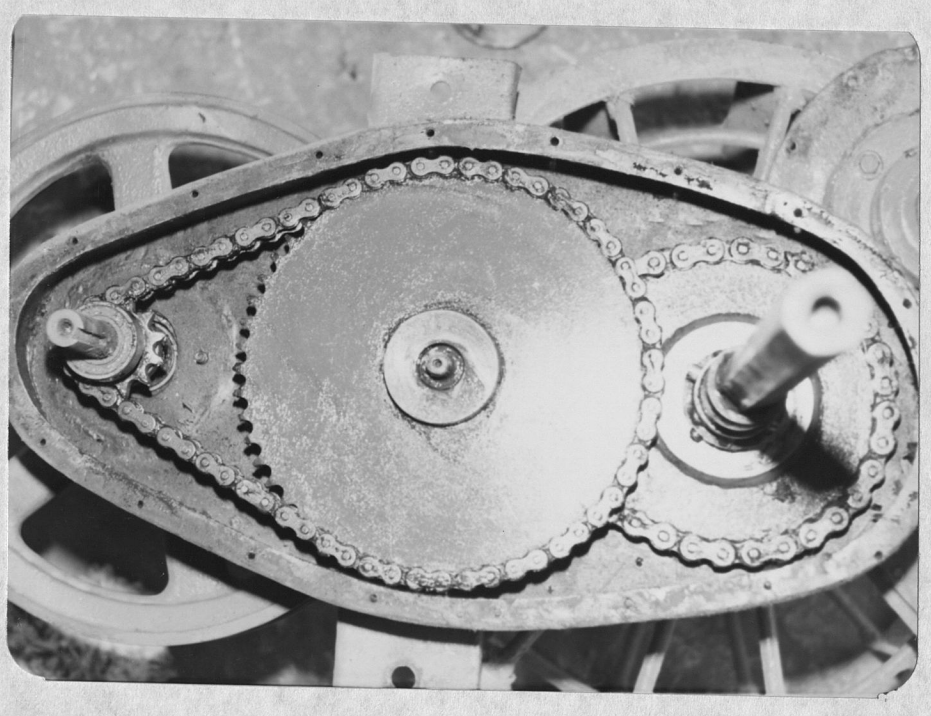


FIGURA 3.5.- CONJUNTO DE TRANSMISION DE LA CAJA



FIGURA 3.6.- CIERRE DE LA CAJA DE TRANSMISION, DURANTE EL MONTAJE.

CAPITULO IV

PRUEBAS

4.1 PRUEBAS DE LABORATORIO PARA CARGAS ESTATICA.-

Realizado el montaje total de las partes de la máquina se procede a realizar las primeras pruebas en laboratorio empezando con la de estabilidad.

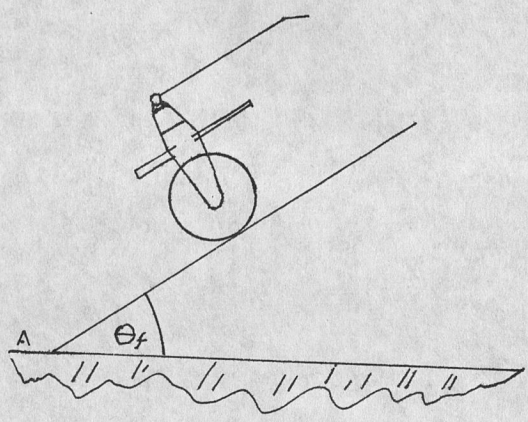
Con el motor encendido en un caso y apagado en otro, se va inclinando la máquina para determinar la máxima estabilidad a través de la medición de su ángulo de inclinación respectivo.

La inclinación del plano será para estabilidad lateral y frontal.

En el caso A de la Fig. 4.1 tenemos:

La inclinación frontal

$$\theta_f = 49°\text{(motor apagado)}$$



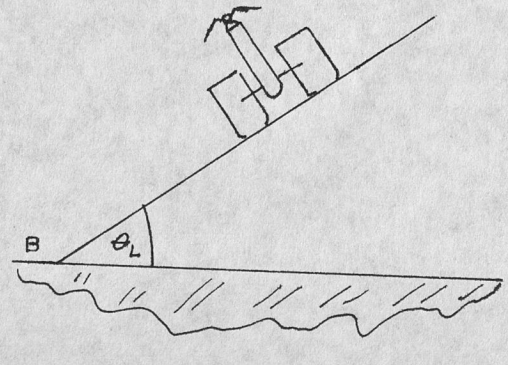


FIGURA 4.1.- INCLINACION FRONTAL (CASO A).
INCLINACION LATERAL (CASO B).

θ_f = 30° (motor encendido)

La inclinación lateral

θ_L = 60° (motor apagado)

θ_L = 43° (encendido

4.1.1 Fuerza de tiro.-

La Fig. 4.2 indica esta prueba, consistente en medir la máxima fuerza que proporciona la tracción de las ruedas.

$f_{máx.}$ = 200 Kgf

4.1.2 Fuerza de patinaje.-

El dinamómetro, como consta en la Fig. 4.3 se coloca directamente sobre el cuerpo de la caja. La fuerza de patinaje sobre el pavimento se detecta en el dinamómetro en el instante en que las ruedas rotan en el propio terreno, esta fuerza es:

F = 40 Kgf

4.1.3 Velocidad de trabajo y en vacío.-

En esta parte es conveniente definir un factor llamado de resbalamiento σ_v. Y definido como la relación en porcentaje:

$$\sigma_v = \frac{V'_o - V_1}{V'_o} \times 100$$

donde:

V'_o = es la velocidad teórica sin carga

V'_1 = es la velocidad real en el pavimento

Luego:

$$\sigma_v = \frac{1.41 \text{ m/seg} - 1 \text{ m/seg}}{141 \text{ m/seg}} \times 100$$

σ_v = 0.3% de resbalamiento sobre el pavimento.

En laboreo la velocidad puede ser menor pero en cambio el resbalamiento disminuye, puesto que la deformación del terreno permite que los efectos de rodadura aumenten.

La curva resbalamiento y coeficiente de tracción x será como consta en el gráfico de la Fig. 4.4. Definiéndose a:

