

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

PROGRAMA ACADEMICO DE INGENIERIA
MECANICA Y ELECTRICA

“ CALCULO Y DISEÑO DE MAQUINA
PULIDORA DE METALES PARA
PROCESOS DE GALVANIZACION ”

TESIS PRESENTADA POR EL BACHILLER

EDWIN DANTE MEDINA GONZALES

PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO
MECANICO Y ELECTRICISTA

PROMOCION 1970

LIMA PERU

1972

Agradezco a mis padres, que en su afán de educarme no disfrutaron mayores satisfacciones personales.

A los señores: Enrique, Bernardo
y Víctor Gonzáles de "Maestranza
y Fundición Enrique Gonzáles S.A."
les estoy muy agradecido por su
efectiva ayuda, que hizo factible
el desarrollo del presente traba-
jo.

Debo hacer presente mi agradecimiento al Ing° Carlos Arguedas R. por su constante estímulo y valioso asesoramiento.

Mi gratitud para Rita, mis hermanos, familiares y amigos que con su permanente aliento han hecho posible la culminación de una de mis ambiciones.

P R O L O G O

Debido a las necesidades de nuestra actual industria se proyectan máquinas para satisfacer determinado renglón de producción, estas máquinas deben fabricarse en la medida de lo posible, con elementos de fácil obtención en el mercado nacional y adaptables al medio en que se van a emplear.

El presente trabajo trata sobre "Cálculo y Diseño de Máquina Pulidora de Metales para Procesos de Galvanización", se ha tratado que su diseño y fabricación sean lo más práctico posible; para que sea lo bastante útil en la industria galvanica.

CONTENIDO

	Pag.
Nomenclatura	
Introducción	1
Determinación de las características principales	13
Diseño de la transmisión	20
Diseño del bastidor y componentes	68
Diseño del equipo de extracción	113
Costo estimado	132
Planos de construcción	139
Conclusiones	140
Apéndice	142
Catálogos	155
Bibliografía	156

N O M E N C L A T U R A

C_1	=	Distancia entre centros (pulg.)
C_d	=	Capacidad de base dinámica (Kgs.)
D_1	=	Diámetro de la polea movida (pulg.)
D_2	=	Diámetro de la polea motriz (Pulg.)
D_{2e}	=	Diámetro equivalente de la polea motriz (pulg.)
E	=	Módulo de Young (psi)
F	=	Fuerza efectiva en la faja (Lbs.)
F_1	=	Tensión mayor en la faja (Lbs.)
F_2	=	Tensión menor en la faja (Lbs.)
F_x y F_y	=	Cargas horizontales y verticales respectivas que actúan sobre el extremo del eje (Lbs.)
	=	Carga radial en el punto de trabajo de la polea (Lbs.)
F_T	=	Carga tangencial en el punto de trabajo de la polea (Lbs)
F_a	=	Carga axial sobre el rodamiento (Lbs.)
F_r	=	Carga radial sobre el rodamiento (Lbs.)
F_t	=	Fuerza tangencial sobre el eje (Lbs.)
G	=	Módulo de corte del material (psi)
G'	=	Factor de corrección del arco de contacto
H_c	=	Altura de presión estática (Pulg. H_2O)
HP_p	=	Potencia necesaria p. el pulido (HP)
HP motor	=	Potencia necesaria del motor (HP)
I	=	Momento de Inercia (Pulg. ⁴)
J	=	Momento de Inercia polar (pulg. ⁴)
J_w	=	Momento polar de la sold considerada como línea (pulg. ³)

- L = Longitud del eje (pulg.)
 = Duración de funcionamiento (horas)
- M_f = Momento flector (Lb. x pulg.)
- M_t = Momento torsor (Lb. x pulg.)
- N = Velocidad angular (rpm.)
- P = Carga equivalente sobre el rodamiento (Lbs.)
- P' = Peso de la polea movida (Lbs.)
- P_B = Peso del bastidor (Lbs.)
- P_H = Carga equivalente horizontal (Lbs.)
- P_v = Carga equivalente vertical (Lbs.)
- P'_H y P'_v = Cargas de Diseño horizontal y vertical respectivamente (Lbs.)
- P_b = Peso de la base del soporte - templador (Lbs.)
- P_i = cargas externas actuando sobre el eje (Lbs.)
- P_m = Peso del motor (Lbs.)
- P = Peso de la polea de pulido (Lbs.)
- P_{pr} = Fuerza de sujeción del prisionero (Lbs.)
- P = Peso del soporte del rodamiento (Lbs.)
- Q = Caudal de aire (pies³/min).
- R_H = Reacción horizontal sobre los apoyos (Lbs.)
- R_v = Reacción vertical sobre los apoyos (Lbs.)
- = Radio de palanca (pulg.)
- S = Resistencia de corte (psi)
- e = Resistencia a la fatiga de la probeta (psi)
- S'_e = Resistencia a la fatiga del eje (psi)

S_{ut} = Resistencia a la rotura en tracción (psi)
 S_w = Momento de inercia de la sold. considerada como línea (Pulg²)
 S_y = Resistencia en el punto de fluencia (psi)
 T_i = Torque de ajuste inicial (Lb x pulg.)
 T_o = Torque actuante sobre el bastidor (Lb. x pulg.)
 V = Velocidad de la faja (pies/min)
 V' = Corte vertical (Lbs)
 W' = Peso del eje por unidad de long (Lb/pulg).
 a = Area de la sección donde actúa el esfuerzo (pulg²)
 d = Diámetro del eje (pulg)
 d_p = Diámetro del prisionero (pulg)
 c = Constante
 e' = Excentricidad (pulg)
 f = Deflexión o pandeo por cargas externas (pulg)
 f' = Fuerza de la sold. por unidad de longitud (Lbs/pulg)
 F_s = Factor de servicio
 Altura del bastidor (pulgs)
 g = Aceleración de la gravedad (pulg/seg²)
 h' = Presión estática (pies de aire).
 $k_{a,b,c, \dots, f}$ = Coeficientes para fatiga
 k_t = coeficiente de concentración de tensiones
 l = longitud de la chaveta (pulg)
 n = coeficiente de seguridad
 q = coeficiente modificado de concentración de tensiones.
 r = radio de entalle del eje (pulg)

- t = Espesor de la plancha (pulg.)
 t' = Ancho de la chaveta (pulg.)
 v = velocidad del aire en los ductos (pies/min)
 w = Espesor mínimo de la sold. (pulg.)
 z = Módulo de sección (pulg³)
 $x, y, z,$ = Ejes de referencia
 δ_i = Deflexión debida a la carga P_i (pulg.)
 λ = Factor de corrección de la faja
 Θ = Arco de contacto de la polea motriz
 ϕ' = Variación o Distorsión angular del eje debido al torque (radianes).
 ω_c = Velocidad crítica del sistema de multimasas (rad/seg)
 ω_i = Velocidad crítica para una sola masa actuando sola (rad/seg)
 ω = Peso del eje de transmisión (Lbs.)
 ω_n = Frecuencia natural (rpm)
 γ diseño = Esfera de corte p. diseño (psi)
 ϕ = Factor de corrección del diámetro de la polea
 σ_t = Carga límite de trabajo (psi)
 μ = Coeficiente de rozamiento.

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

En este punto se hace una breve referencia sobre pulido de metales en galvanoplastia, prestando mayor atención en los tipos de pulido que mayormente se utilizan en esta industria como son: Pulido mecánico y pulido electrolítico. Además se trata de enfatizar el pulido mecánico por polea y dentro de éste a la polea que es en sí el elemento de trabajo, dándose algunas referencias sobre material usado y el encolado de las mismas.

TECNICAS SOBRE PULIDO DE METALES.-

En galvanoplastia o galvanotécnica, es necesario que la superficie sobre la cual se va a recubrir electrolíticamente esté lo suficientemente preparada para lograr una buena adherencia, larga duración, uniformidad y apariencia sin manchas del recubrimiento.

La obtención de la calidad de la superficie se debe principalmente a la operación de pulido a que es sometida la pieza.

Debido a la variedad de impurezas en las piezas (a pulir), como residuos de fundición, residuos de arena de los moldes, óxidos, grasas y suciedades, es necesario que la operación de pulido conste de varias fases. También, muchas piezas metálicas se someten a procesos de desengrase para eliminación de aceites y grasas, como a procesos ácidos para eliminar óxidos o sales que se encuentran adheridos a la superficie.

La operación consta de :

- Esmerilado ó Desbastado.
- pulido.

ESMERILADO O DESBASTADO

Es la primera operación a la que es sometida la superficie de una pieza; aunque muchas veces no es necesario tal operación; pues la superficie de la pieza tiene las características adecuadas para continuar a la siguiente operación.

El esmerilado o desbastados tiene por objeto alisar las superficies ásperas de las piezas, eliminación de rebabas escamas de fundición hasta que la superficie quede completamente Lisa.

Para la fase de desbastado se utilizan ^{desde} discos sólidos (muelas) de distinto grano hasta discos de filtro impregnados en polvo de esmeril.

En la operación de desbaste no se puede evitar las huellas que dejan en el material los granos de las muelas ó el polvo de esmeril de los discos, cuya magnitud depende del tamaño del grano.

El tamaño del grano empleado para la operación de desbastado oscila según la ASTM entre malla 10 a malla 30.

Muchas veces cuando se tiene grandes producciones y el material está bastante deteriorado, se emplea el arenado presión. Esta operación es producto del impacto y el rozamiento de las partículas arenosas sobre la superficie del material.

En el desbastado se levantan virutas pequeñas procedentes de las protuberancias que existen en la superficie de la pieza. Cuando mayores son las cuestas de los elementos (rebarbas de fundición, grietas etc.) será necesario desbastar mayor cantidad de material y por lo tanto los granos de la muela o disco serán más grandes.

En el desbaste no solo , se necesita diversos tamaños de granos, sino también diversos tipos de abrasivos, aglutinantes, forma de las muelas etc.

PULIDO

El pulido de metales en la industria galvánica puede ser:

	Máquinas pulidoras
Pulido Mecánico	} Tambores Rotatorios
Pulido Electro l ítico	

PULIDO MECANICO

En esta forma de pulido se emplean las máquinas pulidoras y los tambores rotatorios.

MAQUINAS PULIDORAS

Las máquinas pulidoras se subdividen en:

Máquinas pulidoras de polea

Máquinas pulidoras de banda.

Máquinas pulidoras de polea.- Tienen características semejantes a las máquinas que se emplean en el desbastado o esmerilado, consta de un eje rotatorio sobre el cual se colocan las poleas, a la vez (este) es movido por, un motor con su respectivo sistema de transmisión (En las máquinas comerciales de este tipo, el eje va acoplado directamente al eje del motor), todo el sistema asienta sobre un bastidor soldado o fundido, además poseen un sistema de extracción para que los residuos no deterioren la máquina ni molesten al operario.

Máquinas pulidoras de banda.- Tiene características semejante a la anterior, su diferencia estriba en que las bandas de pulir son conducidas sobre una polea de contacto y otra tensora con su respectiva armadura, a la que se le dá el nombre de polea guía.

Según WILLY MACHU (1) pag. 33 "Las máquinas de pulir de banda trabajan rápidas, no producen calentamiento, son seguras y dan elevadas cifras de producción a bajo costo".

* El número encerrado en el paréntesis se refiere al libro respectivo, que se puede ubicar en la bibliografía. Cuando el número está acompañado de una comilla, se refiere a un Catálogo.

El pulido en máquinas pulidoras se divide en :

- pulido medio
- pulido final

Pulido medio.- En esta operación se elimina al máximo posible las rayaduras que deja al desbaste, por lo general ^{para} trabajar mecánicamente se utiliza granos que por sus tamaños, están comprendidas entre malla 80 a malla 200.

En esta fase debido a que el trabajo a realizar es de mejor acabado que el anterior, se utilizan pastas o lubricantes, para tener una superficie libre de rayaduras.

Estas pastas por lo general contienen óxidos, polvos de esmeril y aditivos que el fabricante mantiene en reserva.

Para la clasificación de estas fase, diversas publicaciones no se han puesto de acuerdo, pero unaa gran mayoría considera que esta fase puede sub-dividirse en :

- pulido grosero
- Pulido de acabado

Pulido grosero.- En esta operación se emplea grano de esmeril entre malla 80 a 120 y el tipo de pasta ó lubricante a usar, lo recomiendan los diversos fabricantes relacionados en la industria galvánica.

Pulido del acabado.- En esta operación se deja al material completamente libre de rayaduras o grietas, que puedan deformar el acabado de la pieza. El grano de esmeril que se utiliza está entre malla 120 a 200. También el lubricante usado es de mejor calidad y por tanto su costo más elevado. Sería necesario que muchas veces esta operación anteceda al proceso galvánico en sí.

Pulido final.- A esta fase también se le conoce como pulido de abrillantado, las veces que se utilizan granos de esmeril son de calidad superior a malla 220, en esta operación juega papel importante las pastas ó lubricantes, porque de ellos depende el acabado y brillantez de la pieza.

Muchas industrias no emplean esta operación como la que anteceda al proceso galvánico en sí, sino que la utilizan para dar brillantez al material depositado sobre la pieza cuando sus baños electrolíticos no son del tipo brillante.

TAMBORES ROTATORIOS:

Quando las piezas a trabajar son pequeñas, en gran cantidad, con paredes de gran resistencia y con salientes que no se estropean, se utilizan generalmente el pulido en tambor rotatorio.

Una de las ventajas del uso de este tipo de máquina es que el costo en mano de obra, es más bajo que el de las máquinas pulidoras por polea.

Por lo general están contruídos de fierro, pero forrados interiormente en caucho o madera, su velocidad de rotación está comprendida entre 30 - 60 R P M.

En el pulido por tambor rotatorio se describen dos técnicas :

Pulido en seco

Pulido húmedo

Pulido en seco.- Para facilitar el roce de las piezas i lograr un mejor acabado, se añade al tambor materiales abrasivos diversos como : virutas de acero, fundición, aserrín, arena y otros elementos secos.

Pulido húmedo.- En este caso el efecto abrasivo se debe, a que además de la fricción entre piezas se agrega al tambor ciertas sustancias químicas, las cuales dan facilidad para el contacto y producen un mejor acabado. Estas sustancias químicas pueden ser : cianuro sódico, carbonato sódico, fosfatos, detergentes alcalinos, etc. Existen casos en que se utilizan bolas de acero, porcelanas, etc.

El pulido que se obtiene por tambor es de un brillo de menor calidad que el obtenido en las máquinas pulidoras. WILLY MACHU (1) pags. 37 - 44, se encuentra mayor referencia sobre pulido en tambores rotatorios .

PULIDO ELECTROLITICO

Esta técnica consiste básicamente en considerar la pieza a pulir como ánodo en un baño electrolítico adecuado, y como cátodo se utilizan desechos de metales (por lo general planchas) que puedan recibir el material que se elimina de los ánodos; como medio de transporte se utiliza corriente eléctrica.

JULVE SALVADO (2) pag. 62 dice "El mecanismo de esta acción de electropulidos no está todavía perfectamente explicada aunque diversos autores (Jacquet, Elmore, Evans y Tegart), han dado sobre ello hipótesis muy interesantes".

Esta técnica utiliza poca cantidad de mano de obra, pero el brillo conseguido es muchas veces de más baja calidad.

El pulido electrolítico se utiliza también en piezas grandes cuando existen lugares donde es difícil el pulido mecánico.

WILLY MACHU (1) pag. 45 explica sobre pulido electrolítico y hace referencia a una detallada bibliografía.

Debido al carácter del tema y a la necesidad de centrar el trabajo de manera más práctica, se utilizan valores, relaciones y experiencias que son de carácter empírico, pero que tienen incidencia directa ya sea sobre la máquina o sobre las operaciones a realizar.

Quizás, el elemento más importante en la operación sea la polea de pulido que, se fabrica en materiales como cuero, filtro y lona. Debido a que el pulido consta de varias etapas, también las poleas deben fabricarse en diversas clases, formas y grados de dureza, para que se adapten al tipo de calidad de trabajo a realizar.

Las poleas se preparan al unir varios discos, que en el mercado se encuentra en distinto diámetro, espesor y material por lo general se encuentra en diámetros de 6" a 12 y espesor de 1/16" a 3/16. Luego la cantidad de discos necesarios será función del espesor de la polea.

Se utilizan discos duros cuando se realiza la primera operación de pulido o para el caso de superficies planas; y discos suaves para superficies irregulares y de poco desgaste de material.

La dureza del disco se regula también por la distancia radial y circunferencial de las puntadas; en el mercado se encuentran discos con puntadas de distinta forma.

JULVE SALVADO (2) pag. 57 muestra diversas clases de cosido de discos de tela y tipos de capillos para superficies exteriores e interiores.

WILLY MACHU (1) pag. 12 dice "En el mercado se encuentra corrientemente :

- a) Discos de tejidos con costuras tupidas para limado, esmerilado grueso y pulido con esmeril fino.
- b) Discos suaves, ligeros, grandes, con 1 a 3 costuras circulares para pulido con esmeril grueso y pulido con esmeril fino.
- c) Discos flexibles o sueltos, con los trozos de tejidos sujetos solo por el centro. Sirven para pulimento con esmeril así como para abrillantado de metales.

El recubrimiento de esmeril en la polea se realiza mediante encolado, es necesario considerar que un disco bien encolado debe trabajar un tiempo determinado como máximo.

La cola que más se emplea es la que se extrae de las pieles de los animales (debe de usarse la de mayor calidad), la calidad está directamente relacionada con la duración de las poleas, solidez, tenacidad y resistencia al calentamiento.

La solidez y viscosidad de la cola están en relación con la cantidad de agua que se emplea para disolverla.

La concentración de la disolución están en razón directa con el tamaño del grano con el que se va a pulir, WILLY MASHU (1) pag. 15 muestra la tabla 1-3:

TAMAÑO DEL GRANO	COLA SECA	AGUA
	%	%
30	50	50
36	45	55
46	40	60
60	35	65
80	33	67
100	30	70
150	25	75
200	20	80

También se coloca las laterales, con el fin que las poleas no absorban grasas que se utilizan durante la operación de pulido.

DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS PRINCIPALES

Primeramente se hace mención a la aplicación de la máquina en el campo práctico, luego se explica ligeramente las partes componentes de la máquina y sus características principales de cada una como: material, dimensiones, formas geométricas, etc.

En este capítulo se trata de dar una idea general sobre el tipo de máquina a diseñar.

Como se ha expresado anteriormente, en este trabajo se dará mayor énfasis al aspecto práctico de fabricación; por lo tanto los elementos de fabricación estarán al alcance de cualquier taller de fabricación de máquinas.

La pulidora consta de las siguientes partes :

- Sistema motriz
- Bastidor
- Equipo de pulido
- Sistema de extracción

SISTEMA MOTRIZ :

Este sistema genera y transmite la energía mecánica necesaria para poder realizar el trabajo sobre los materiales. Está compuesto por :

- Eje y soportes
- Poleas y fajas en V
- Motor eléctrico

Eje y soportes :

Eje es el elemento que entrega el movimiento y potencia necesaria para que las poleas puedan realizar su trabajo. La (s) polea(s) va(n) colocada(s) a este por medio de platos y tuercas, los extremos roscados son del tipo rosca derecha y rosca izquierda.

El eje va colocado sobre sobre el bastidor por medio de unas chumaceras o soportes de rodamientos; a través del diseño posterior se determinará el tipo de chumacera a utilizar. El eje será de acero " 43" de largo.

Bóbeas y Fajas en V.-:

Se ha utilizado las fajas en V debido a las siguientes consideraciones :

- No produce casi ruido
- Se utiliza mucho este tipo transmisión en máquinas de capacidad mediana.
- Se necesita una longitud que no sea larga ni corta.
- La potencia a transmitir se considera pequeña.
- Su adquisición en el mercado no es dificultosa.

La longitud , tipo y cantidad de fajas depende de las condiciones que se necesita para transmitir la potencia requerida, en el capítulo de Diseño de Transmisión se resolverá esta parte.

El uso de las poleas en V es de implicancia directa al uso de las fajas en V, sus dimensiones se determinarán posteriormente y se fabricarán en material de fierro fundido.

Motor Eléctrico :

Elemento motriz, para poder seleccionarlo según catálogo del fabricante será necesario hallar sus características principales.

Para este tipo de pulidora de tamaño mediano se utiliza motores entre 2-10 H P y una corriente trifásica hasta de 500 voltios. Como Switch se utilizará contactor de corriente alterna que a la vez servirá de protección, también se seleccionará en base a las condiciones de trabajo y seguridad que se requieran.

BASTIDOR :

El bastidor se fabricará en plancha de fierro laminado en caliente, como tipo de unión se usará soldadura.

Este elemento soporta toda la máquina, tiene forma tronco-piramidal, en su base sus dimensiones aproximadas a considerarse son 22" x 15" y una altura aproximada de 37".

En la parte superior del bastidor se asentarán las chumaceras que soportan el eje; en la parte interna inferior se ubica el soporte-templador sobre el cual descansa el motor.

Es importante en el diseño del bastidor considerar las vibraciones que sufre el elemento. Me refiero a esto; porque las vibraciones muchas veces producen ciertos estados con los cuales no se puede tener un ambiente normal de trabajo, debido a ruido y movimientos producidos.

La parte inferior del bastidor se apoya sobre la cimentación. Y se une a ésta mediante anclajes.

EQUIPO DE PULIDO :

En este tipo de máquina se utilizan las poleas de pulido son fabricadas en distinto material como son :

Cuero, filtro, milano, mgsolina, etc.

En el equipo de pulido también se encuentran incluidos cepillos o escobillas de distinto material, como son:

Fierro, cabuya, paja, etc.

Como un aditamiento del equipo de pulido se pueden considerar los lubricantes, como se explicó en la introducción.

SISTEMA DE EXTRACCION :

Durante la operación de pulido se desprenden partículas pequeñas , debido al desgaste del material (pieza) y del esmeril de la polea.

En las pulidoras con el fin que este polvo no destruya el motor ni los elementos de transmisión, se cubre la máquina en su parte superior con un caperol, a la vez se le dota de un sistema de extracción neumática que sirve también para preservar la salud del operario y la limpieza del local, Este sistema de aspiración de polvo es mecánicamente independiente del sistema motriz de la máquina,

Los motores para la aspiración de polvo se encuentran com-

prendidos entre 1-4 HP.

El sistema consiste en :

- Separador de polvo
- Filtro
- Recogedores de polvo.

Por lo general el aire limpio se devuelve al ambiente del del taller de pulido. WILLY MACHU (1) fig. 7, se puede ver un conjunto de pulidora con su sistema de extracción de polvo (ver Apendice fig. IV)

En los talleres de pulido para galvanizado se tiene por lo general ~~se~~ máquinas que trabajan en forma paralela, es corriente y económico utilizar un sistema de extracción para todas las máquinas, ^{en vez de} que cada máquina tenga su sistema de extracción (las máquinas comerciales tienen su sistema de extracción compacta).

En el diseño se va a considerar un sistema de extracción unitario para tres máquinas pulidoras, como modelo de disposición de planta, se ha tomado el taller de pulido para galvanoplasta de "Maestranza y fundición Enrique Gonzales S.A." y con referencia a esta se procederá ha realizar el diseño del sistema de extracción.

DISEÑO DE LA TRANSMISION

El cálculo de la potencia de pulido es el primer paso para poder desarrollar este capítulo y se basa en una relación empírica. Luego de realizarse este cálculo y considerando las pérdidas de energía se selecciona el motor correspondiente, que se obtuvo del catálogo Delcrosa. Se prosigue el desarrollo de este capítulo con la selección de fajas en V, eje (cálculo por resistencia, torsión, deflexión; etc.), selección de rodamientos y soportes, cálculo de prisionero y chavetas, y por último se selecciona el protector-protector del motor, que es el elemento de seguridad para que el motor no se deteriore por sobrecargas. Además en este capítulo se grafican diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores, cargas externas que actúan, que sirven mayormente para el diseño del eje.

CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA PARA EL PULIDO

El consumo de potencia de cada polea ^{de.pulido} de la velocidad periférica, ancho, tipo de abrasivo empleado (incluido lubricante) y la presión que el pulidor dé a la pieza.

Según WILLY MACHU (1) pag. 19 "la velocidad periférica adecuada para poleas de pulir está entre 6,000 pies/min. a 8000 pies/min.; de la misma manera KENETH BRAHAM EN (6) pag. 102 expresa "Las velocidades para el funcionamiento eficaz de las ruedas pulidoras quedan entre los límites de 6,000 pies/min. a 8,000 pies /min. cuando se utiliza como adhesivos la cola. A velocidades mayores la cola tiende a desprenderse debido al calentamiento, mientras que las ruedas preparadas con pigmentos a base de silicatos puede funcionar con seguridad hasta 9,000 pies /min.".

En la mayoría de los talleres de galvanización, los discos usados están comprendidos entre 6" a 10".

La máxima velocidad periférica se tendrá para el diámetro ^{mayor} luego operando con 8,000 pies/min. y 10" se tendrá que el número de revoluciones en el eje es 3,150 rpm. para este caso considero :

$$N = 3,150 \text{ rpm}$$

$$V = 8,000 \text{ pies/min.}$$

Debido a la variedad del material de las poleas, superficies, lubricantes, etc. que se encuentran en las operaciones de pulido, la necesidad de potencia no puede ser calculada fácilmente por consideraciones teóricas, pero se puede resolver por medio de relaciones empíricas que muchas veces dan un amplio márgen de seguridad.

BRIAN BLUNDELL ~~en~~ muestra (3) pag. 11 desarrollada una relación empírica para el caso de una pulidora comercial. Esta relación incluye pérdidas por rodadura y ventilación, y está basada en una velocidad periférica de 7,500 pies/min.; con la ayuda de esta relación hallaré la potencia necesaria en las poleas (considero esta suposición que me da mayor margen de seguridad) para realizar la operación de pulido, luego :

$$H P_{i p} = \frac{n \cdot D \cdot B}{a} \quad b$$

En donde :

n = Nro. de poleas en operación

D = Diámetro de la polea en pulg.

b = Ancho de la polea en pulg.

a = Constante que depende del tipo de operación.

De la tabla 2.1 de (3) se tiene :

OPERACION	Valor de "a"
Esmerilado o desbastado	4
Pulido grosero	7
Pulido de acabado y abrillantado	8
Pulido por banda	9

La relación 3.1 debería ser corregida para velocidad periférica de la polea o en el caso de la máquina pulidora de banda para la velocidad de la faja (cuando la velocidad periférica es distinta de 7,500 pies/min.).

En el mismo libro exponen el siguiente ejemplo : "si la velocidad periférica es 5,000 pies/min. los H P deberían ser multiplicados por relación 5,000/7,500" .

Para el caso se considera una velocidad periférica promedio de 8,000 pies/min.; a $D = 10''$ y un ancho de polea de 1.75" en la máquina a diseñarse la operación más desfavorable es la de pulido grosero , además que la pulidora esté trabajando con 2 póleas;

$$HP = \frac{2 \times 10'' \times 1.75''}{7} \times \frac{8,000}{7,500} = 5.2$$

Luego la potencia necesaria en ambos extremos del eje para el caso que este trabajando a plena carga es 5.20 HP.

BRIAN BLUNDELL (3) pag. 12 expresa "Es necesario considerar que esta ecuación dada ignora la cantidad de presión aplicada a la polea por el operador, pero considerando un promedio de fuerza continua, la cual puede ser aplicada por un hombre prontamente, demuestra que las fuerzas sobre la polea no son exedidas de 60 libras y mayormente se encuentra entre 20 a 40 libras, entonces la fuerza, sobre los rodamientos y la resistencia del eje para resistir flexión i torsión pueden ser calculados".

POTENCIA PARA SELECCIONAR EL MOTOR

El sistema motriz es el siguiente :

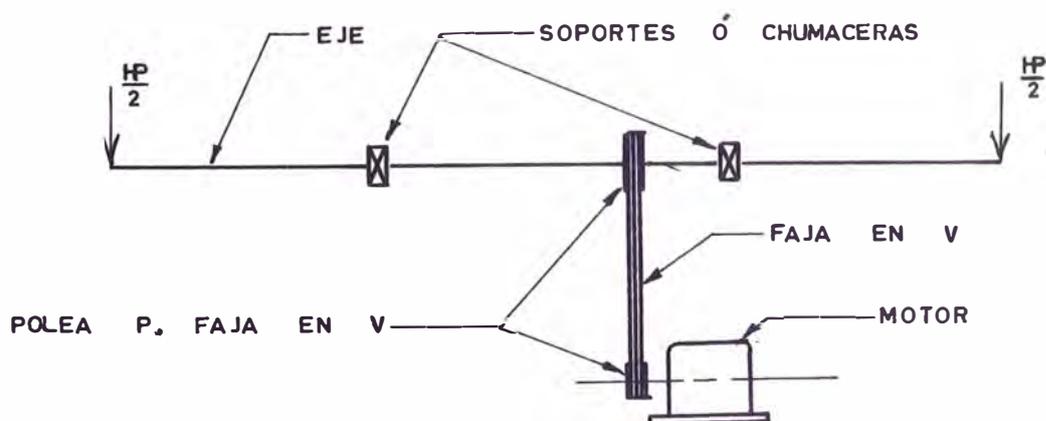


FIG. 1

Siendo la potencia de pulido = 5.2 HP

De MARKS (4) pag. 236, se toman valores que estan consignados en la tabla "Rendimiento de máquinas y Elementos de máquinas :

Rodamientos de bolas = 0.99

Transmisión por correa = 0.97

La potencia necesaria en el eje del motor es :

$$\text{HP motor} = \frac{5.20}{0.99 \times 0.97} = 5.41$$

Del catálogo Delcrosa (1) para motores a sincronos trifásicos de jaula de ardilla, construcción cerrada con ventilación exterior, se selecciona el motor :

NV 112 M2 de las siguientes características

Potencia = 6.6 HP

Ciclos /seg. = 60

Velocidad en vacio = 3,600 rpm (en el eje)

Voltaje = 220 voltios

Trifásico

SELECCION DE LAS FAJAS :

Luego las características de la transmisión por faja son :

Potencia a transmitir = 5.4 HP

Nro. rev./min. del eje = 3,150

Distancia a aproximada entre centros = 33"

Para la selección de las fajas en V, se utilizará el catálogo de correas Gates Vulco (2).

Del catálogo se obtiene un factor de servicio igual a :

$$fs = 1.2 \text{ (ver Apendice Tabla I)}$$

Luego la potencia para seleccionar es :

$$5.4 \times 1.2 = 6.5 \text{ HP}$$

De la tabla número 2 (ver Apendice Tabla II) del catálogo se obtiene que la sección de la faja más adecuada es la tipo 2A".

La relación de transmisión es :

$$\frac{3,600}{3,150} = 1.14$$

De la tabla (3), (ver Apendice Tabla III) la polea motriz (D₁) seleccionada será de : D₁ = 3.5" (Por convenir el diseño).

La polea movida (D₂) es :

$$D_2 = 3.5 \times 1.14 = 4"$$

Luego la velocidad de la faja (V) es :

$$V = \frac{N \times D_1}{3.82} \dots\dots\dots 3.2$$

En donde ?

V= velocidad de la faja (pies/min.)

N = velocidad angular (rpm.)

D_1 = diámetro de la polea motriz (pulg.)

3.82 = factor de conversión

$$V = \frac{3,600 \times 3.5}{3.82} = 3,300 \text{ pies/min.}$$

Cálculo del número de fajas.

En el catálogo de correas Gates Vulco (2') pag. 10 se detalla este cálculo.

Se halla el factor de corrección del arco de contacto.

$$\frac{D_2 - D_1}{e} = \frac{4 - 3.5}{33''} = 0.0185$$

Luego de la tabla 7 del catálogo (2) (ver Apendice Tabla IV) del arco de contacto) de la polea pequeña que es :

$$\theta \cong 180$$

Luego el factor G' (factor de corrección del arco de contacto), para una transmisión.

$V = V$ se tiene :

$$G' = 1.00$$

Longitud de la faja :

$$L = 2 C + 1.57 (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \dots\dots 3.3$$

En donde :

L = Longitud de la faja

C = Distancias entre ejes de la polea

D_1 = Diámetro polea mayor

D_2 = Diámetro polea menor

Remplazando valores se tiene :

$$L = 65.8''$$

De la tabla (6) de (2') (ver Apendice V)

Se selecciona una faja :

$$\frac{A-66}{\lambda} = \text{Factor de corrección de faja} = 1.00$$

De la tabla 15-A, del catálogo(2') (ver Apendice VI), para una relación de transmisión de 1.14, se encuentra el factor(3)

$$\delta = 1.05$$

Pero : $D_2 e = \delta \cdot D_2$ en donde : $D_2 e$ = Día equiv. de la polea.

Luego el diámetro equivalente de la polea será :

$$D_2 e = 3.68''$$

$$V = 3,300 \text{ pies/min.}$$

Se hallará la potencia por faja.

Luego, de (2') pag. 19, tabla 15 (ver Apendice tabla VII) se obtiene : HP nominal/faja = 2.68 (Para la faja superior Vulco Ropes).

La potencia práctica que puede transmitir es :

$$H P / \text{faja} = H P \text{ nom} \times G \times \lambda$$

$$= 2.68 \times 1.00 \times 1.00 = 2.68$$

Luego el número de fajas es :

$$\text{Nro. fajas} = \frac{6.5}{2.68} = 2.42$$

$$\text{Nro. fajas será} = 3$$

Luego se necesita : 3 fajas en V- No A-66-S

CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL EJE

CASO I : EJE CARGADO EN AMBOS EXTREMOS

CASO II EJE CARGADO EN UN EXTREMO

CASO I :

Cálculo de las tensiones que se suceden en la polea movida.

$$(F_1 - F_2) \cdot V = \text{pot.} \dots 3.4$$

$$\text{Si: } \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta} \dots 3.5$$

Fórmula de Eytelvin y solo se puede aplicar al estado de reposo puesto que en ella no se toma en consideración μ y la fuerza centrífuga que varía con ella.

MARKS(4) pag. 276 recomienda considerar " μ " aproximadamente como 0.25, al ángulo se puede tomar igual a (180°) 3.14 rad.

Luego :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0.25 \times 3.14} = 2.2$$
$$F_1 = 2.2 F_2$$

La potencia en la faja es = 5.2 HP y un factor de servicio

$$\text{Potencia} = 6.5 \text{ HP} = 3580 \frac{\text{lb.} \cdot \text{pie}}{\text{seg.}}$$

La velocidad es :

$$V = 3,300 \frac{\text{pies}}{\text{min.}} = 55 \frac{\text{pies}}{\text{seg.}}$$

Reemplazando se tiene :

$$F_1 - F_2 = \frac{3580 \text{ lb} \cdot \text{pie}/\text{seg.}}{55 \text{ pie}/\text{seg.}} = 63.0 \text{ lbs.}$$

$$\text{Pero : } F_1 = 2.2 F_2$$

De donde :

$$F_1 = 115.8 \text{ lbs.}$$

$$F_2 = 52.6 \text{ lbs.}$$

H H. DUBBEL (8) pag. 785 sobre correas de cuña expresa "La considerable presión de los flancos requiere una tensión previa muy pequeña. La relación de transmisión puede llegar hasta 1 ; 10 y la distancia entre ejes puede ser pequeña, de todo lo cual resulta que la carga sobre los soportes es pequeña de 1.5 P a 2.5 P", en donde :

$$AP = F_1 - F_2$$

V. MALEEV (9) pag. 535 sobre fajas en V dice "La acción de agarre entre la faja plana y su polea, y las fajas tipo cuña funcionando en poleas acanaladas tipo V; permiten estas transmitir una gran cantidad de potencia con una relativa pequeña cantidad de tensión inicial "y" el efecto de cuña entre una faja en V y las polea incrementa considerablemente la tensión, tal que se obtiene tensiones de trabajo con pequeños arcos de contacto y bajas tensiones iniciales".