$$x = \frac{\text{Fuerza de tracción}}{\text{Fuerza normal (peso)}}$$

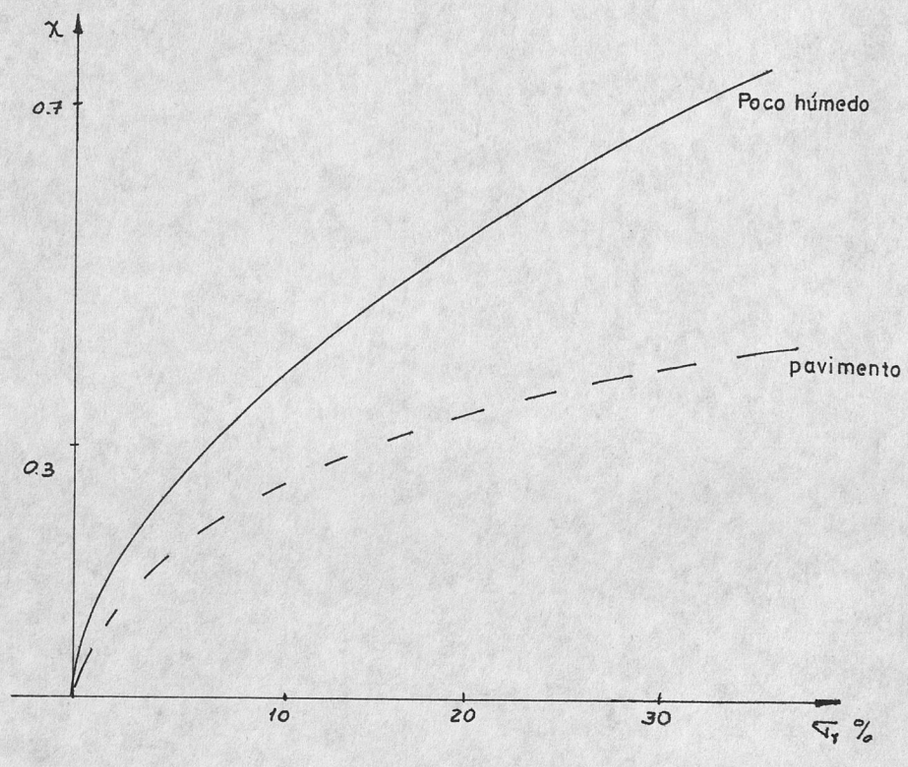


FIGURA 4.4.- CURVA DE RESBALAMIENTO -ref. 1-

4.2 PRUEBAS DE CAMPO PARA CARGAS DINAMICAS EN DIFERENTES SUELOS Y CON DIFERENTES ACCESORIOS.-

La Tabla X, indica los resultados de las pruebas realizadas, conjuntamente con las tomas fotográficas constantes.

En algunos casos por falta de herramentales se simularon las pruebas.



TABLA IX

PRUEBAS Y RESULTADOS

PRUEBAS-LABORATORIO	Fuerza Kgf	Velocidad m/seg	Superfic. has.	Tiempo seg
Fuerza de Tiro (máxima)	200			
Fuerza de Patinaje	40			
Velocidad de trabajo (Máxima)		1		
Velocidad en vacío (Máxima)		1.41		
Pruebas de Campo				
Fuerza de Tiro	165			
Fuerza de Patinaje s. poco húmedo/plástico	80/20			
Velocidad de trabajo		0.74		
Velocidad sin carga		0.84		
Rendimiento portando el cabezal segador de arroz		0.74	2.3	3600x8
Pisoteando el terreno		0.7	1	3600x4

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

FIGURA 4.2.- PRUEBA DE LABORATORIO: FUERZA TIRO. MEDIDA TOMADA DE LA TRACCION DE LAS RUEDAS.



FIGURA 4.3.- PRUEBA DE LABORATORIO: FUERZA DE PATINAJE. MEDIDA TOMADA APLICANDO EL DINAMOMETRO AL BASTIDOR.



FIGURA 4.4.- PRUEBA DE CAMPO: EL MOTOCULTOR PREVIO A LA TOMA DE MEDIDAS.



1958 GUAYAQUIL
LIOTECA

FIGURA 4.5.- PRUEBA DE CAMPO: FUERZA DE TIRO EN TERRENO PLASTICO. EXPERIENCIA REALIZADA EN DAULE, HDA. EL ROSARIO.



FIGURA 4.6.- PRUEBA DE CAMPO: COMPORTAMIENTO EN LABOR DE FANGUEO. (HDA. EL ROSARIO DAULE).

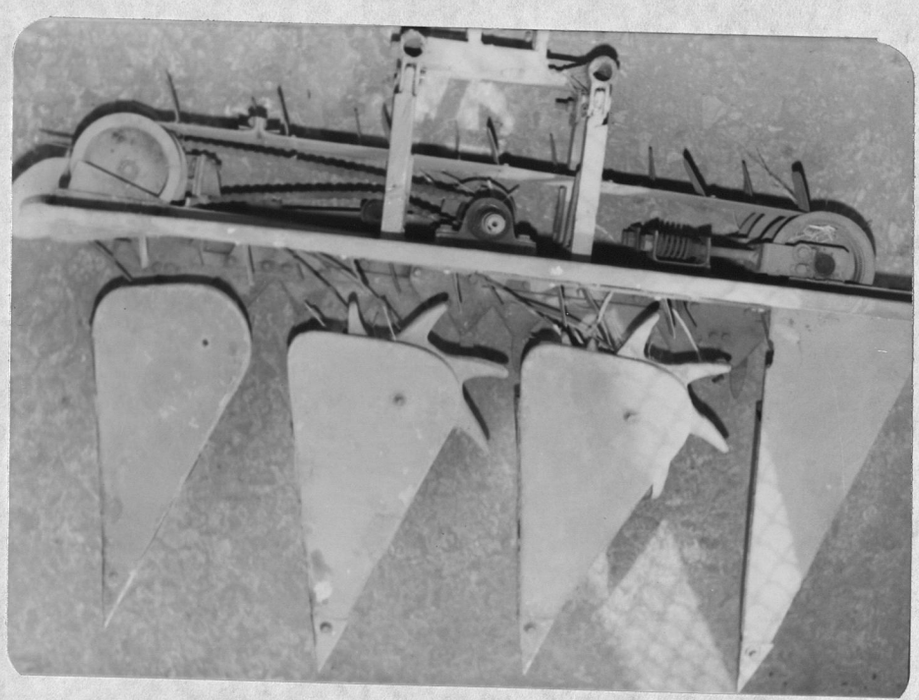


FIGURA 4.7.- CABEZAL SEGADOR DE ARROZ. HERRAMENTAL QUE SE ACOPLARA AL MOTOCULTOR.

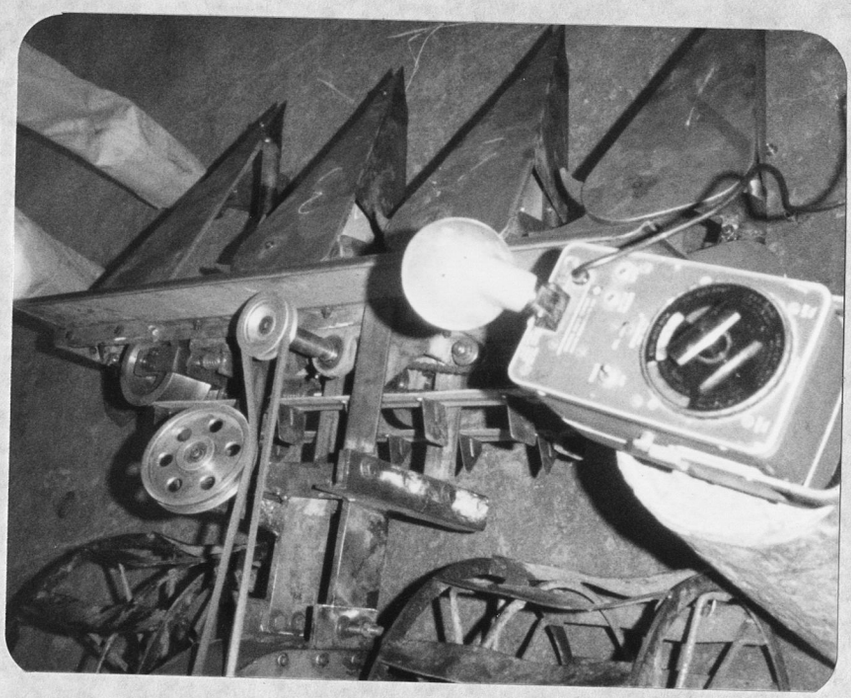


FIGURA 4.8.- VERIFICACION DE VELOCIDADES QUE ASEGUREN LA SINCRONIZACION DEL CONJUNTO MOTOCULTOR-CABEZAL SEGADOR EN EL PROCESO DE CORTE DE ARROZ. LUZ ESTROBOSCOPICA Y TACOMETROS DEL LABORATORIO DE SOLIDOS ESPOL.



FIGURA 4.9.- CONJUNTO MOTOCULTOR-CABEZAL SEGADOR MONTADO.



FIGURA 4.10.- LABOR DE SEGADO DE ARROZ EN EL CENTRO EXPERIMENTAL DE LA HDA. EL ROSARIO.



FIGURA 4.11.- AJUSTES DEL MOTOR PARA CONTINUAR LA FAENA DE SEGADO. TRABAJO CONJUNTO CON MIEMBROS DEL TALLER MECANICO DE LA ESPOL.



FIGURA 4.12.- SIMULACION DE LABOR DE NIVELACION CON PLANCHA DE MADERA. DINAMOMETRO QUE DETECTA LAS FUERZAS DEL TRABAJO.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Los objetivos planteados en la Introducción de esta Tesis se cumplirán no por lo que en este apartado del temario puede decirse, sino por el alcance real y la acogida satisfactoria que tengan en el sector hacia el cual va dirigido esta propuesta tecnológica. Y no ahora fundamentalmente cuando se trata de un primer intento en este tipo de máquina, sino cuando la oferta sea parte de una reproducción en serie y todo un sector productivo esté involucrado. Sin embargo, la responsabilidad de impulsar esta primera pauta de un trabajo que se pretende sea de valiosas perspectivas, nos lleva a concluir a través de una evaluación crítica, cuán certera es la alternativa por los resultados prácticos y la parte económica de inversión.

RESPECTO DE LA LABOR PODEMOS DECIR:

En el rango de potencia que ocupa el trabajo del Motocultor especialmente para las labores que comprendan interacción directa de la máquina con fuerzas de corte, deslizamiento, involucrando fricción, cohesión y adhesión, tales como el arar, otro trabajo para alzar y en menor grado la

nivelación, es necesario limitar el uso del motocultor a los requerimientos establecidos para el cálculo de potencia, en cuanto a las condiciones de laboreo proyectadas: profundidad de labor, tipo de suelo, etc.

El trabajo de segar arroz, prueba realizada con más énfasis por las razones expuestas anteriormente, se realizó con mayor notoriedad en virtud de la suficiencia de potencia concedida por el motocultor para esta labor. Aquí es importante mencionar lo versátil que resulta la máquina para adaptarse al tipo de terreno sin menoscabo de la eficiencia. El par de ruedas de Jaula por la constitución seleccionada, permiten un transporte aceptable en terreno seco y aseguran la flotación en terreno húmedo, con resbalamiento mínimo, haciendo posible por otra parte el mantenimiento de una velocidad constante de trabajo -avance-. En esta labor se llega a cortar 2.3 hectáreas en 8 horas a velocidad de 2.5 Km/h.

RESPECTO DE LA MANIOBRALIDAD EN OPERACION.-

La facilidad de maniobra se mantiene en labores que requieren menos potencia. Y se complica así mismo en labores que demanda más tracción para el herramental. No obstante esta complicación, la maniobra se encuadra en lo proyectado como requerimientos y condiciones establecidas en el Capítulo II.

Lo propicio que resulta la máquina para terrenos accidentados o quebradizos en términos topográficos, es menester anotarlo. En pendientes de cerca a los 60°, experimentadas principalmente durante el transporte del motocultor a los centros de trabajo propiamente dicho, es decir por ejemplo al cruzar los camellones o muros de limitación del sembrío de arroz, la maniobra de la máquina y su estabilidad se mantenían.

SOBRE OTROS FACTORES:

Sólo la rigurosidad de las pruebas en términos climatéricos y de lapso de tiempo, pueden determinar garantías. Aunque esta premisa no es tan exigente por las limitaciones con que se realiza este trabajo, sobre la realización de las pruebas han surgido variantes como la del motor de diesel por el original de gasolina por ejemplo. Variante de ventajas obvias para proteger la funcionalidad de la máquina del temporal. Figura C.1.

El material usado en la construcción así mismo por la exposición a los azotes de la atmósfera, tendría que ser evaluado después de aquellas exigencias mencionadas en el párrafo anterior.

Sin embargo, como se mencionó anteriormente, cualquier

alternativa de materiales confronta costos que en la proyección de fabricación en serie del motocultor tiene que ser evaluada.

EN TERMINOS DE RECOMENDACIONES ANOTAREMOS:

Como se expresó, la extensión del servicio del motocultor va en concordancia con la cesión de potencia del motor y del diseño del conjunto. En este sentido se está implementando una optimización de nuestro motocultor paralelamente con un aumento de potencia y por consiguiente de tracción de trabajo, en una investigación que se inscribe en un convenio entre el Banco de Fomento, la ESPOL y el Consejo de Universidades y Escuelas Politécnicas. El objetivo de esta máquina será el de mantener en una unidad, el motocultor, la posibilidad de adaptar más herramentales, es decir ampliar las aplicaciones respecto de nuestro motocultor. Figura C.2.

Sobre esta recomendación, que es ya actuante, es imperativo señalar que factores tales como las condiciones del terreno y la propia maniobralidad de la máquina debe cuidarse que no perjudiquen la concepción -su funcionalidad- de un nuevo prototipo que por la exigencia de tener un campo más amplio de labores para realizar, por la dotación de más potencia, pueda resultar muy pesado y contraproducente su utilización en específicas labores que

no requieren tanta tracción. Para evitar esta circunstancia ha de cuidarse el mantenimiento de flotación de la máquina, su livianidad más que el área de sustentación.

La complicación de la maniobrabilidad puede evitarse si se incorpora a nuestro motocultor un sistema que inmovilice una rueda según sea la dirección -izquierda o derecha- para donde se quiera ir. Este sistema de embrague puede ir dentro de la caja de transmisión. Esta recomendación también es efectuada dentro del trabajo mencionado.

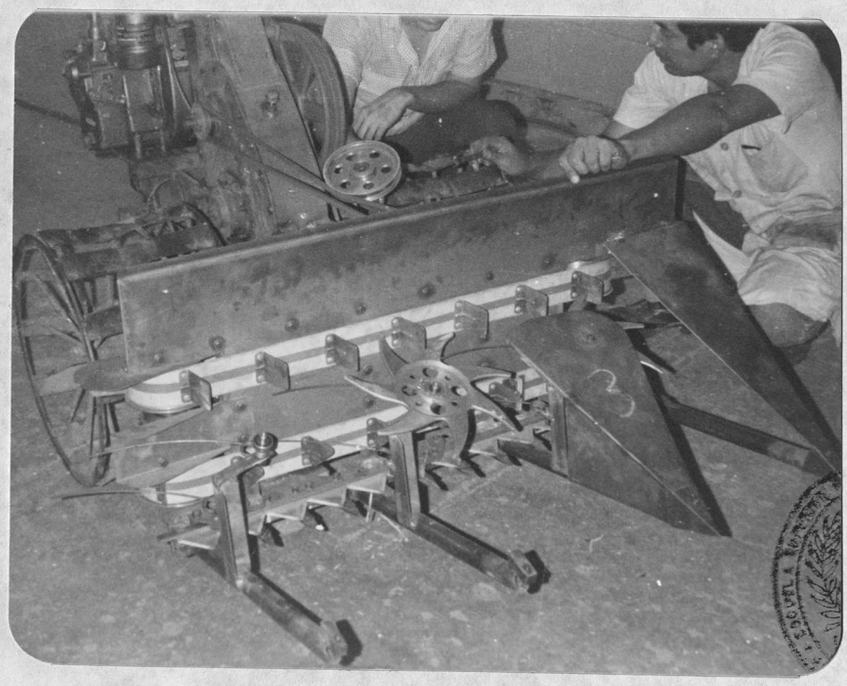
La versatilidad de la máquina puede mantenerse y superarse si se considera la fabricación de accesorios alternativos, como por ejemplo, pares de ruedas de jaula o neumáticos, de fácil montaje sobre el mismo eje y según el terreno en que se requiera utilizar el motocultor.