Considerando el valor máximo se tiene que :

$$2.5 (F_1 - F_2) = 2.5 \times 63.2 = 158 \text{ lbs.}$$

Siendo el valor menor que :

$$(F_1 + F_2) = 168.4 \text{ lbs.}$$

que será el valor que se usará en el diseño.

DIAGRAMA DE LAS FUERZAS SOBRE EL EJE

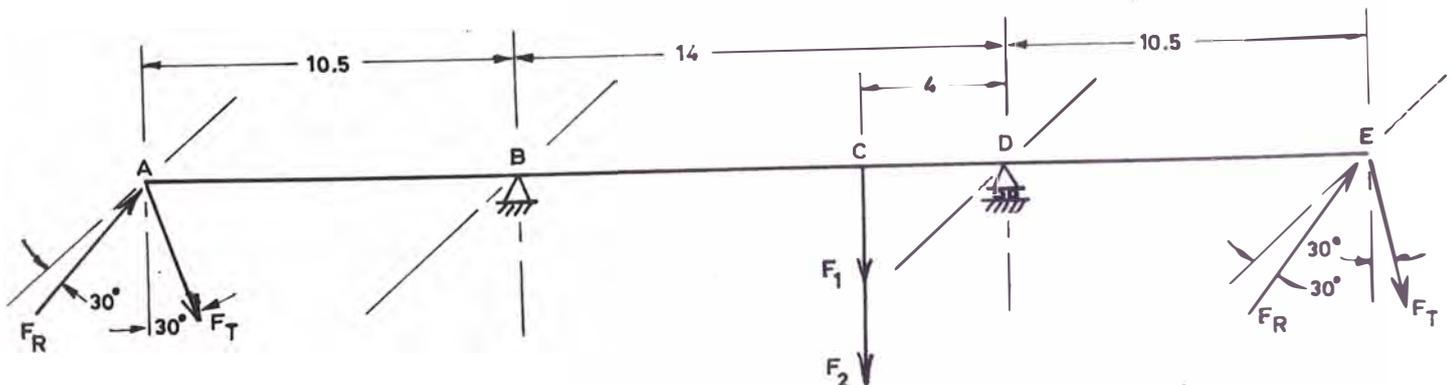


FIG. 2

Cálculo de F_R y F_T :

La potencia de pulido en la máquina es = 5.2, luego por polea será 2.6 HP.

De donde se puede obtener F_T , que toma el valor de

$$F_T = 17.4 \text{ lbs. (para } r = 0.25')$$

Para el caso de la fuerza radial considero el valor más crítico que corresponde para

$$F_R = 60 \text{ lbs.}$$

Luego los valores de las fuerzas en el diagrama son :

$$F_1 = 52.6 \text{ lbs}$$

$$F_2 = 115.8 \text{ lbs.}$$

$$F_T = 17.4 \text{ lbs.}$$

$$F_R = 60.0 \text{ lbs.}$$

Descomponiendo estas fuerzas en horizontales y verticales, se tiene el siguiente diagrama :

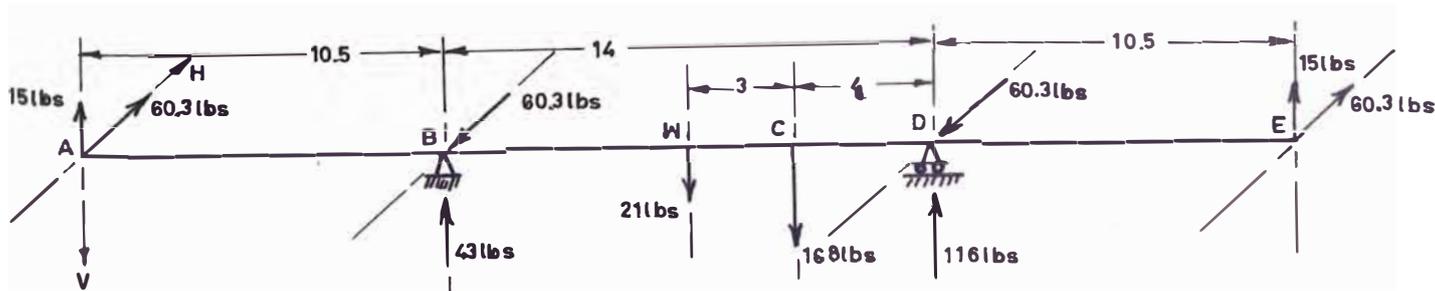


FIG. 3

El valor de las reacciones en B y D son

$$R_{BH} = 60.3 \text{ lbs.}$$

$$R_{VB} = 43.0 \text{ lbs.}$$

$$R_{DH} = 60.3 \text{ lbs.}$$

$$R_{DV} = -116.0 \text{ lbs.}$$

Nota: El valor de "W" se ha supuesto y es el peso de un eje de 2" (Acero) y 35" de largo.

Las fuerzas externas que actúan sobre el eje dan lugar a fuerzas cortantes y momentos flectores sobre el mismo. Pero sucede que las cargas tienen distintas direcciones y sentidos, por lo tanto es necesario que las cargas que actúan sobre el eje se desdoblén en cargas horizontales y verticales; dando lugar a que se obtengan fuerzas cortantes y momentos flectores tanto horizontales como verticales.

Los siguientes diagramas muestran lo anteriormente expuesto.

DIAGRAMA DE CARGAS HORIZONTALES :

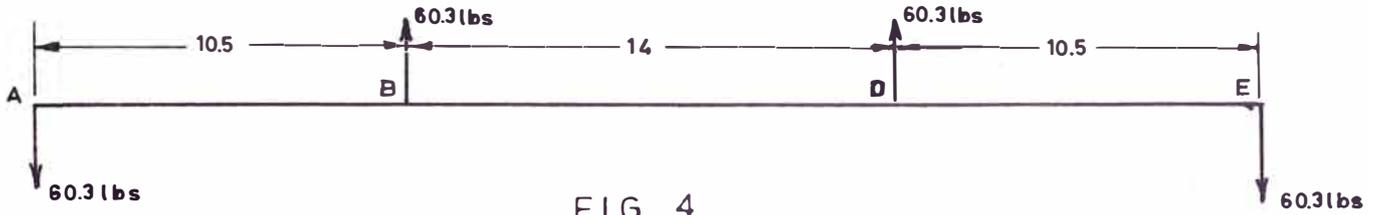


FIG. 4

DIAGRAMA DE CARGAS VERTICALES:

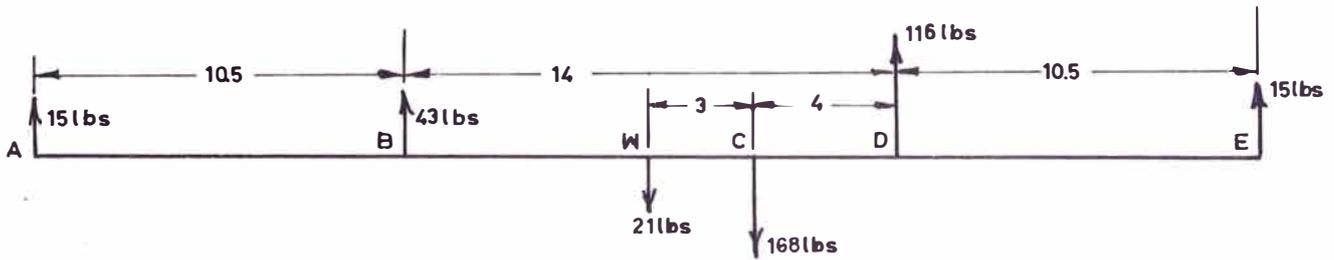


FIG. 5

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTORES PARA LAS CARGAS HORIZONTALES :

Fuerzas cortantes :

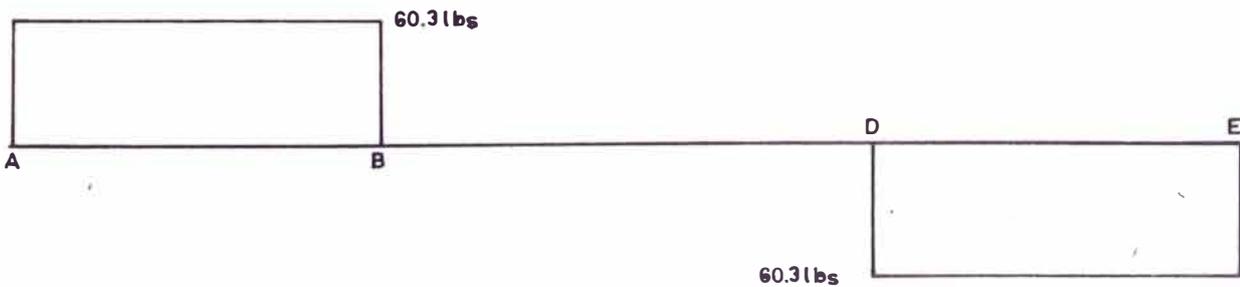


FIG. 6

Momentos flectores :

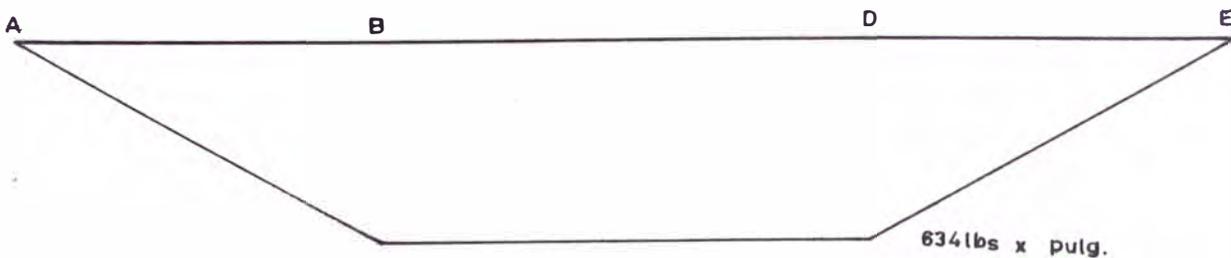


FIG. 7

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES PARA LAS CARGAS VERTICALES :

Fuerzas cortantes:

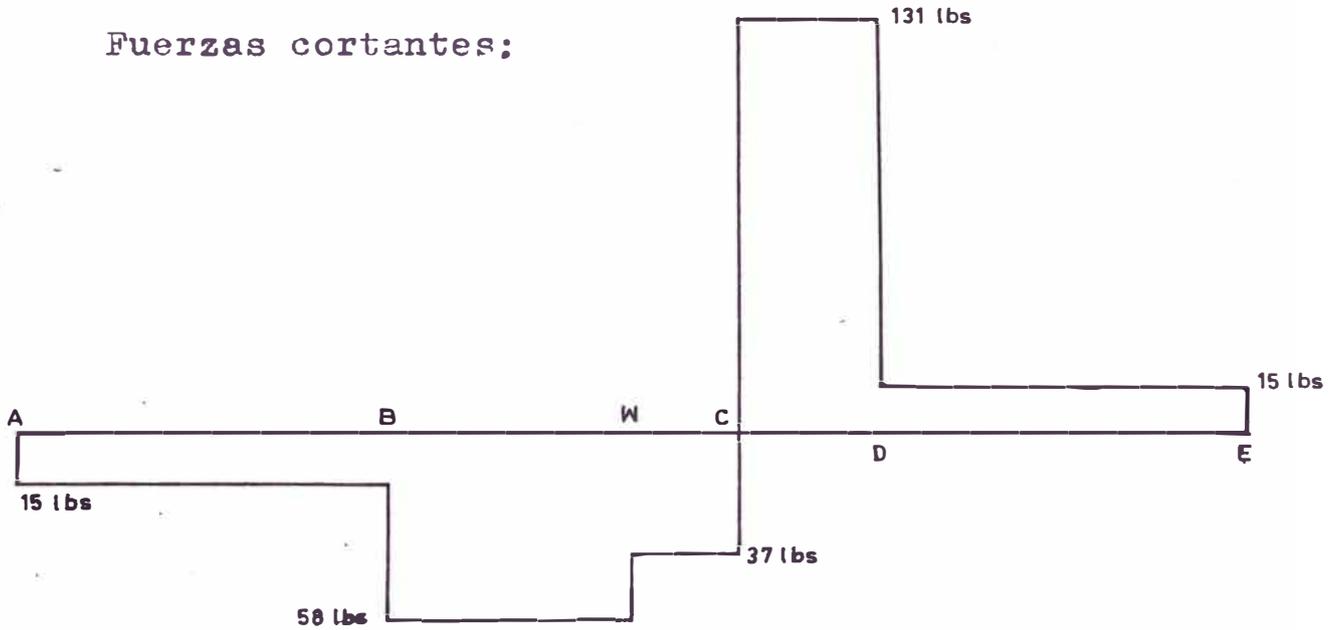


FIG. 8

Momentos flectores :

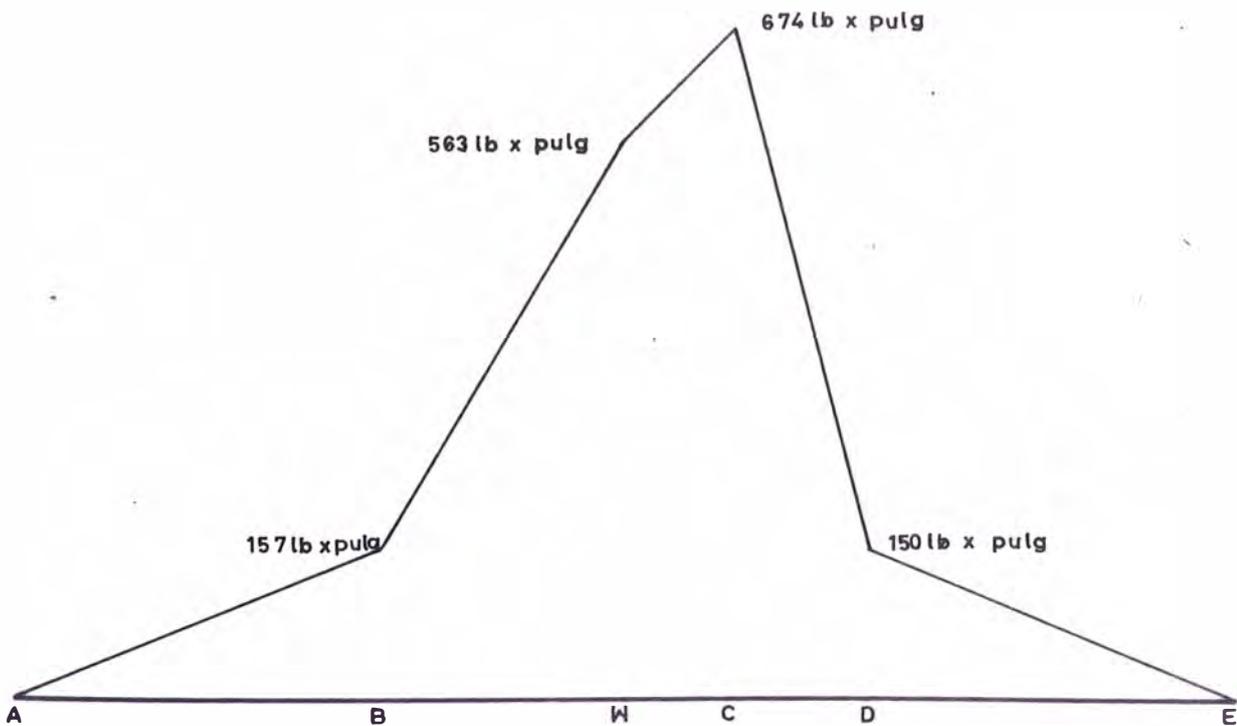


FIG. 9

CASO II : POLEA EN UN EXTREMO

Cálculo de tensiones que se suceden en la polea en V (movida).

$$(F_1 - F_2) \cdot V = \text{potencia}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta}$$

La potencia para este caso sería la mitad de la potencia requerida a plena carga.

De donde :

$$F_1 = 51.9 \text{ lbs}$$

$$F_2 = 26.3 \text{ lbs.}$$

$$\text{Luego ; } F_1 + F_2 = 84.2 \text{ lbs.}$$

Las cargas horizontal y vertical en el extremo del eje, serán las mismas que en el caso anterior, pero actuando sobre un solo extremo.

Diagrama de cargas y reacciones sobre el eje.

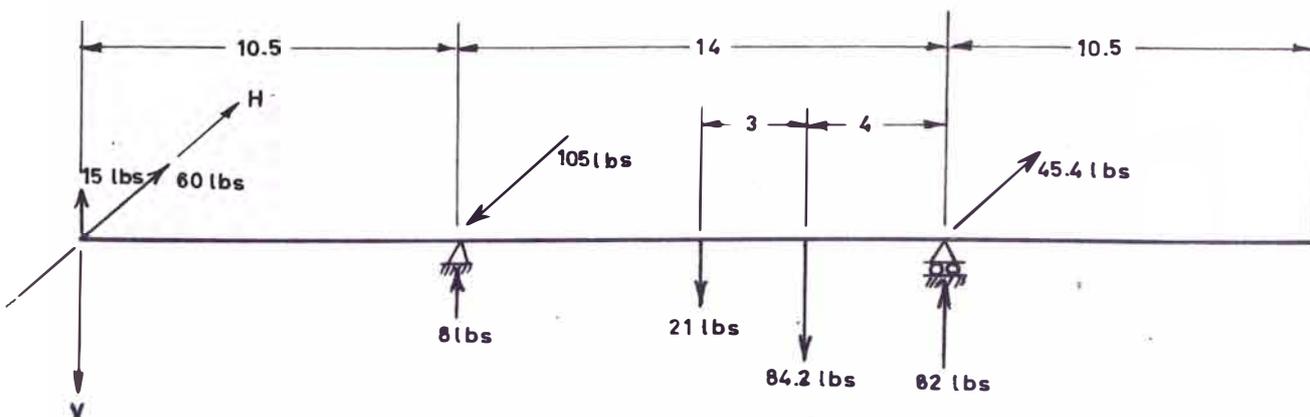


FIG. 10

El valor de las reacciones en B y D son :

$$R_{BH} = - 105,7 \quad \text{lbs.}$$

$$R_{VB} = -8 \quad \text{lbs.}$$

$$R_{DH} = 45.4 \quad \text{lbs.}$$

$$R_{DV} = - 82 \quad \text{lbs.}$$

Diagrama de cargas horizontales :

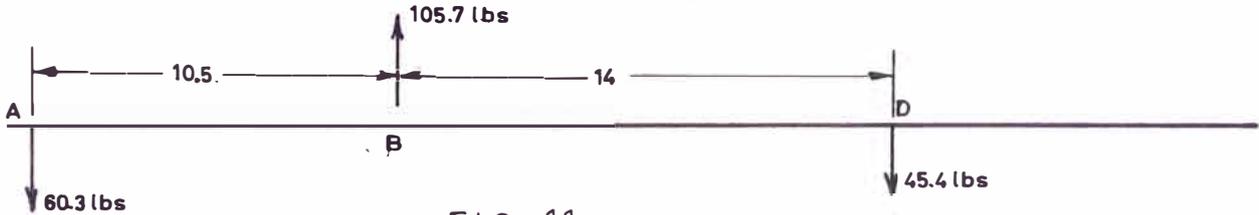


FIG. 11

Diagrama de cargas verticales:

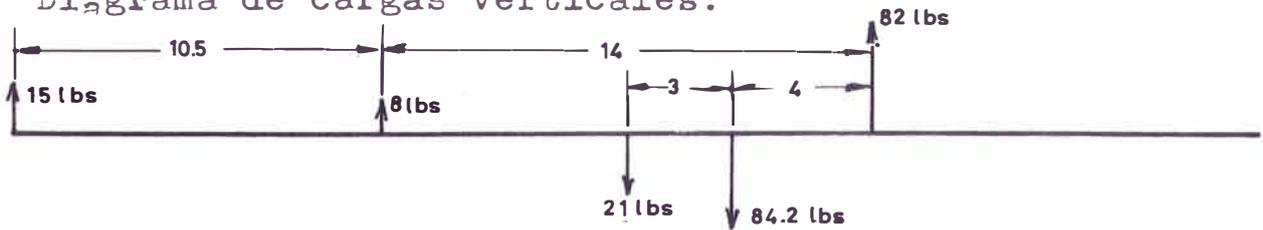


FIG. 12

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES PARA LAS CARGAS HORIZONTALES :

Fuerzas cortantes:

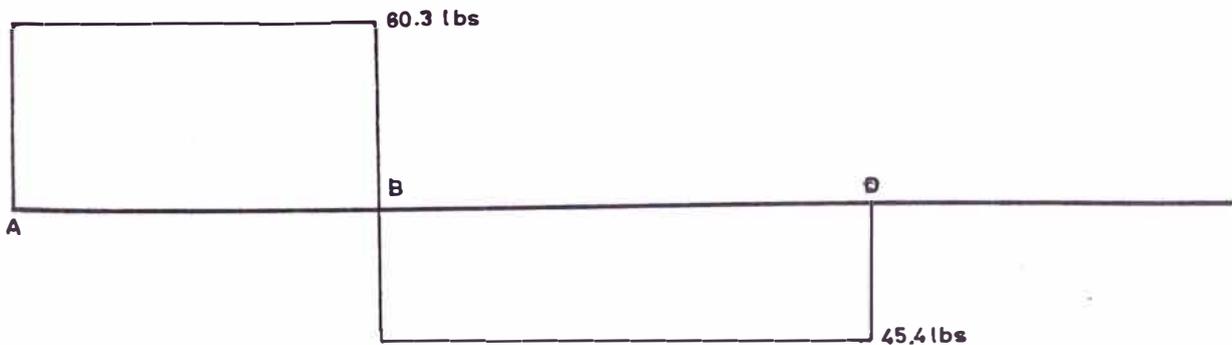


FIG. 13

Momentos flectores :

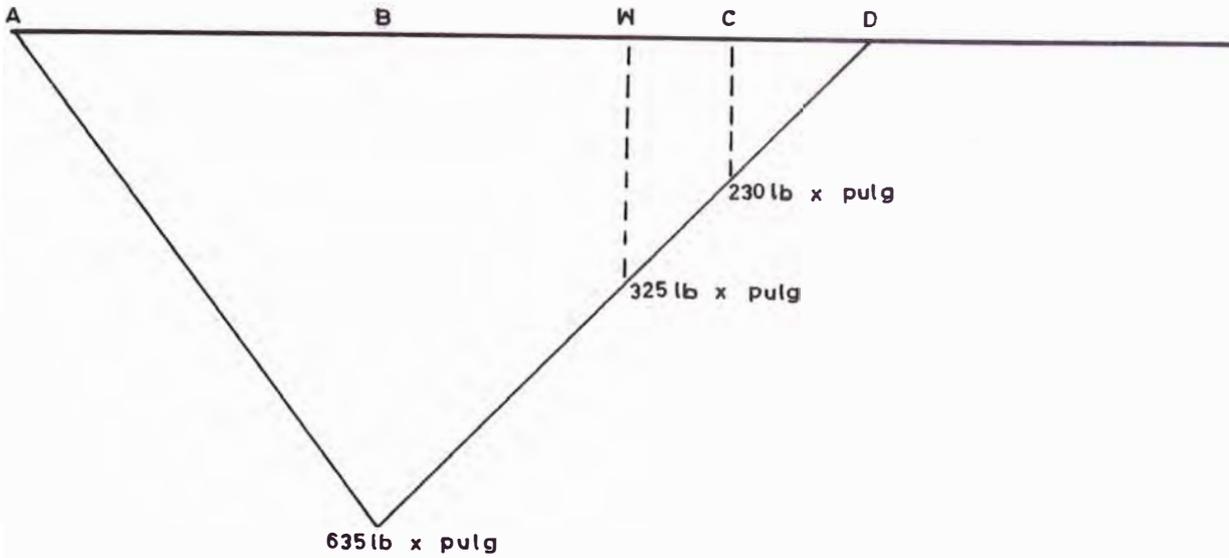


FIG. 14

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES I MOMENTOS FLECTORES PARA CARGAS VERTICALES :

Fuerza cortantes:

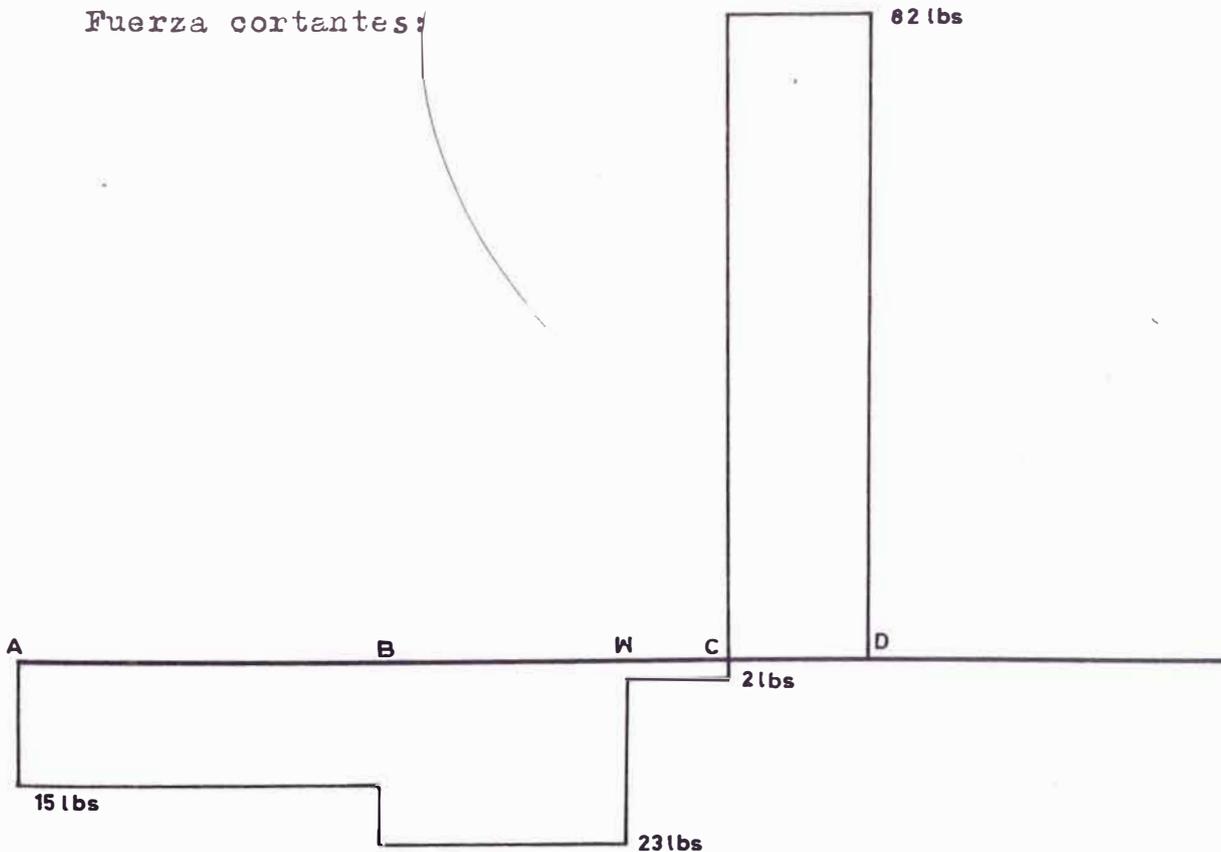


FIG. 15

Momentos flectores :

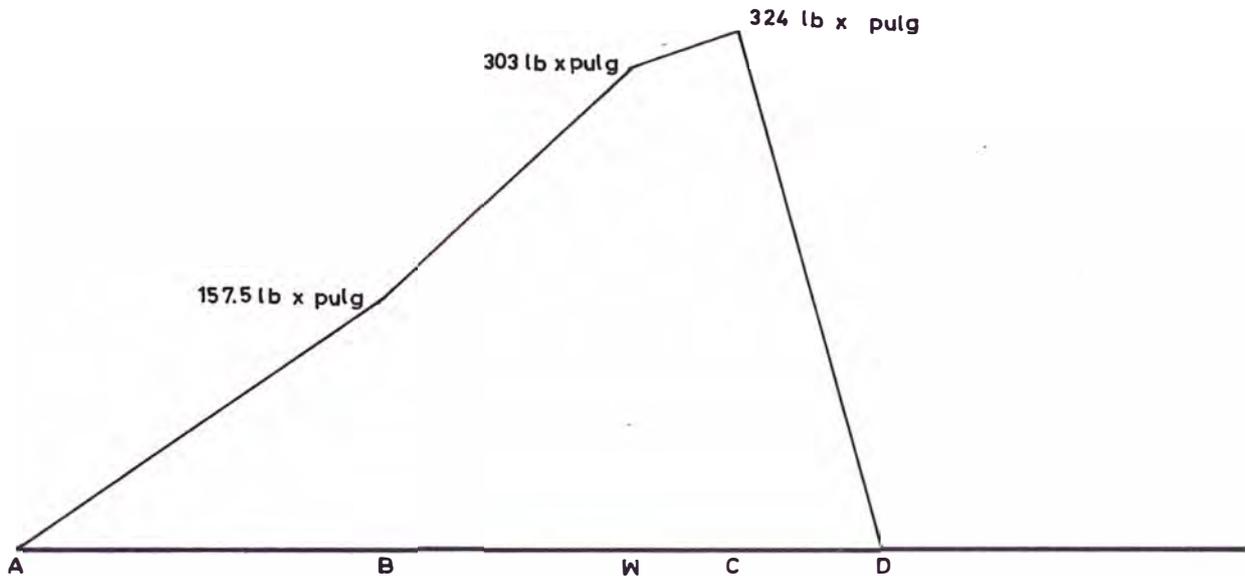


FIG. 16

CALCULO Y DISEÑO DEL EJE

CASO I :

Cálculo del momento flector máximo (M_f) en las figs. 7 y 9:

$$M_f = \sqrt{M_{H\text{máx.}}^2 + M_{V\text{máx.}}^2} \quad \text{----- 3.6}$$

Reemplazando valores :

$$M_f = \left[634^2 + 674^2 \right]^{1/2} \quad \text{lb. x pulg.}$$

$$\underline{\underline{M_f = 928 \text{ lb. x pulg.}}}$$

Cálculo de momento torsor máximo (M_t) :

El máximo momento torsor se encuentra en la polea en, luego :

$$M_t = \frac{\text{potencia en eje}}{R} \quad \text{----- 3.7}$$

La potencia necesaria en el eje es :

$$\text{Potencia en el eje} = 5.41 \times 0.97 = 52.5 \text{ HP.}$$

Si ; $N = 3150 \text{ rpm.}$

Luego :

$$M_t = \underline{105 \text{ lb. x pulg.}}$$

para el diseño del eje usaré acero para ejes de transmisión SAE 1020;

$$S_{UT} = 62,000 \text{ lbs./pulg.}^2$$

$$S_y = 35,000 \text{ lbs/pulg.}^2$$

$$S_e = 31,000 \text{ lbs/pulg.}^2$$

Cálculo por Resistencia :

Según código ASME el τ diseño es : $\begin{cases} 0.18 S_{ut} \\ 0.30 S_y \end{cases}$

Luego :

$$\tau_{\text{diseño}} = 11,160 \text{ psi (} 0.18 S_{ut} \text{)}$$

$$\tau_{\text{diseño}} = 10,500 \text{ psi (} 0.30 S_y \text{)}$$

De donde se extrae el menor valor, luego de la relación 15 pag. 141 de VALLANCE (5) Se tiene :

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{(C_m \cdot M_f)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \text{ ----- 3.8}$$

En la misma pg. se encuentra la tabla 3.1 que tiene valores para C_m y C_t , que son :

$$\begin{array}{l}
 C_m = 1.8 \\
 C_t = 1.2
 \end{array}
 \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Cargas aplicadas bruscamente,} \\
 \text{Solamente pequeños impactos}
 \end{array} \right.$$

SHIGLEY (11) pg. 500 menciona que a la presencia de canal chavetero debe disminuirse \mathcal{J} diseño en un 25%.

Luego :

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot \mathcal{J}_{dis.} \times 0.75} \sqrt{(C_m \cdot M_f)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \text{ ---- } 3.8'$$

Remplazando valores se tiene ?

$$d^3 = \frac{16}{0.75 \times 3.14 \times 10,500} \sqrt{(1.8 \times 928)^2 + (1.2 \times 105)^2}$$

$$d^3 = 1.075 \text{ pulg.}^3$$

De donde :

$$\underline{d_v = 1.025 \text{ pulg.}}$$

Cálculo por torsión :

De la relación :

$$\theta' = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot J} \text{ ---- } 3.9$$

Para ejes de transmisión se permite una distorsión de ;

$$1^\circ = 0.01714 \text{ rad. en } 20 \text{ d (longitud)}$$

θ' = Distorsión angular debido al torque

M_t = Momento torsor

L = Longitud del eje considerado

G = Módulo de corte

J = Momento de inercia polar

El valor de G para el acero es

$$G = 12 \times 10^6 \text{ psi}$$

Y el momento de inercia polar es :

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{-----} \quad 3.10$$

De donde se obtiene el valor de

$$d^3 = \frac{105 \times 20 \times 32}{0.01714 \times 12 \times 10^6 \times 3.14} \quad \text{pulg.}^3$$

$$d = 0.47 \text{ pulg.}$$

Cálculo por deflexión :

Aplicando el método de la superposición

Cargas horizontales .-

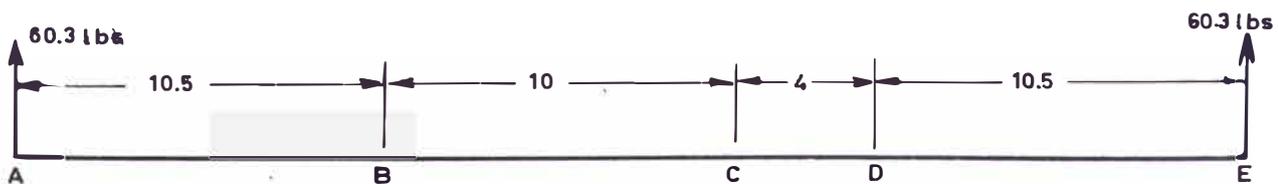


FIG. 17

Si se observa el diagrama de las cargas sobre el eje, se considera que los puntos críticos de deflexión se pueden encontrar en A, C, y E.