La incorporación de partes fundidas localmente, sea de materiales no ferrosos y hasta de acero -planteado en un trabajo de investigación de metalurgia en la ESPOL- permitiría integrar piezas que abaraten el costo de la máquina y a su vez la presencia de otro sector productivo a la construcción de estas alternativas.

A P E N D I C E



FIGURA C.1.- VARIANTE REALIZADO EN EL TIPO DEL MOTOR.



BIBLIOTECA

FIGURA C.2.- MOTOCULTOR OPTIMIZADO. TRABAJO DE INVESTIGACION ESPOL.

B I B L I O G R A F I A

1. JOHN E. ASHBURNER, BRIAN G. SIMS, "Función y Diseño del Tractor e implementos de labranza del suelo", 1978.

2. FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA, ESPOL, Manual de Catálogos para diseño de máquinas, Tomos I y II, 1982.

3. REXNORD R-80, Catálogo de transmisiones con cadenas, 1980.

4. JOSEPH EDWARD SHIGLEY, "Diseño en Ingeniería Mecánica, 1980.

5. LINCOLN (Manufacturas), Construcciones Soldadas, 1975.

6. E. POPOV, "INtroducción a la Mecánica de Sólidos", 1978.

7. ANDRE ANGLADETTE, "El Arroz", 1969

8. SKF, Catálogo de rodamientos, 1984

9. AISC (INSTITUTO AMERICANO DE CONSTRUCCIONES DEL ACERO), Manual.

10. Cátedra: DISEÑO DE MAQUINARIA, INGENIERIA MECANICA-ESPOL, Tabulación de esfuerzos manuales.

11. R.R. SLAYMAKER, "Análisis y Diseño de elementos de máquinas".

12. MIREYA CALDERI PIETRI, "El gran desafío tecnológico", Revista Visión Vol. 66 Nº 3, 1986.

13. MILTON JIJON SAAVEDRA, "Reforma Agraria: Transformación para una nueva vida en el campo", 1983.

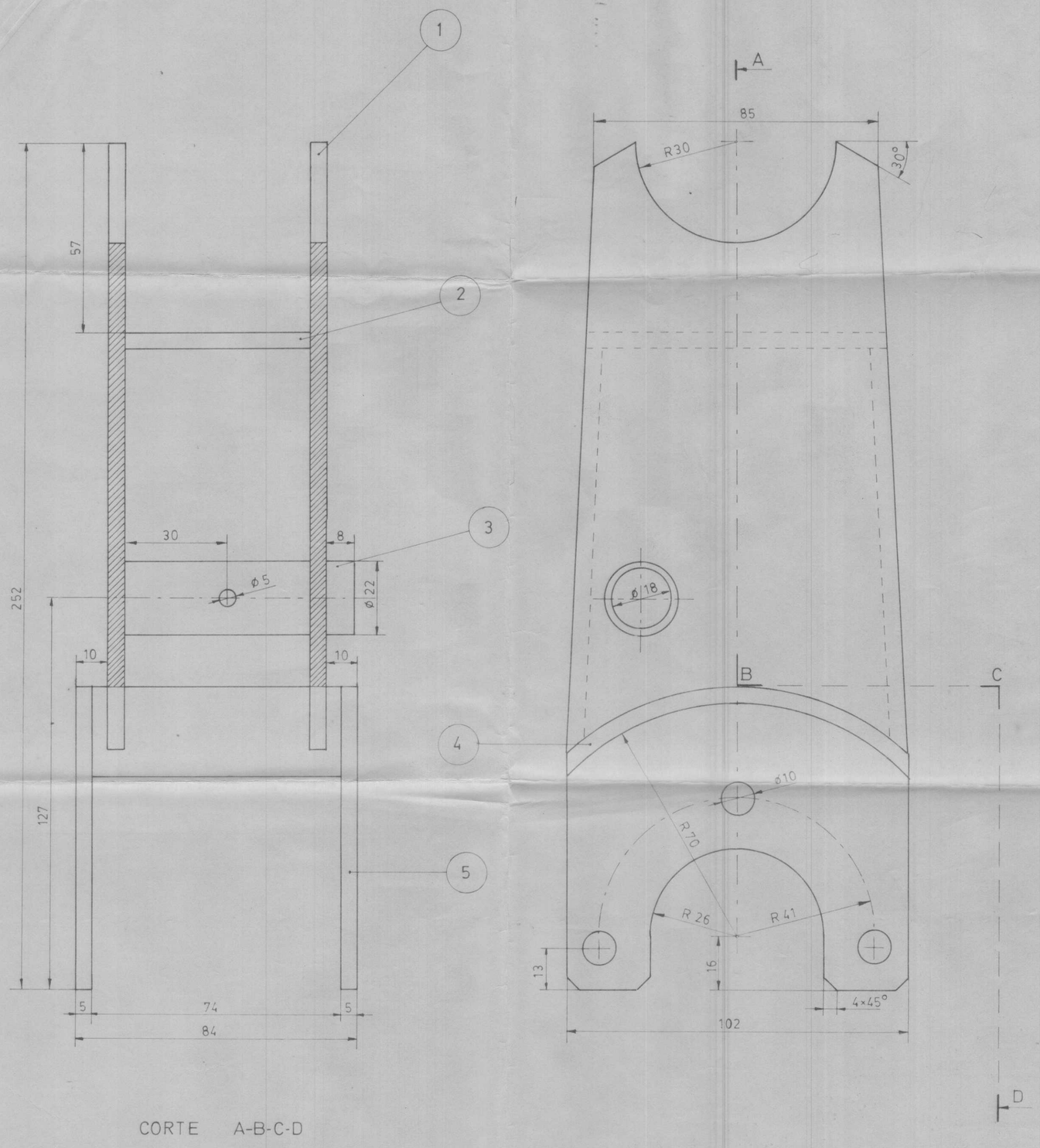
14. BANCO CENTRAL DEL ECUADOR, Anuarios de Importaciones, 1981, 1982, 1983, 1984.