De MARKS (4) pag. 459 se obtiene la fórmulas para hallar las flechas en los puntos A, y E, luego :

$$f_{AH} = f_{EH} = \frac{F_{AH}}{EI} \times \frac{10.5^2}{3} (10.5'' + \frac{3 \times 14}{2}) = \frac{68200}{EI}$$

De la pag. 2-129 de AISC (7) aplicando la condición 26, se tiene la flecha para el punto C

Luego :

$$f_{CH} = - \frac{F_{AH} \times 10.5 \times 10''}{2 \times E.I} (14'' - 10'') = - \frac{12663}{EI}$$

Cargas verticales :

1) Para el caso en que se tenga :

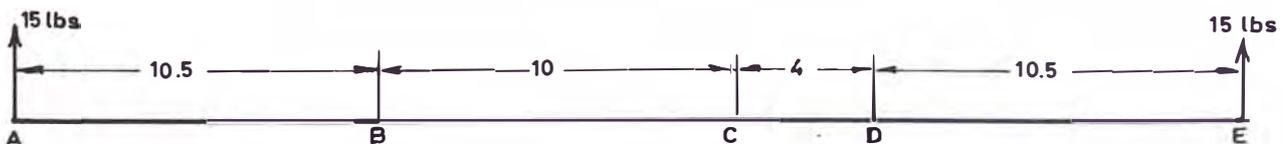


FIG. 18

El valor de las flechas en A, C y E son :

$$f_{AV_1} = f_{EV_1} = \frac{F_{AV} \times 10.5''^2}{3 EI} \left(10.5'' + \frac{3}{2} \times 14'' \right) = \frac{17320}{EI}$$

y

$$f_{CV_1} = - \frac{F_{AV} \times 10.5 \times 10''}{2 EI} (14'' - 10'') = - \frac{3150}{EI}$$

2) Para el caso en que se tenga :

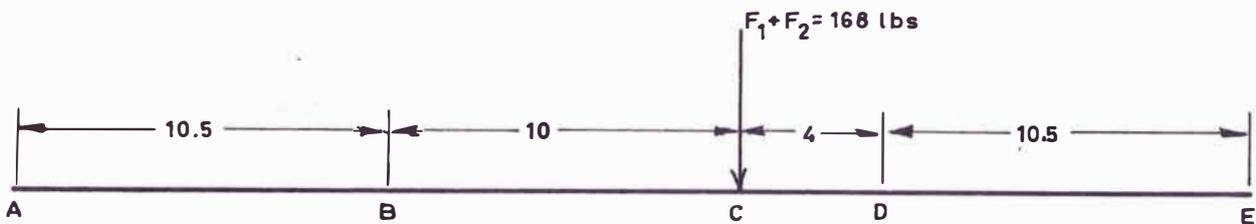


FIG.19

El valor de las flechas en A, C y E son :
según AISC pag. 2-129 condición 28 se tiene :

$$f_{AV_2} = - \frac{(F_1 + F_2) \times 4'' \times 10 \times 10.5}{6EI \times 14''} (14'' + 4'') = \frac{15100}{EI}$$

$$f_{EV_2} = - \frac{(F_1 + F_2) \times 4'' \times 10'' \times 10.5''}{6 EI \times 14''} (14'' + 10'') = \frac{20,050}{EI}$$

$$f_{CV_2} = - \frac{(F_1 + F_2) \times 10^2 \times 4^2}{3 \cdot EI \times 14} = - \frac{6400}{EI}$$

3) Para el caso, se considera el eje como una carga repartida (para obtener las deflexiones)



FIG. 20

De AISC (7) pag. 2-128 y 2-129, utilizando las condiciones 25 y 27 se obtiene :

$$f_{AV_3} = f_{EV_3} = \frac{W' \times 10.5''}{24 EI} \left[14^3 + 4 \times 10.5^2 \times 14 + 3 \times 10.5^3 \right]$$

$$f_{AV_3} = f_{EV_3} = \frac{3480}{EI}$$

$$f_{CV_3} = - \left\{ \frac{W' \times 10''}{24 EI} \left[14^3 - 12 \times 14 \times 10^2 + 10^3 \right] + \frac{W' \times 10.5^2}{12 EI \times 14''} \left[10(14^2 - 10^2) + 4(14^2 - 4^2) \right] \right\} = \frac{2600}{EI}$$

Siendo : W' = peso por unidad de longitud;

$W' = 0.6 \text{ lbs/pulg. (Eje de } 2'' \text{ c')}$.

Para hallar las flechas correspondientes a las cargas verticales se suma algebraicamente las flechas de c/punto para los tres casos .

Luego:

$$f_{AV} = \frac{35900}{EI}$$

$$f_{AC} = \frac{6950}{EI}$$

$$f_{EV} = \frac{40850}{EI}$$

Luego se tiene la siguiente tabulación para las deflexiones ;

Punto	DEFLEXION		
	HORIZONTAL	VERTICAL	RESULTANTE
A	$\frac{68200}{EI}$	$\frac{35900}{EI}$	$\frac{77000}{EI}$
C	$-\frac{12663}{EI}$	$-\frac{6950}{EI}$	$\frac{14350}{EI}$
E	$\frac{68200}{EI}$	$\frac{40,850}{EI}$	$\frac{79370}{EI}$

luego la máxima deflexión ocurre en el punto E y es :

$$f_{\text{máx.}} = \frac{79370}{EI}$$

La máxima deflexión aceptada para ejes de transmisión es;

$$f_{\text{máx.}} = 0.01"/\text{pie long.}$$

Luego para una longitud de $\left(\frac{10.5}{12}\right)$, se tiene :

$$f = 0.00875"$$

Para el acero el valor de E es :

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lbs./pulg.}^2$$

Para un eje macizo el valor de I es :

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{-----} \quad 3.11$$

Luego :

$$0.00875 = \frac{79370}{EI}$$

$$0.00875 = \frac{79370}{30 \times 10^6 \times \frac{\pi d^4}{64}}$$

En donde se obtiene :

$$\underline{d = 1.57 \text{ pulg.}}$$

Cálculo para la Velocidad Crítica

Determinación de las deflexiones estáticas en el eje.

Los pesos de las poleas de pulido son : 5.5 lbs. c/u y el peso de la polea para la faja en V es = 8 lbs.

El diagrama de cargas será :

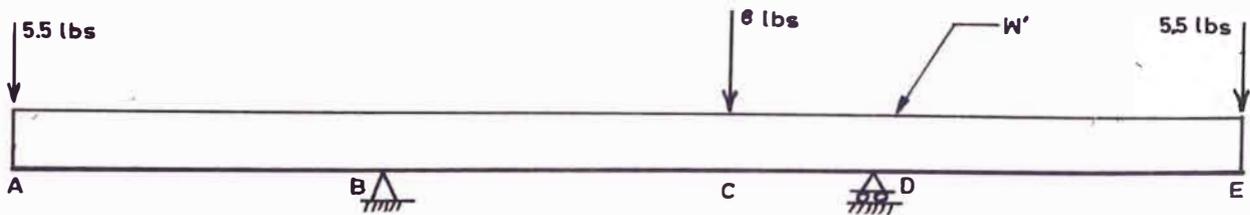


FIG. 21

Para el cálculo de la velocidad crítica se utilizará, la ecuación de DUNKERLEY ver Holownko (10) pág. 102, en donde ;

$$\frac{1}{\Omega_c^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\Omega_i^2} \quad \text{----- 3.12}$$

En donde :

Ω_c = Velocidad crítica del sistema de multimasas.

Ω_i = Velocidad crítica la cual se debe a la masa (mi) cuando está actuando sola.

Para resolver el problema se ha considerado que la masa del eje está actuando como carga concentrada en los extremos y en el centro, para poder hallar las deflexiones estáticas respectivas debidas a c/u .

Para hallar las deflexiones se ha considerado el siguiente diagrama :

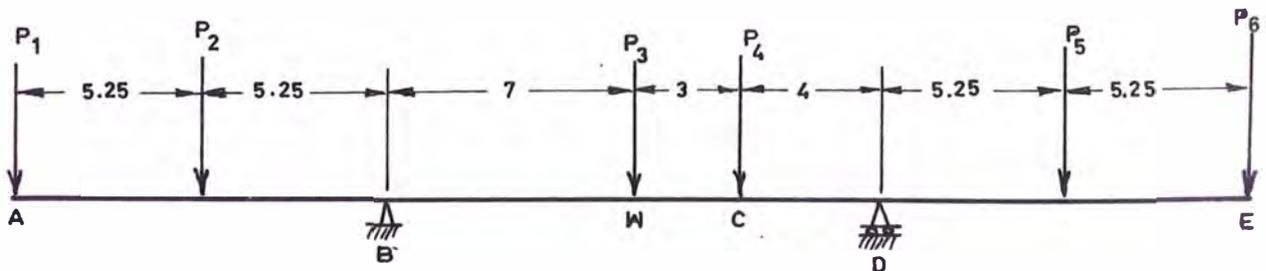


FIG. 22

En donde :

$$P_1 = 5.5 \text{ lbs.}$$

$$P_2 = 6.3 \text{ lbs.}$$

$$P_3 = 8.4 \text{ lbs.}$$

$$P_4 = 8.0 \text{ lbs.}$$

$$P_5 = 6.3 \text{ lbs.}$$

$$P_6 = 5.5 \text{ lbs}$$

Las deflexiones debida a cada carga independientemente (para un eje de acero de 1.75"), son :

$$\delta_1 = 3.66 \times 10^2 \text{ pulg.}$$

$$\delta_2 = 8.25 \times 10^5 \text{ pulg.}$$

$$\delta_3 = 3.47 \times 10^5 \text{ pulg.}$$

$$\delta_4 = 2.82 \times 10^5 \text{ Pulg.}$$

$$\delta_5 = 0.25 \times 10^5 \text{ pulg.}$$

$$\delta_6 = 3.66 \times 10^5 \text{ pulg.}$$

De HOLOWENKO (10) pág. 102 se encuentra la siguiente relación :

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{g}{\delta_i}} \quad \text{-----} \quad 3.13$$

En donde :

δ_i = Deflexión estática debida a P_i

Ω_i = Velocidad crítica en "i"

g = Aceleración de la gravedad

Siendo :

$g = 386 \text{ pulg/seg}^2$ y remplazando las respectivas deflexiones estáticas se tiene las siguientes valores de velocidad crítica.

$$\Omega_1 = 1.03 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_2 = 2.16 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_3 = 3.33 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_4 = 3.7 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_5 = 2.16 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_6 = 1.03 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

Remplazando valores en la relación se tiene :

$$\Omega_c = 638 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_c = 6,100 \text{ rpm.}$$

Como se observa esta velocidad crítica, esta muy alejada de la velocidad de trabajo por tanto no existirán problemas de funcionamiento desde este punto de vista.

Cálculo por fatiga :

Para realizar este cálculo, se aplicará al método de Soderberg, de Shigley (11) pág. 505 se encuentra la siguiente fórmula :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_f}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_t}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad \text{----- } 3,14$$

En donde :

d = diámetro del eje

M_t = Momento torsor en el punto

M_f = Momento flector en el punto

n = Coeficiente de seguridad

S_y = Esfuerzo en el límite elástico

S_e = Esfuerzo de fatiga modificado

El esfuerzo de fatiga es :

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad \text{----- } 3.15$$

En donde :

k_a = coeficiente de superficie o acabado

k_b = Coeficiente de tamaño

k_c = coeficiente de confianza

k_d = coeficiente de temperatura

k_e = coeficiente modificado por concentración de tensiones

k_f = coeficiente de efectos diversos

S'_e = Límite de fatiga de la probeta.

Para el acero SAE 1020

$$S_{ut} = 62,000 \text{ psi.}$$

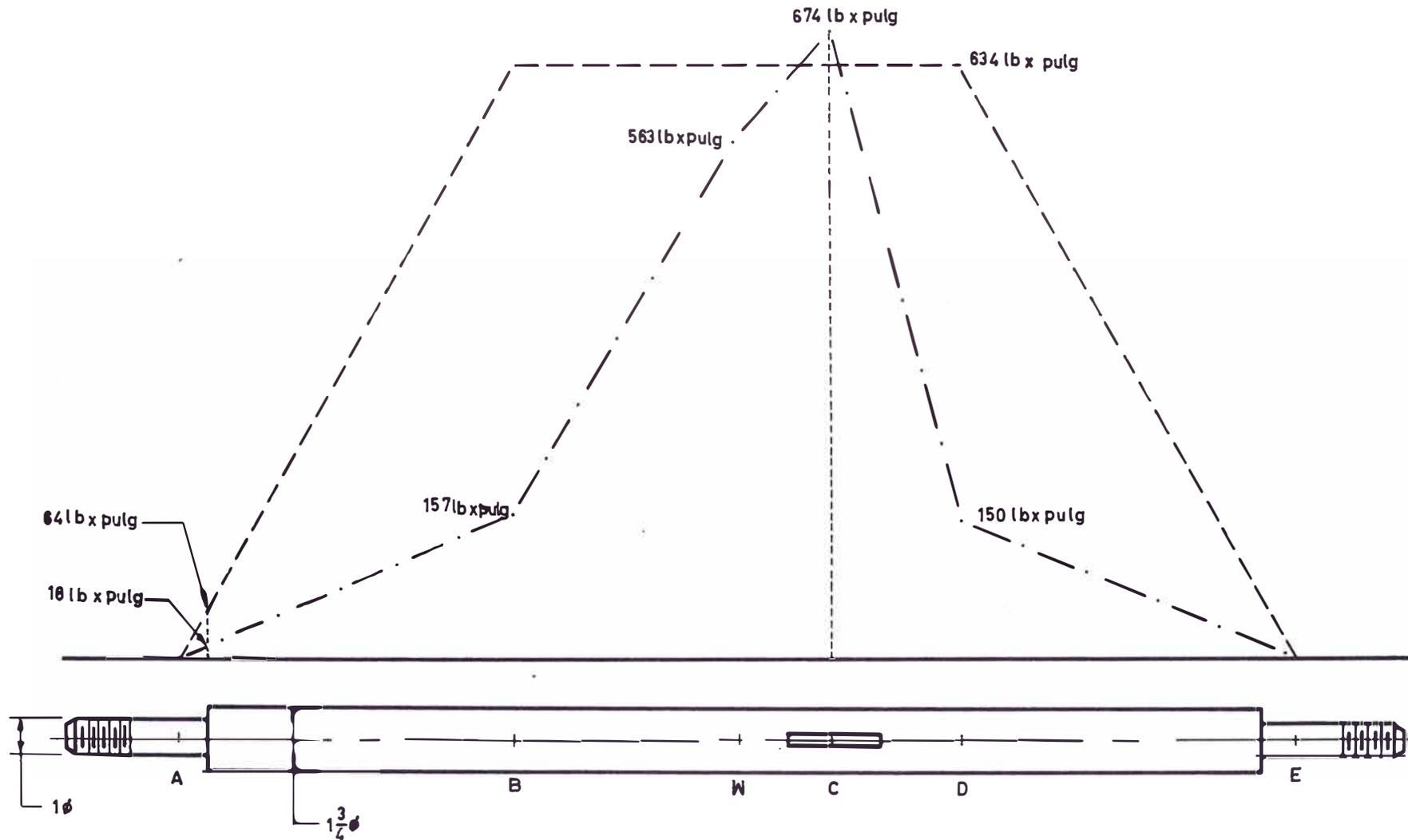
De Shigley (11) fig. 5-26 para acero laminado en frío, se tiene : $k_a = 0.85$

CASO I

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES SOBRE EL EJE

- - - - - MOMENTOS HORIZONTALES

- MOMENTOS VERTICALES



El factor de tamaño se considera aproximado y son :

$$k_b = 0.85 \text{ (para } d = 1.3/4" \text{)}$$

$$k_b = 0.90 \text{ (para } d = 1" \text{)}$$

El factor k_c o factor de supervivencia (el eje es practicamente el elemento más importante del sistema) se considera 95% utilizando la tabla 5-2 de Shigley (11) se obtiene:

$$k_c = 0.82$$

El factor k_d no se considera debido a que se trabaja a temperatura ambiente, luego :

$$k_d = 1.00$$

Para la selección del factor k_e debe tenerse en consideración el entalle y el canal chavetero, para el entalle se va a considerar un diámetro menor de 1" / y un radio de incisión de 0.01"

Para el entalle :

$$\frac{h}{d} = 0.375$$

$$\text{En donde : } h = (D - d) / 2$$

$$r = 0.01"$$

$$\frac{H}{r} = 18$$

$$d = 1"$$

$$D = 1.3/4"$$

Luego utilizando la Fig (14) pág. 432 de MARKS (4), se halla el coeficiente de concentración (k_t) es :

$$k_t = 2.2$$

De la figura 5 -27 de Shigley (11) para un acero de 62,000 Psi se tiene :

$$q = 0.56$$

Reemplazando valores en la fórmula 5-18 de (11), se tiene :
 $k_f = 1 + q(kt + 1) \text{ -----3.16}$

Y reemplazando en la ecuación 5-16 de Shigley (11) se obtiene:

$$k_e = \frac{1}{1.67} = 0.6$$

Para el canal chavetero :

De Shigley (11) pág. 89, se obtiene que el valor de k_e se puede considerar 0.5 para canales chaveteros.

$$\text{Luego : } k_e = 0.5$$

De (11) pág. 162 se considera

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \text{ -----3.17}$$

Luego :

$$S'_e = 31,000 \text{ Psi}$$

Para el entalle :

$$S_e = 0.85 \times 0.90 \times 0.82 \times 0.6 \times 31,000$$

$$S_e = 11,300 \text{ Psi}$$

Para el canal chavetero :

$$S_e = 0.85 \times 0.85 \times 0.82 \times 0.5 \times 31,000$$

$$S_e = 0.296 \times 31,000$$

$$S_e = 9,176 \text{ Psi}$$

reemplazando valores en la ecuación 3.15 y tomando los valores del momento flector de la figura 23 se tiene :

Para el entalle :

$$M_f = \sqrt{64^2 + 18^2} + 66.5 \text{ lbs. -pulg.}$$

El momento torsor en ese punto es:

$$M_t = 53 \text{ lbs-pulg.}$$

El valor de S_y para el acero SAE 1020 se considera :

$$S_y = 43,000 \text{ Psi}$$

El coeficiente de seguridad (n) se puede considerar 1.50, reemplazando valores se tiene :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{3.14} \left[\left(\frac{105}{43,000} \right)^2 + \left(\frac{66.5}{11,300} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Luego :

$$d = 0.42''$$

El diámetro necesario es de 0.42", que es menor que el considerado o sea de 1" .