15. UNIVERSIDAD DE GUAYAQUIL, FACULTAD DE AGRONOMIA, Mecánica Agrícola, 1980.

16. ING. MARCELO ESPINOSA LUNA, Mecanización Agrícola, Revista Tecnológica, ESPOL, 1983.

17. CASILLAS, Manual de Cálculos mecánicos

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA



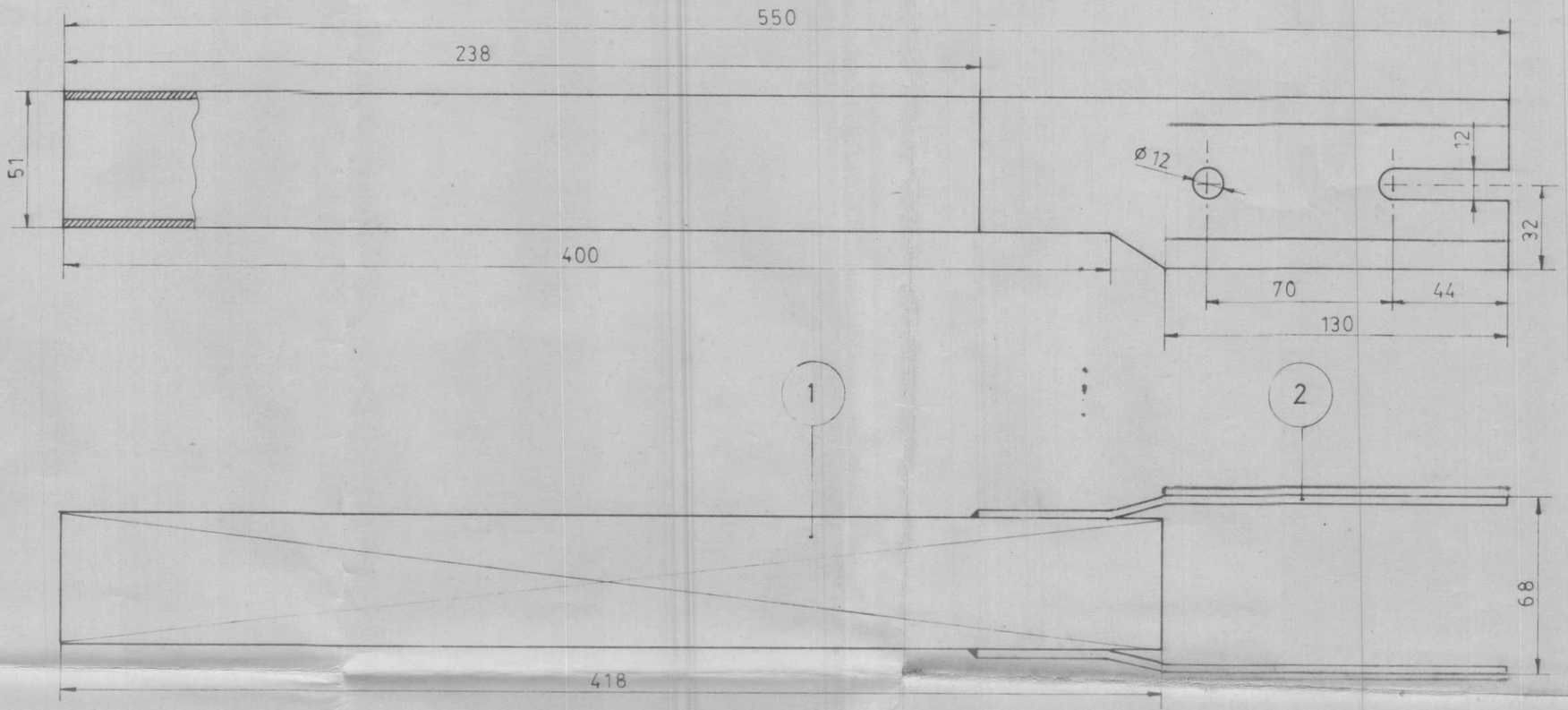
CORTE A-B-C-D

N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
5	PLACA LATERAL DE MONTURA	HIERRO NEGRO	Espesor 5mm	2
4	ASIENTO DEL SOPORTE	HIERRO NEGRO	Espesor 5mm	1
3	TUBO DE ACCIONAMIENTO DEL TEMPLADOR	HIERRO NEGRO	ø 22 mm	1
2	TRAVESAÑO	HIERRO NEGRO	Espesor 5mm	1
1	PLACA LATERAL	HIERRO NEGRO	Espesor 5mm	2

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:1	DIMENSIONES mm	FECHA 16-12-85
	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING. M. ESPINOSA
ESPOL	SOPORTE DEL TIMON	

BIBLIOTECA

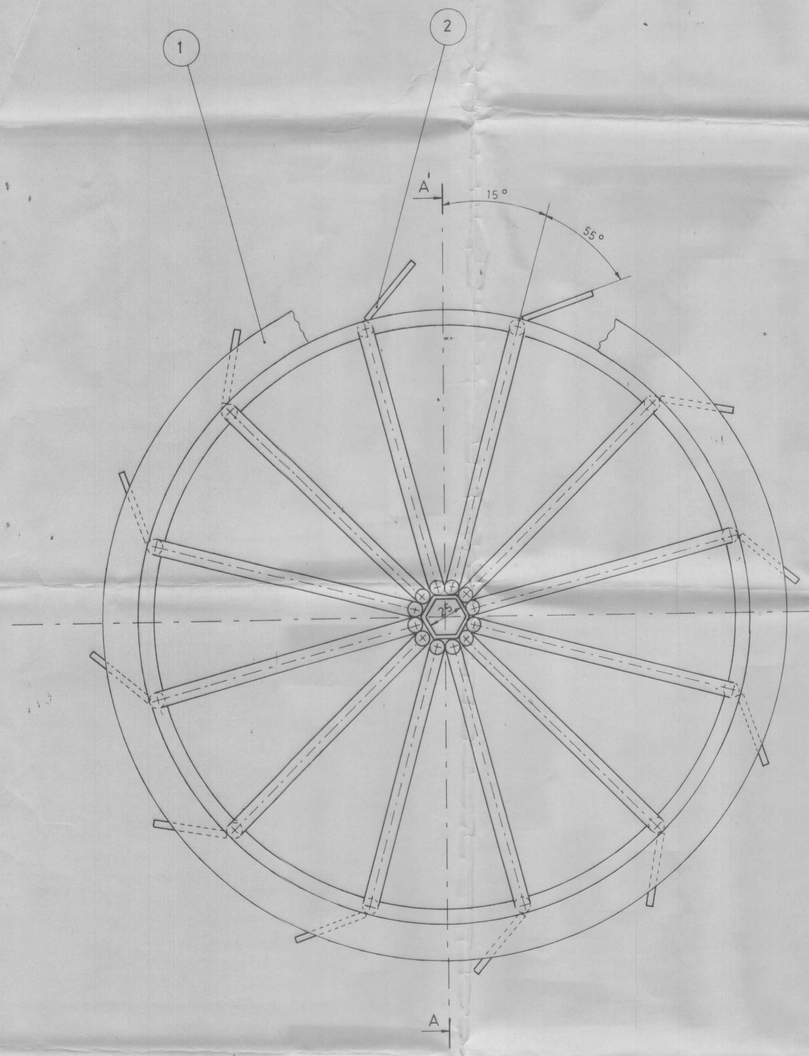


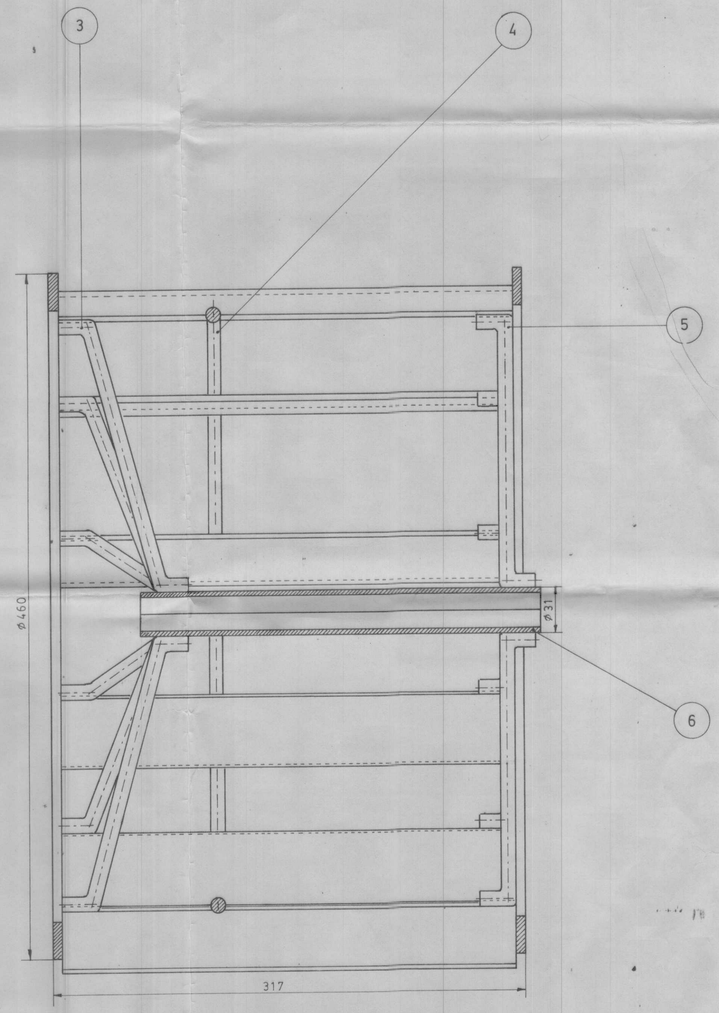
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1958
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
2	PLACA DE ACOPLE	G 10100	Espesor 3 mm	2
1	TUBO INTERNO	G 10100	Espesor 3 mm	1

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:2	DIMENSIONES mm	FECHA 20-11-85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING M ESPINOSA
	BASE DEL MOTOR	





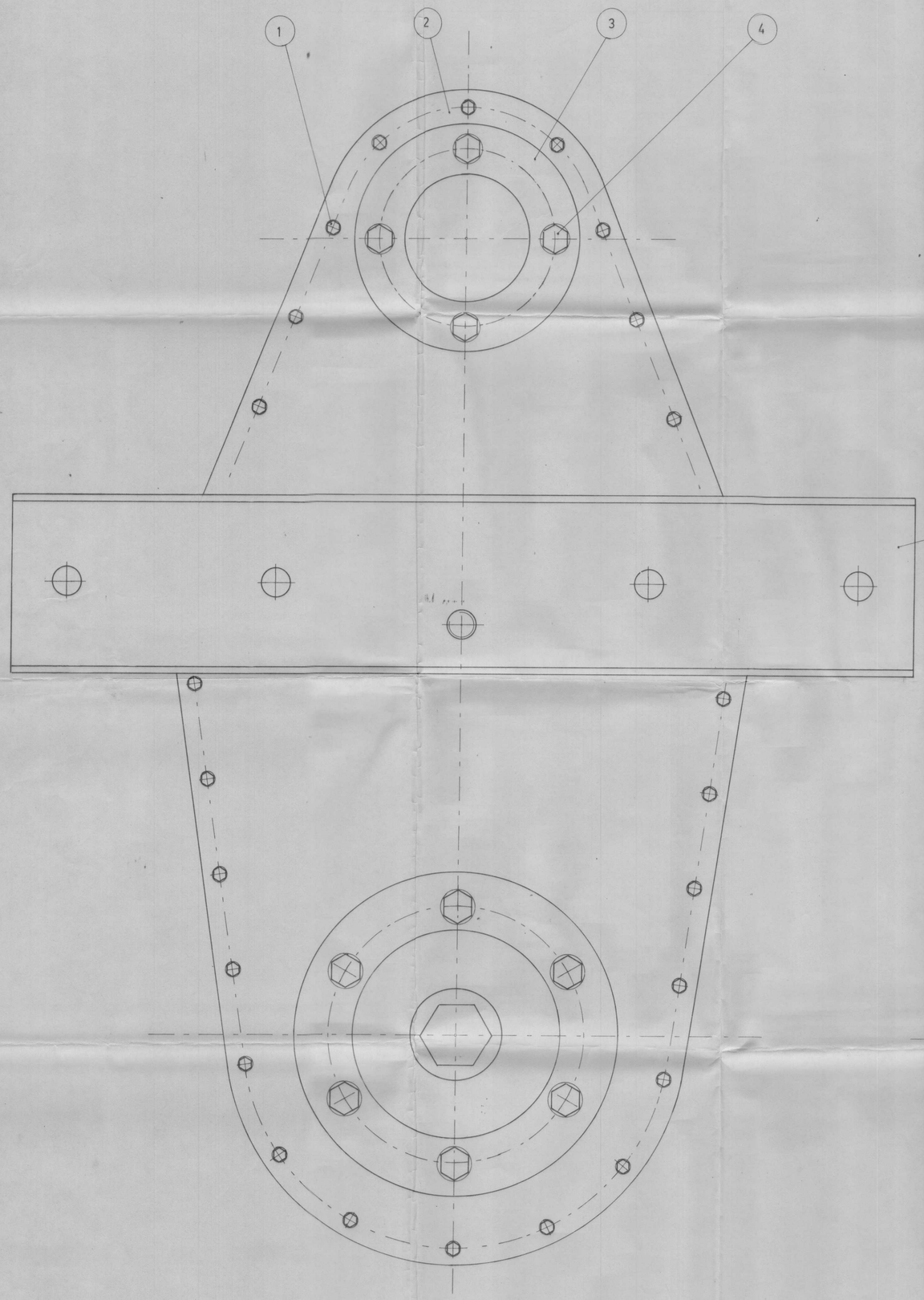
CORTE A-A'