En el canal chavetero :

$$M_f = \sqrt{634^2 + 674^2} = 928 \text{ lbs x pulg.}$$

El momento torsor en la polea será:

$$M_t = 105 \text{ lbs x pulg.}$$

$$S_y = 43,000 \text{ Psi}$$

$$n = 1.5$$

Reemplazando valores se tiene :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{3.14} \left[\left(\frac{105}{43,000} \right)^2 + \left(\frac{928}{9,170} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Luego :

$$d = 1.15$$

Para este primer caso se tiene la condición más desfavorable en el cálculo por deflexión, obteniéndose un diámetro de 1.572 pero la medida comercial en eje trafilado SAE 1020 es 1.3/4 " por lo tanto el diámetro a usar será :

$$\underline{d = 1.3/4''}$$

CASO II :

De las figuras 14 y 16, el cálculo del momento flector máximo es :

$$M_f = \sqrt{635^2 + 157^2} \text{ lb x pulg.}$$

$$M_f = 651 \text{ lbs x pulg.}$$

El momento torsor en ese punto es

$$M_t = 53 \text{ lbs x pulg.}$$

El material que se utiliza para este caso es el mismo que el anterior.

Cálculo por Resistencia

Si ~~comparamos~~ los valores de los momentos de ambos casos, vemos las condiciones más críticas lo tiene el caso I , por lo tanto no se realizará su cálculo,

Cálculo por Torsión :

El momento torsor en este caso , es también menor que para el caso anterior.

Cálculo Por Deflexión

Aplicando el método de superposición:

Cargas Horizontales

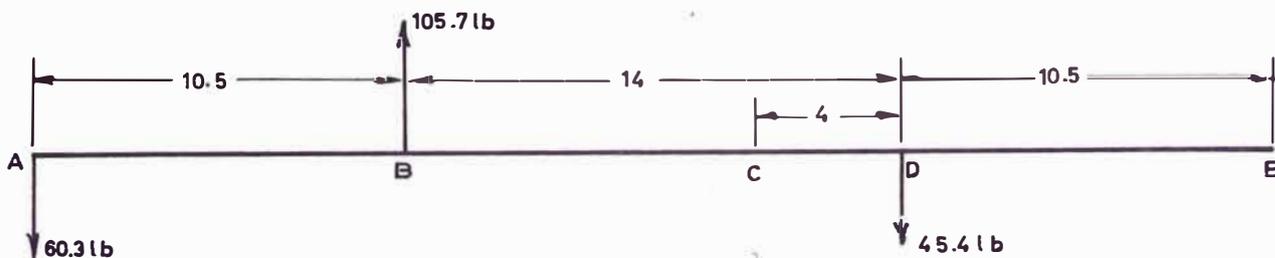


FIG. 24

De AISC (7) pág. 2-129 utilizando la condición 26

La deflexión en el punto C

$$f_{CH} = \frac{60.3 \times 10.5 \times 4 (14^2 - 4^2)}{6 EI \times 14} = - \frac{5600}{EI}$$

La deflexión máxima en la carga puntal

$$f_{AH} = \frac{60.3 \times 10.5^2}{3 EI} (14 + 10.5) = \frac{54,169}{EI}$$

CARGAS VERTICALES :

- 1) Para el caso en que se tenga.

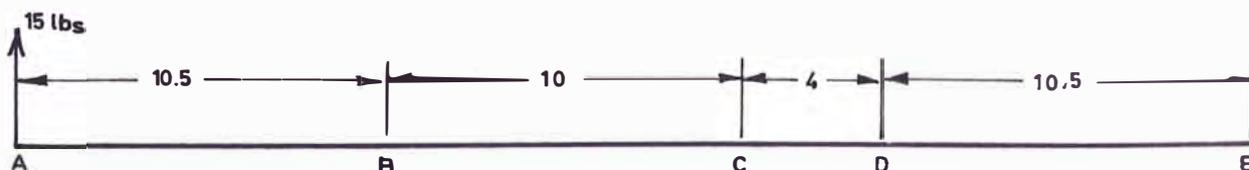


FIG. 25

De AISC (7) pág. 2-129

$$f_{AV_1} = \frac{15.0 \times 10.5^2}{3 EI} (14 + 10.5) = \frac{13,700}{EI}$$

$$f_{CV_1} = \frac{15 \times 10.5 \times 4}{6 EI \times 14} (14^2 - 4^2) = \frac{1350}{EI}$$

2) Para el caso :

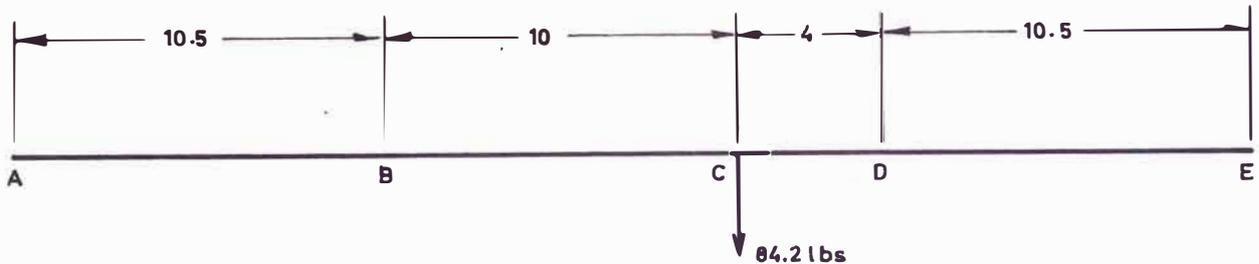


FIG. 26

De AISC (7) pág. 2- 129 condición 28

$$f_{AV_2} = \frac{84.2 \times 10 \times 10.5}{6 EI \times 14} = (14 + 10.5) = \frac{10580}{EI}$$

$$f_{CV_2} = \frac{84.2 \times 4^2 \times 10^2}{3 EI \times 14} = \frac{3200}{EI}$$

3) Para el caso :

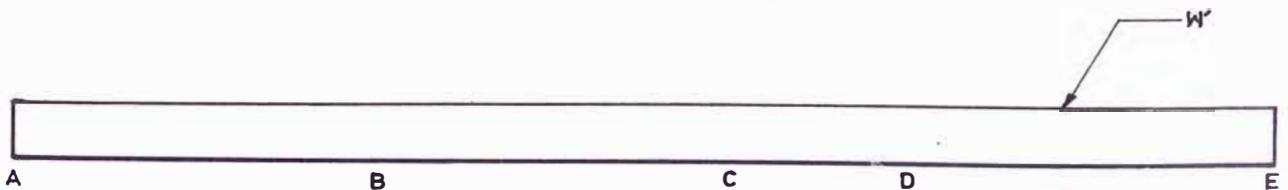


FIG. 27

Luego :

$$F_{AV_2} = \frac{3480}{EI}$$

$$F_{CV_3} = - \frac{2600}{EI}$$

TABULACION DE LAS DEFLEXIONES :

PUNTO	DEFLEXION		
	HORIZONTAL	VERTICAL	RESULTANTE
A	54,169/EI	27,760/EI	60,700/EI
	- 7,150/EI	9,070/EI	

La máxima deflexión ocurre para el punto A y tiene un valor de 60,700/EI .

Si comparamos este valor con el hallado para el primer caso se observa que las condiciones críticas por deflexión se tiene para el primer caso .

Cálculo Por la Velocidad Crítica

Siguiendo el mismo procedimiento del caso anterior, se obtiene

$$\Omega_1 = 1.03 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_2 = 2.16 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_3 = 3.33 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_4 = 3.7 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_5 = 2.16 \times 10^3 \text{ rad/seg.}$$

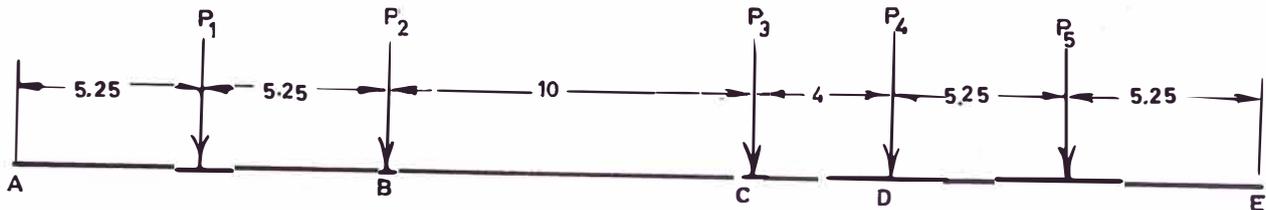


FIG. 28

Remplazando valores en la fórmula 3.12, se obtiene :

$$\Omega_c = 810 \text{ rad/seg.}$$

$$\Omega_c = 7,750 \text{ rpm.}$$

Valor alejado de la velocidad de trabajo.

Cálculo de fatiga :

Si comparamos las figuras 23 y 29 se llegaría a la conclusión que el cálculo por fatiga en este caso nos daría un diámetro igual para el detalle y menor para el canal chavetero, por lo tanto se puede prescindir del cálculo por fatiga.

Analizados los dos casos se puede determinar el eje a usar será :

Material : SAE 1020 laminado en frío

Diámetro del eje : 1.3/4"

Diámetro del entalle : 1"

Largo : 42"

Selección de rodamientos :

En SKF (13) pág. 7 en la selección del tipo y tamaño del rodamiento expresa "Si el eje puede ocupar una posición oblicua

con respecto al soporte, conviene emplear rodamientos a bolas a rotula o de rodilla a rotula, por sus propiedades de alineación automática" y " El tamaño del rodamiento queda determinado por las cargas que deberá soportar y por las exigencias sobre la duración y la seguridad de funcionamiento " .

Para el cálculo del rodamiento se van ha considerar las cargas desfavorables y esta condición se tiene en la figura 3 para el punto D, en donde :

$$R_{DV} = 116.0 \text{ lbs.}$$

$$R_{DH} = 60.3 \text{ lbs.}$$

Luego la carga radial (Fr) es :

$$F_r = \sqrt{R_{DV}^2 + R_{DH}^2} \text{ ----- } 3.18$$

$$F_r = \sqrt{116.0^2 + 60.3^2} \text{ lbs.}$$

Luego :

$$F_r = \underline{\underline{131.0 \text{ lbs.}}}$$

Para la duración de funcionamiento (Lh) ver catálogo SKF (3) pág. 20, para máquinas de 8 horas de servicio diario, totalmente utilizadas; de donde se utilizó :
25,000 horas .

Luego, las condiciones para el cálculo son :

Tipo de rodamiento : Bolas a rotura

Fuerza Radial : 131.0 lbs

Nro. de revolución = 3,150 rev/min.

Duración de funcionamiento = 25,000 horas.

Cálculo de la fuerza equivalente :

$$P = x F_r + Y F_a \text{ ----- } 3.19$$

$$F_a = 0$$

$$F_r = 131.0 \text{ lbs.}$$

$$X = 1 \text{ (catálogo SKF (3') pág. 13 Tabla I)}$$

Luego :

$$P = 131/0 \text{ lbs. (59.5 kgs.)}$$

De la Tabla Nro. 3 catálogo SKF (3'), para :

$$N = 3,200 \text{ rpm.}$$

$$L_h = 25,000 \text{ horas}$$

Se obtiene :

$$\frac{C_a}{P} = 16.8$$

$$\frac{C_a}{P} = (\text{Seguridad de carga}).$$

En donde :

C_a = Capacidad de base dinámica del rodamiento

P = Carga equivalente

Luego:

$$C_a = 6.8 \times P = 16.8 \times 59.5 \text{ kgs.}$$

$$C_d = 1,000 \text{ kgs.}$$

Luego, tenemos que escoger un rodamiento con capacidad de base de 1,000 kgs. del catálogo (3') SKF pág. 87, rodamientos a bolas de rotula con manguito de fijación que debe cumplir con las siguientes condiciones :

$$\text{Diámetro del eje} = 1.3/4" (44.5\text{mm})$$

$$\text{Capacidad de base} = 1,000 \text{ kgs. (mín.)}$$

Nro. revoluciones = 3,150 (mínima)

De donde se escoge :

Rodamiento con aguja cónico

Nro. 1210 K

Manguito de fijación

H e 210

Ambos elementos comercialmente tienen la siguiente denominación en SKF

1510 E

Selección Del Soporte Para Rodamiento :

DE la pág. 148 catálogo (3) se selecciona el soporte

S 510 X

Luego la selección completa se los soportes con rodamientos en el sistema de transmisión será (en la pág. 149' del catálogo (3) :

1 soporte (S) 1510 X E y 2 anillos guías

F r 90/5.5

1 soporte (S) 1510 X E

CALCULO DEL PRISIONERO PARA LA POLEA MOVIDA:

De (4) pág. 990, de VALLANCE se obtiene la siguiente fórmula :

$$P_{pr} = \frac{63025 \cdot H P}{N \cdot d} \quad \text{-----} \quad 3.20$$

En donde :

H P = Potencia de caballos ingleses

d = dia. del eje en pulgadas

N = Nro. de revoluciones por minuto

Para una potencia de 5.4 HP, N = 3,150 rpm.

$$\frac{d}{2} = \frac{1.3/4''}{2} = 7/8''$$

Remplazando valores se tiene :

$$P_p = 123 \text{ lbs.}$$

De la tabla Nro. 25 (fuerza de sujeción de prisioneros de plana ó de taza) ver Apendice tabla VIII) se obtiene el diámetro del prisionero en función de fuerza de retención de seguridad, por lo tanto el diámetro del prisionero es

$$d_p = 5/16''$$

Cálculo de la chaveta en la polea movida :

De (4) pág. 1006 tabla 42 (ver Apendice tabla IX) VALLANCE apropiada para un eje de 1.3/4"/, obteniendose una chaveta cuadrada de 3/8" x 3/8" .. Seguidamente se realiza el cálculo de la longitud de la chaveta.

Datos :

Chaveta cuadrada de 3/8" n=2.00

Material ACERO SAE 1015 Sut=45,000 psi.