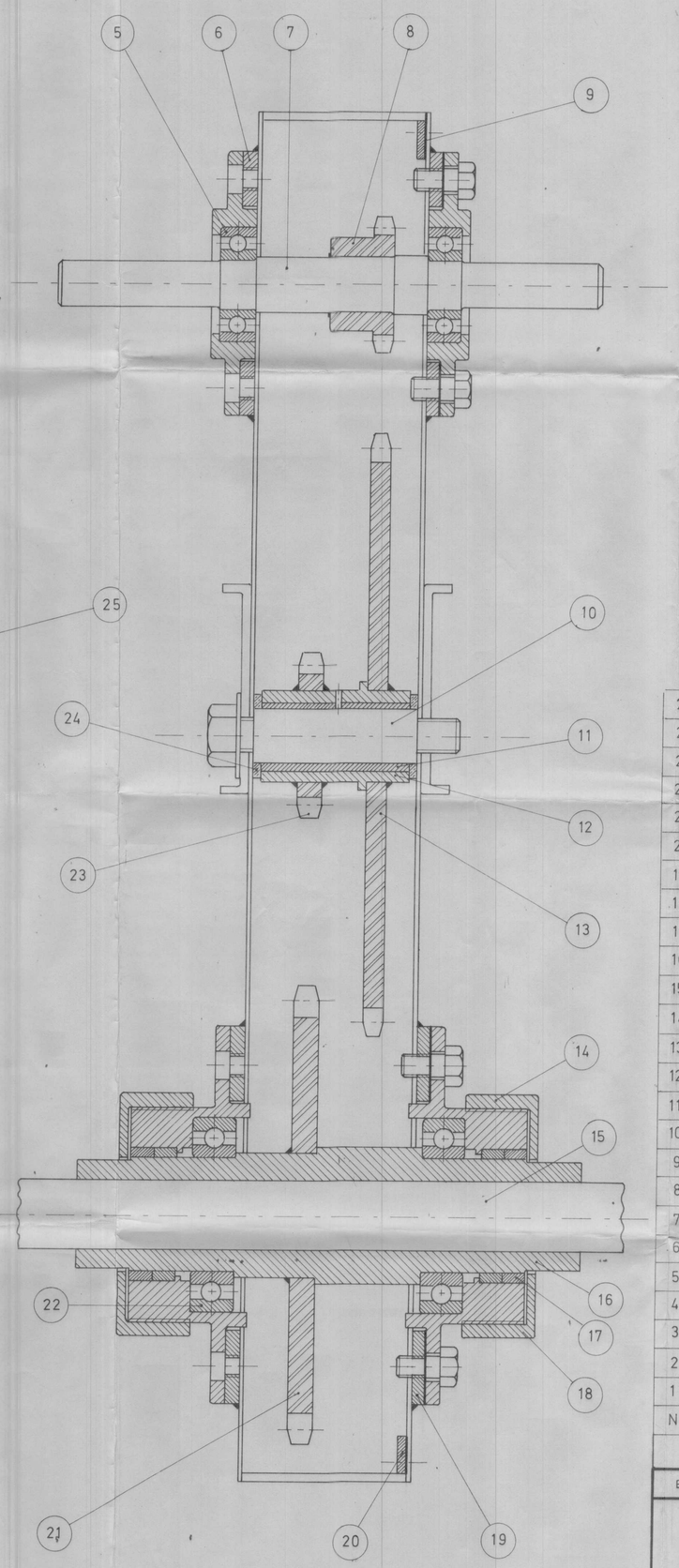
BIBLIOTECA

N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
6	EJE DE LA RUEDA	G 10100	Tubo sin costura, ø ext. 34, esp. 3,5	2
5	RAYO INTERIOR	G 10200	ø 10 mm	24
4	ANILLO INTERIOR	G 10100	ø 10 mm	2
3	RAYO EXTERIOR	G 10200	ø 10 mm	24
2	PLATINA DE ASENTAMIENTO	G 10100	50 x 3 mm	24
1	ARO EXTERIOR	G 10100	Espesor 6 mm	2

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:2	DIMENSIONES mm	FECHA 4-12-85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING. M. ESPINOSA
	JAULAS DE TRANSPORTE EN FANGUEO	



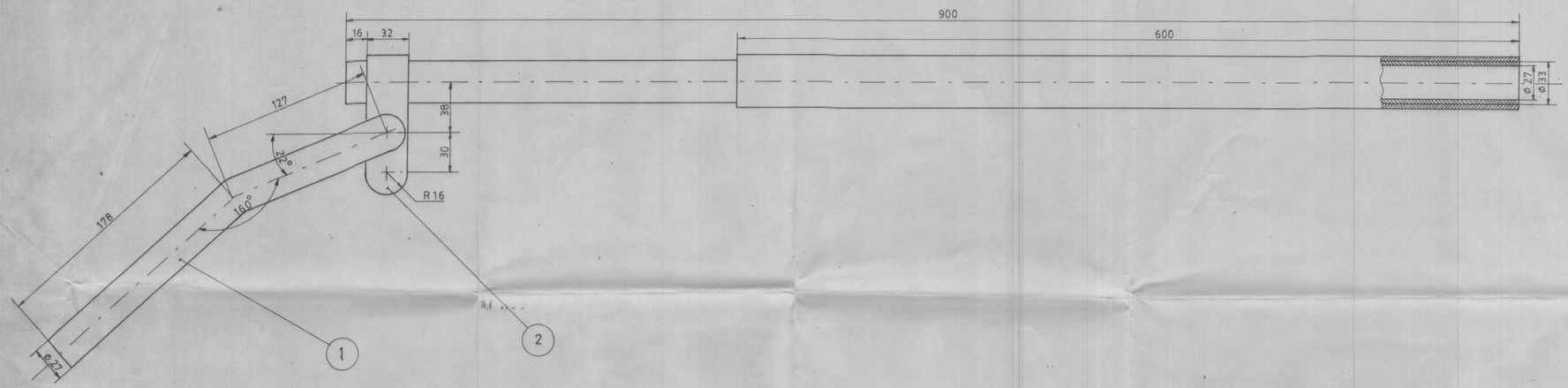


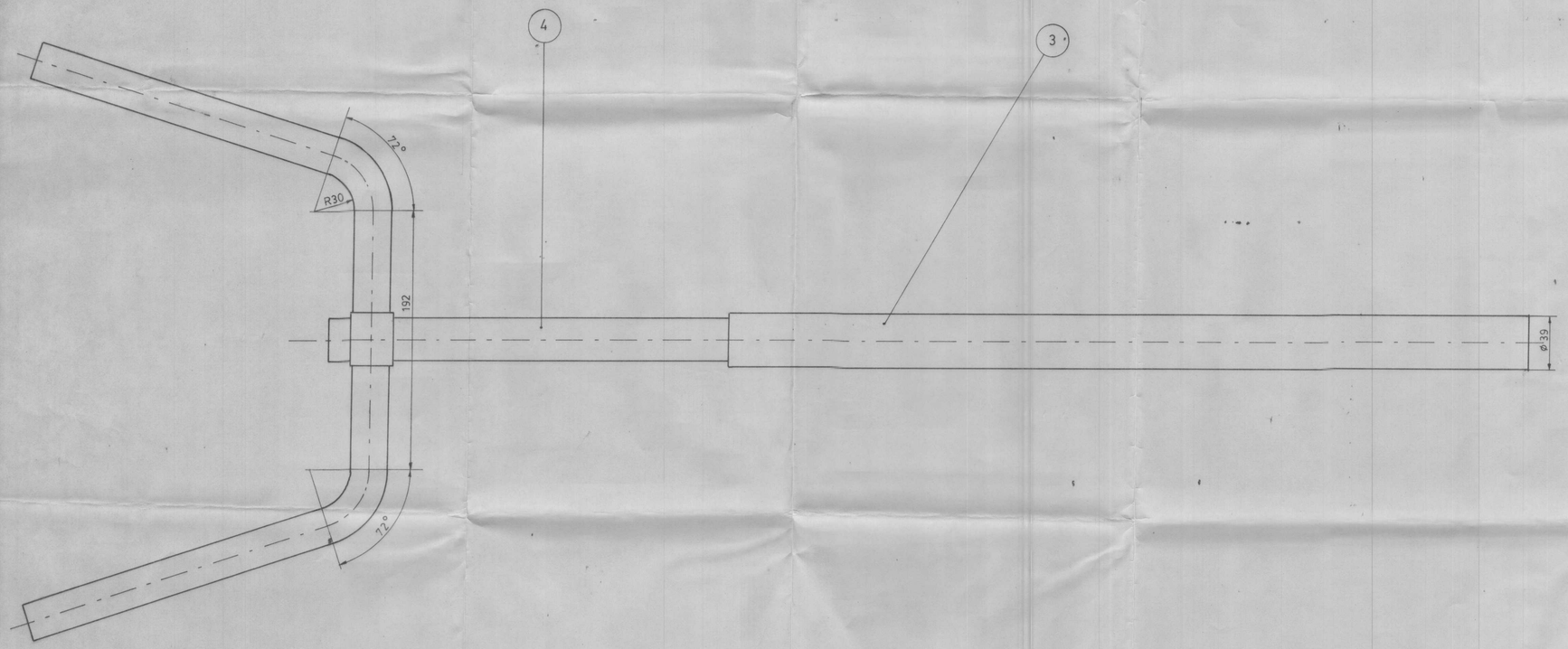
N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
25	BASTIDOR	G 10100	Espesor 3 mm	2
24	TOPE	Bronce		2
23	CATALINA INTERMEDIA	G 10450	40B10	1
22	RODAMIENTO		SKF 6008	2
21	CATALINA DE TRANSPORTE	G 10450	60B10	1
20	APOYO PERIFERICO DE LA TAPA	G 10100	12 x 5 mm	
19	ANILLO CONTRA-BRIDA	G 10450		2
18	BRIDA	G 10450		2
17	RETENEDOR		ϕext 47, ϕint 40 Espesor 8 mm	4
16	EJE DE TRANSPORTE	G 10450		1
15	ARBOL DE TRANSPORTE	G 1140	Exagono ϕ 25mm	1
14	TAPA GUARDA-POLVO	G 10450		1
13	CATALINA INTERMEDIA	G 10450	40B50	1
12	BUJE DE CATALINA	G 10450		1
11	BOCIN	Bronce fosfórico		1
10	EJE INTERMEDIO	ACERO CEAX 047		1
9	EMPAQUE		Espesor 1mm	
8	CATALINA IMPULSORA	G 10450	40B10	1
7	EJE IMPULSOR	ACERO CEAX 047		1
6	ANILLO CONTRA-BRIDA	G 10450		2
5	RODAMIENTO		SKF 6203 2Z	2
4	PERNO DE LA BRIDA	G 10100	M8 x 15 mm	10
3	BRIDA SUPERIOR PORTA-RODAMIENTO	G 10450		2
2	TAPA	G 10250	Espesor 1,5 mm	1
1	PERNO DE LA TAPA	G 10100	M6 x 10 mm	28

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:1	DIMENSIONES mm	FECHA 26 - 11 - 85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING. M. ESPINOSA
	CAJA DE TRANSMISION	

BIBLIOTE

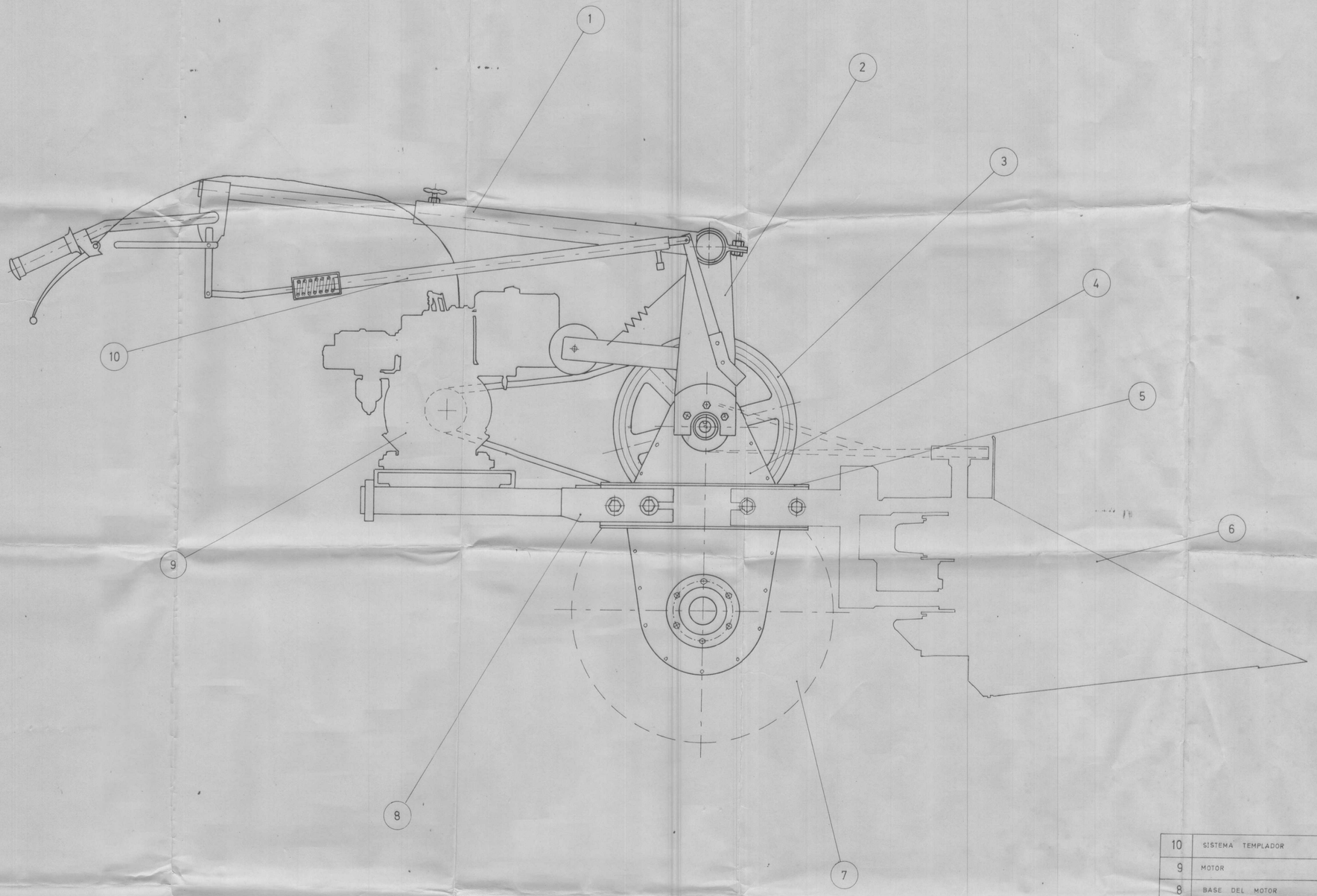




N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
4	SOPORTE DEL MANUBRIO	G 10400	ø ext. 33 mm ø int. 27 mm	1
3	FUNDA	G 10100	ø ext. 39mm, esp 6	1
2	COLLAR DE SUJECION MANUBRIO - TEMPLADOR	G 10100	Espesor 3mm	1
1	MANUBRIO	G 10200	Tubo sin costura, ø ext. 27 mm, e= 3 mm	1

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:2	DIMENSIONES mm	FECHA 20 - 12 - 85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING. M. ESPINOSA
	TIMON	



BIBLIOTECA

N	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
10	SISTEMA TEMPLADOR	G 10100	ENSAMBLE	1
9	MOTOR	3HP, Gasolina 1 cil. 4 tiempos		1
8	BASE DEL MOTOR	G 10100	ENSAMBLE	1
7	JAULA DE TRANSPORTE	[illegible]		
6	HERRAMENTAL AGRICOLA			1
5	BASTIDOR PORTAHERRAMIENTA	G 10450	Espesor 3mm	2
4	CAJA DE TRANSMISION	G 10100		1
3	POLEA DE REDUCCION	HIERRO FUNDIDO	ø 295 mm	1
2	SOPORTE DEL TIMON	G 10450	ENSAMBLE	1
1	TIMON	G 10200	ENSAMBLE	1

TESIS DE GRADO

ESCALA 1:4	DIMENSIONES mm	FECHA 11-12-85
ESPOL	EGDO. WILSON SUAREZ	DIR. ING. M. ESPINOSA
	MOTOCULTOR VISTA GENERAL	

BIBLIOTECA