CASO II

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES SOBRE EL EJE

-----MOMENTOS HORIZONTALES

.-.-.-.-MOMENTOS VERTICALES

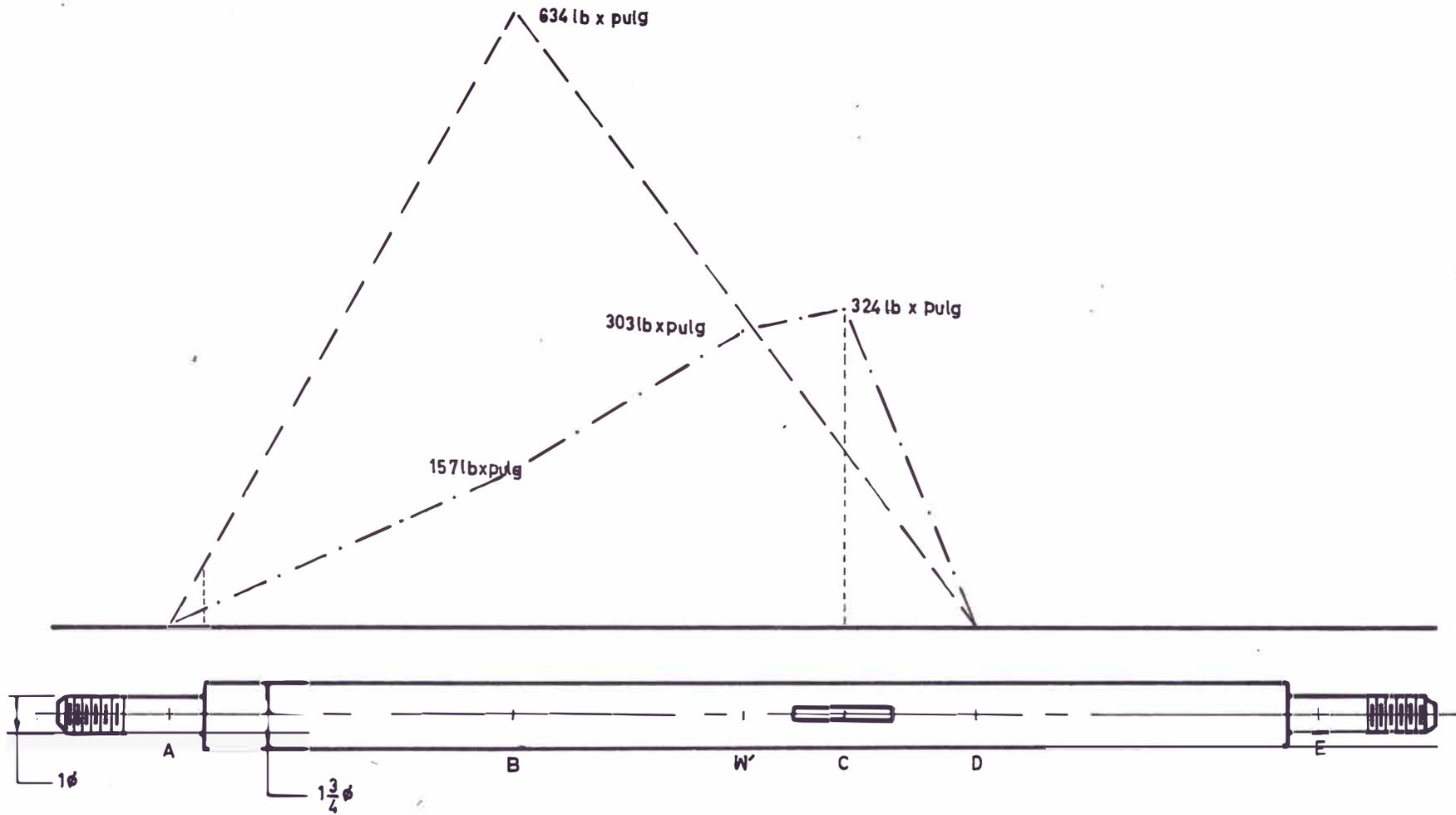


FIG. 29

Torque a transmitir $M_t = 105 \text{ lbs x pulgs.}$

Diámetro del eje = $1.3/4"$

Luego la fuerza tangencial en la superficie del eje es

$$F_t = \frac{105 \text{ lbs x pulg.}}{1.3/4" / 2} = \frac{105 \text{ lbs x pulgs.}}{7/8 \text{ pulgs.}}$$

$$F_t = 120 \text{ lbs.}$$

$$S_c = 0.500 \times 45,000 = 22500 \text{ Psi}$$

Luego :

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{S_c}{2} = 11,250 \text{ Psi}$$

Pero :

$$\tau_{\text{dis.}} = \frac{F}{t' \times l} \text{ ----- } 3.21$$

En donde

t' = ancho de chaveta

l = longitud de chaveta

F_t = fuerza tangencial

$\tau_{\text{dis.}}$ = Esfuerzo cortante de diseño.

$$l = \frac{F}{t' \times T_c} = \frac{120 \text{ lbs.}}{0.375" \times 11,250} \longrightarrow l = 0.028"$$

Para el caso del aplastamiento :

$$\frac{S_y}{2} \frac{F_t}{t.l/2} = \text{-----} 3.22$$

Se obtiene la misma longitud de chaveta, que como se observa es una longitud pequeña, para mayor comodidad se va a usar una chaveta de la misma longitud del cubo de la polea.

Luego la chaveta tendrá una longitud de $2.5/8$ ".

SELECCION DEL CONTACTOR

Del catálogo TICINO se selecciona el guardamotor, para lo cual, (4') se necesita la potencia del motor y el voltaje del mismo,. De la pág. 35 se tiene las características del motor
 ■ V 112 M 2

(MOTOR MARELLI) :

Potencia = 6.6 H P \approx 6,6 C V

Voltaje = 220 voltios

Trifásico

De la pág. 4 de catálogo TICINO (4') se tiene la tabla de "Datos relativos a los motores asincronos trifásicos funcionando a plena carga"

El protector que conviene a nuestra selección es el Nro. 3112 que tiene las siguientes características

Corriente de regulación	14.0 (mín)
de amperios	17.5 (máx)
Potencia referida	4.9 (mín)
a 220 voltios en C V	6.2 (máx)

DISEÑO DEL BASTIDOR Y COMPONENTES

En este punto se ha tratado tres elementos importantes en la máquina ; 1ro. El bastidor, 2do/ El Soporte-templador del motor y 3ro. La cimentación de la máquina.

El bastidor de la máquina se ha diseñado en PL de 3/16" (espesor), debido a los espacios huecos que presenta el cuerpo ha sido necesario considerar este como un elemento formado por cuatro perfiles angulares para realizar su cálculo de comprobación .

Este comprende cálculo por resistencia y cálculo de las vibraciones naturales de la máquina, habiéndose comparado la frecuencia natural de un bastidor de PL 1/8" y otro de PL 3/16".

Los cálculos anteriormente señalados se han hecho para los dos casos de operación :

- 1ro. Eje cargado en ambos extremos y
- 2do. Eje cargado en un solo extremo.

Luego, ^{se} diseña la soldadura del bastidor mostrándose como actúan las cargas extremas y las fuerzas resultantes sobre la soldadura. En este punto se ha considerado los valores más desfavorables de ambos casos, para realizar un diseño que de mayor margen de seguridad.

El soporte- templador del motor ha sido diseñado tomando como ~~referencia~~ ^{referencia} otros soportes para motores de 6 a 7 HP, considerando la experiencia acumulada en otros soportes se ha procedido a comprobar las partes más elementales como son: los templadores y la platina donde ajustan los templadores.

En la cimentación de la máquina se ha considerado conocida la base (área) del cimiento, luego se procede a la comprobación del terreno, cálculo de la altura del cimiento y características de los anclajes.

Se ha omitido diversos componentes del bastidor como: guardas, tapas, pernos de sujeción, colocación del contactor - protector del motor etc. los cuales serán detallados en los respectivos planos de construcción.

DISEÑO DEL BASTIDOR

CASO I : EJE CARGADO EN AMBOS EXTREMOS

Cargas verticales Y horizontales que actuan sobre el bastidor :

Cargas horizontales :

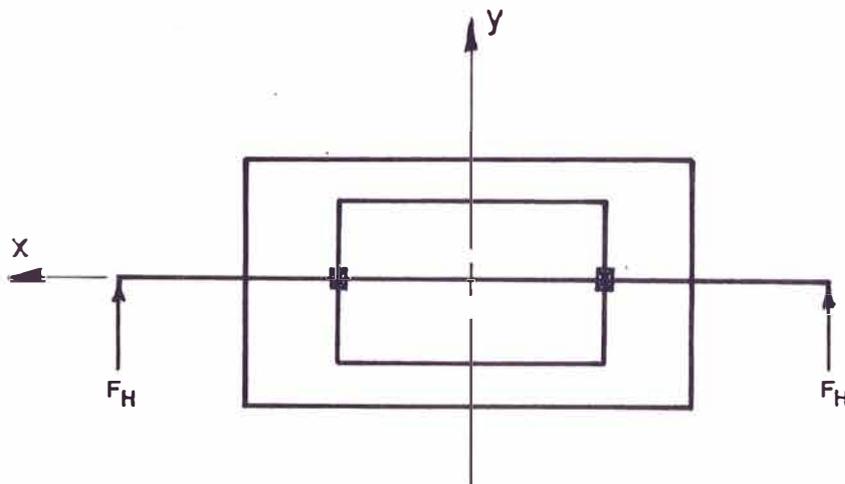


FIG.30

Cargas Verticales:

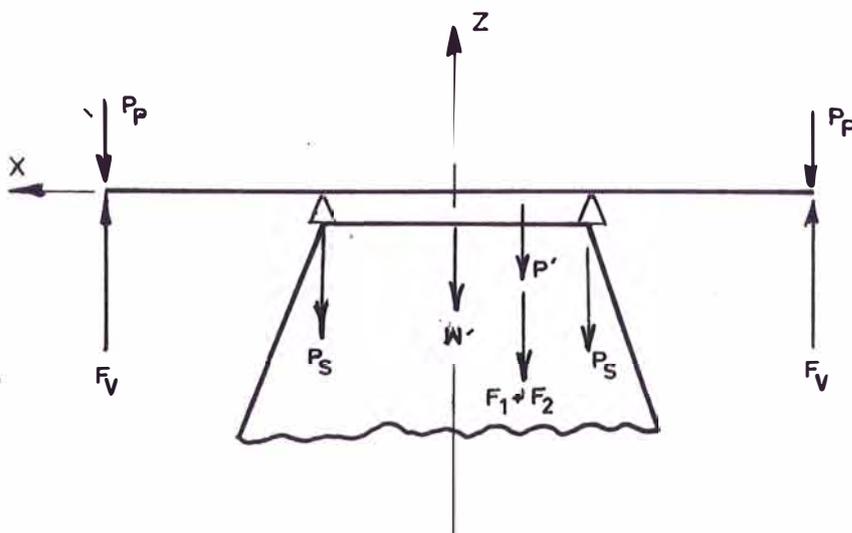


FIG.31

Siendo :

F_H (componente horizontal en el extremo del eje) =
60.3 lbs.

F_V (componente vertical en el extremo del eje) =
15 lbs.

P_P (peso de la polea de pulido) = 5.5 lbs.

P_S (peso del soporte del rodamiento, incluido este)
= 9.9 lbs,

ω (peso del eje) = 21 lbs.

$F_1 + F_2$ (tensión de las fajas) = 168 lbs.

P' (peso de la polea para faja) = 8 lbs.

Luego, las cargas que actuarán sobre el bastidor serán :

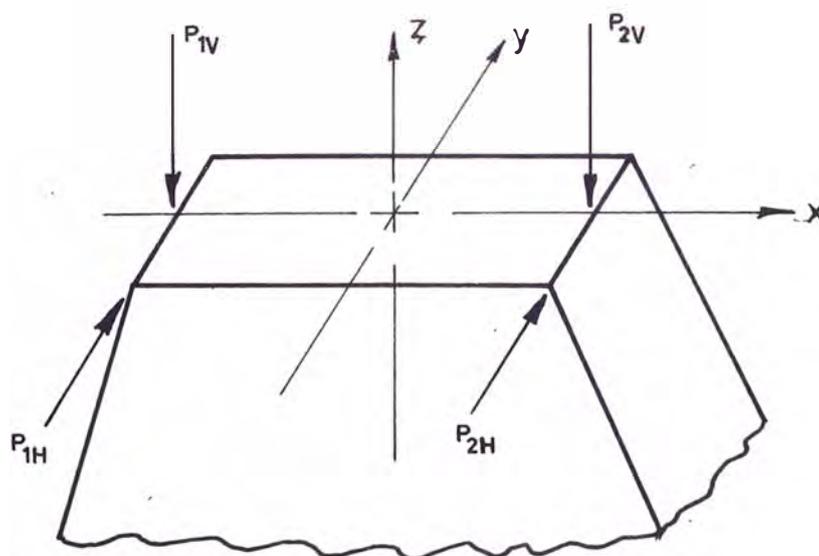


FIG. 32

Siendo sus valores

$$P_{1V} = 60.7 \text{ lbs.}$$

$$P_{2V} = 157.5 \text{ lbs.}$$

$$P_{2V} = P_{2H} = 60.3 \text{ lbs}$$

Por razones de diseño las cargas a considerar sobre el bastidor son :

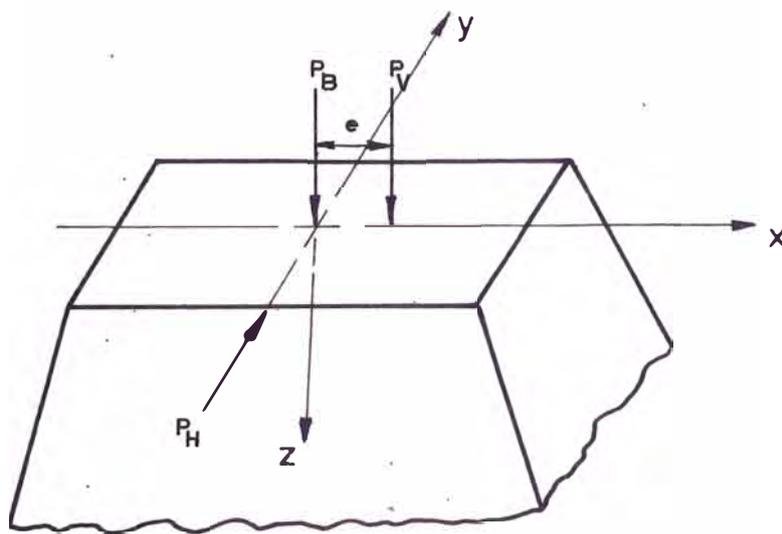


FIG. 33

En donde :

P_B = Peso del bastidor (que se ha considerado actuando sobre la parte superior).

P_V = Carga equivalente (a las cargas verticales de la fig. 30)

P_H = Carga equivalente (ver fig. 29).

e' = Excentricidad de la carga equivalente vertical.

Las dimensiones de la sección recta superior del bastidor son : 14" x 10" .

Luego se obtendrán los siguientes valores

$$P_V = 198 \text{ lbs.}$$

$$P_B = 133 \text{ lbs. (considerando PL el acero de } 3/16" \text{ de es pesor)}$$

$$P_H = 120 \text{ lbs.}$$

$$e' = 2.7$$

El bastidor de la máquina por su forma, trabajo, etc. se va ha considerar (por razones de cálculo) como una columna, en MARKS (4) pág. 502 dice " Para columnas que soportan maquinarias, móviles etc., agregar 25% a la carga viva para tener en cuenta choques y vibraciones". Para dar mayor seguridad al diseño, he considerado que P_V , P_H , son (completamente) cargas vivas, luego :

$$P'_V = 248 \text{ lbs}$$

$$P_B = 133 \text{ lbs}$$

$$P'_H = 151 \text{ lbs}$$

Las cargas de diseño sobre el bastidor son :

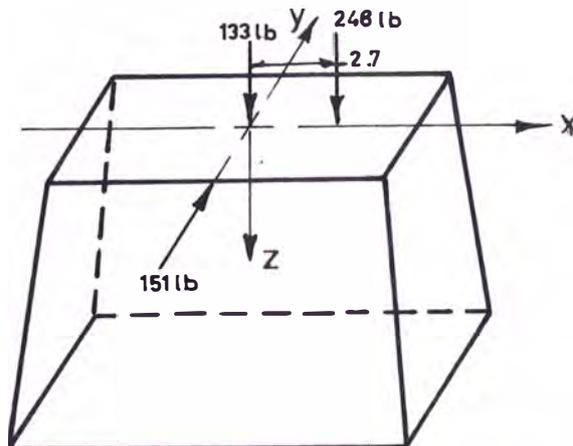


FIG.34

Para el cálculo, la columna se considera empotrada, debido a que la superficie de asiento es bastante amplia, además se considera corta por su esbeltez. En la fig. 35 se muestra forma y dimensiones del bastidor.

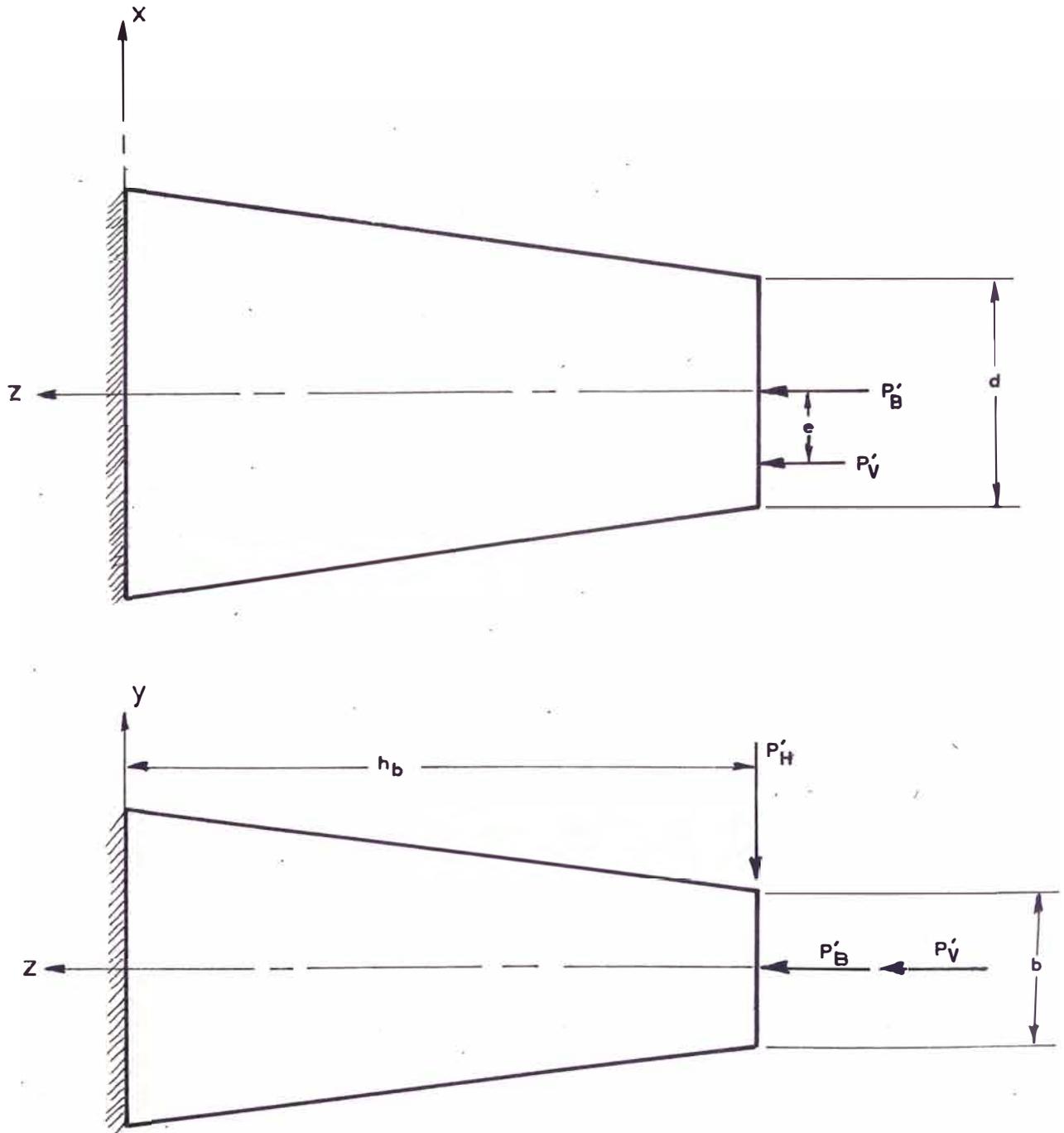
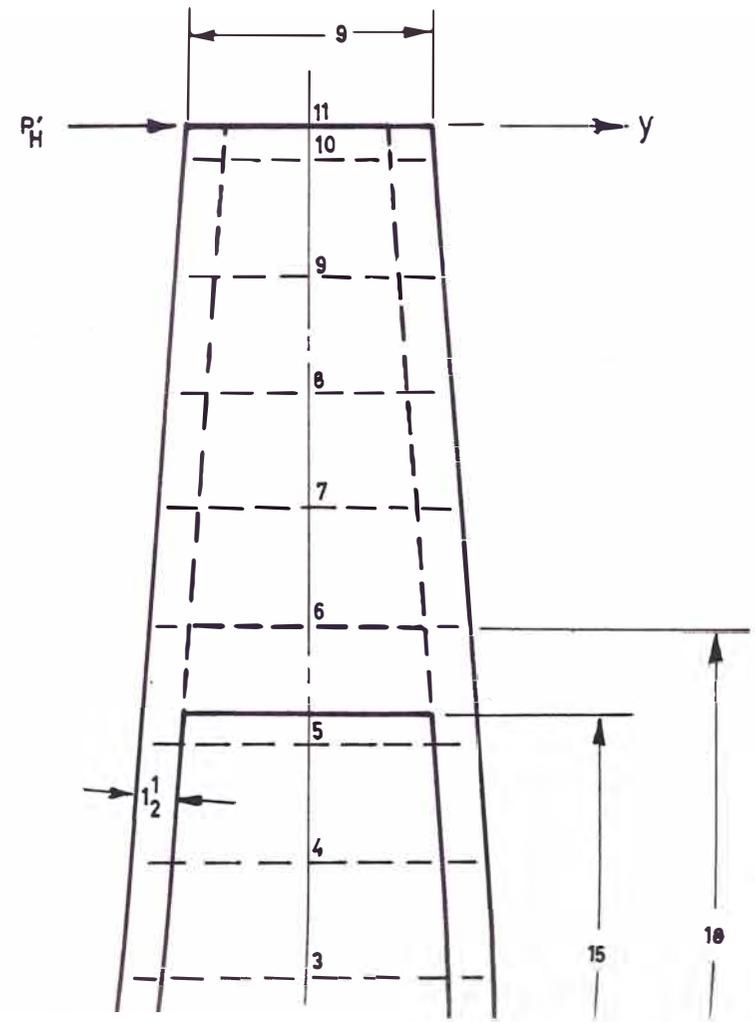
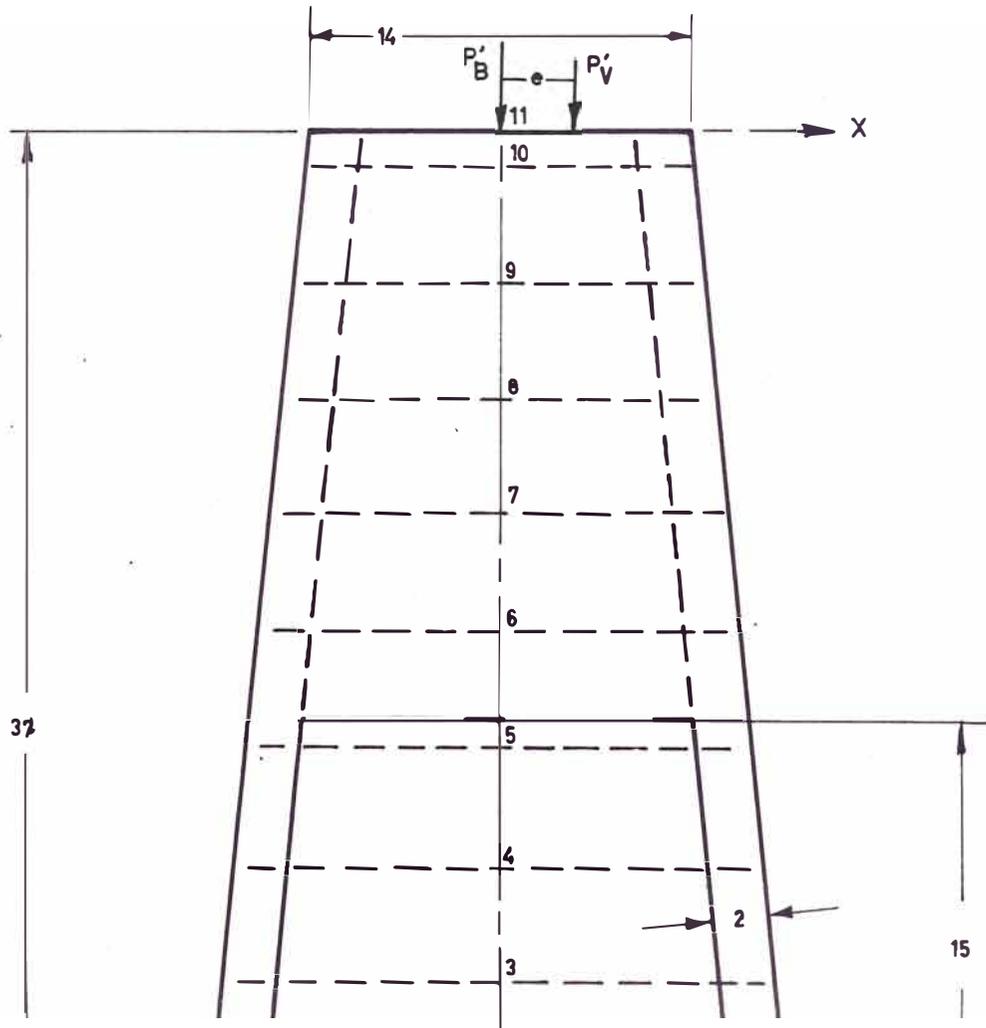


FIG. 35



Esfuerzo de compresión en los xz o yz :

$$S_{cYZ} = - \left(\frac{P'_V + P'_B}{A} \right) - \left(\frac{P'_V \cdot e \cdot \frac{d}{2}}{I_y} \right)$$

$$S_{cYZ} = - \left(\frac{P'_V + P'_B}{A} \right) - \left(\frac{P'_H \cdot h \cdot \frac{d}{2}}{I_x} \right)$$

En donde :

A = Area neta de la columna

$\frac{d}{2} \cdot \frac{b}{2}$ = distancia de la fibra más alejada al centroide.

I_x, I_y = Momentos de Inercia.

En la fig. 35 se muestra el bastidor que será construido en \mathbb{R} de fierro

Para el cálculo se ha idealizado el bastidor como un elemento formado por 4 perfiles angulares; el cuerpo se ha dividido en once puntos, calculandose para cada uno sus características geométricas y los esfuerzos correspondientes.

CALCULO DE LOS MOMENTOS DE INERCIA Y AREA

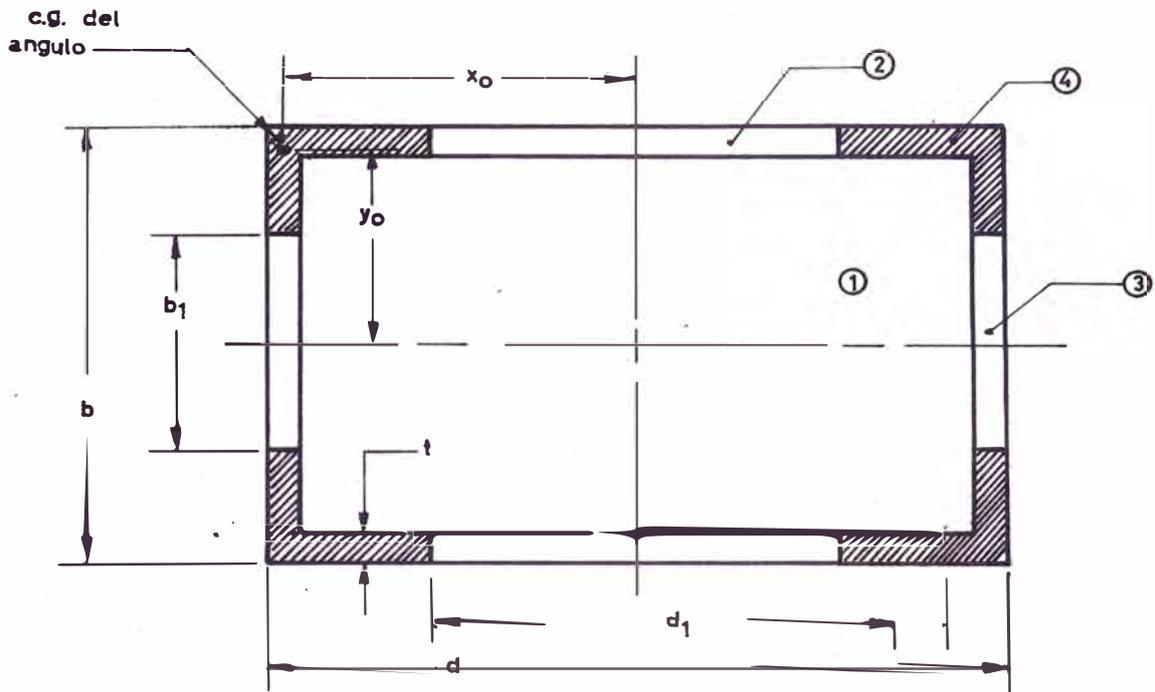


FIG.37

Momento de inercia total (I_t) :

$$I_x = \frac{d \cdot b^3}{12}$$

$$I_y = \frac{b \cdot d^3}{12}$$

Momento de inercia (1) :

$$I_x = \frac{(d - 2t) \cdot (b \cdot 2t)^3}{12}$$

$$I_y = \frac{(b - 2t) \cdot (d - 2t)^3}{12}$$

Momento de inercia (2) :

$$I_x = \frac{d1 \cdot \left[b^3 - (b - 2t)^3 \right]}{12}$$

$$I_y = \frac{2t \cdot d^3}{12}$$

Momento de inercia (3)

$$I_x = \frac{2t \cdot d^3}{12}$$

$$I_y = \frac{b1 \cdot \left[d^3 - (d - 2t)^3 \right]}{12}$$

Luego el momento de inercia (4) :

$$I_4 = I_t - I_1 - I_2 - I_3$$

Teniendose :

$$I_{4x} = \frac{1}{12} \left\{ db^3 - (d - 2t)^3 - d1 \cdot \left[b^3 - (b - 2t)^3 \right] - b1^3 \cdot 2t \right\}$$

$$I_{4y} = \frac{1}{12} \left\{ db^3 - (b - 2t) \cdot (d - 2t)^3 - 2t \cdot d1^3 - b1 \left[d^3 - (d - 2t)^3 \right] \right\}$$

De manera similar se obtiene el área (A_4) :

$$A_4 = b \cdot d - (b-2t) \cdot (d-2t) - 2t \cdot (d_1 + b_1)$$

En la fig. 37 se encuentra el diagrama de los momentos flectores debidos a P_H^i .

En la tabla (4) se encuentran tabulados los valores geométricos y los esfuerzos de compresión que se obtienen en cada punto.

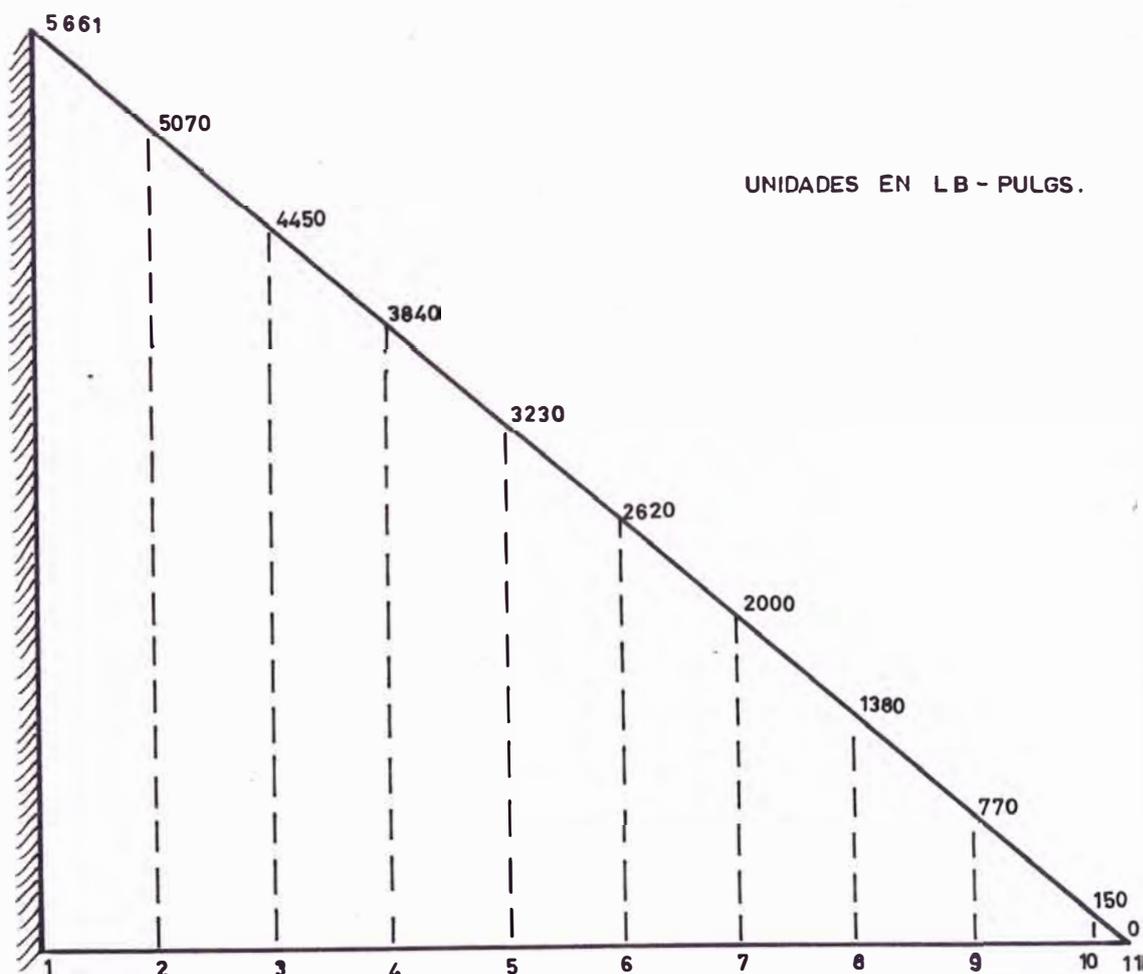


FIG. 38

$$T = A \cdot B \cdot L \cdot A \cdot N^{\circ} = 4$$

(Para $t = 3.16''$)

1	d	d ₁	b	b ₁	I _x	I _y	A	d/2	b/2	M _f	S _{cx}	S _{cyz}
	Pulg	Pulg	Pulg.	Pulg.	Pulg. ⁴	Pulg. ⁴	Pulg. ²	Pulg.	Pulg.	lb/pulg	lb/pulg ²	lb/pulg. ²
1	22.0	18.0	15.0	13.5	103.2	200.7	1.93	11.0	7.5	5,661	234.2	617.5
2	21.2	17.2	14.4	12.9	96.5	185.4	1.93	10.6	7.2	5,070	235.8	575.5
3	20.3	16.3	13.7	12.2	86.5	168.8	1.93	10.2	6.8	4,450	238.0	546.5
4	19.4	15.4	13.0	11.5	77.0	153.0	1.93	9.7	6.5	3,840	239.9	479.5
5	18.5	14.5	12.3	10.8	70.0	138.0	1.93	9.2	6.1	3,230	242.2	479.5
6	17.6	13.6	11.7	10.2	62.9	123.0	1.93	8.8	5.8	2,620	243.5	439.5
7	16.8	12.8	11.0	9.5	54.7	112.2	1.93	8.4	5.5	2,000	247.7	398.5
8	16.0	12.0	10.4	8.9	49.5	100.2	1.93	8.0	5.2	1,380	250.9	341.5
9	15.1	11.1	9.7	8.2	43.0	88.3	1.93	7.5	4.8	770	254.3	283.5
10	14.3	10.3	9.0	7.5	36.3	78.3	1.93	7.2	4.5	150	258.0	216.1
11	14.0	10.0	8.8	7.3	34.8	76.8	1.93	7.0	4.4	0	258.5	197.5

de la tabla #4 se observa que el máximo esfuerzo de compresión, se obtiene para :

$$S_{cyz} = 617.5 \text{ Psi}$$

ESFUERZO CORTANTE DEBIDO A P'_H

De pág. (14) 2.6-3 (Análisis de Flexiones) se tiene la siguiente fórmula :

$$\tau = \frac{V \cdot a \cdot X_0}{I \cdot t}$$

En donde :

τ = Esfuerzo cortante

V = Corte vertical externo.

a = Area de la sección (donde se quiere calcular el esfuerzo).

X_0 = Distancia de el centro de gravedad de el área al eje neutro de la sección completa .

t = Espesor del plano donde se desea encontrar el esfuerzo de corte.

Para nuestro caso se tiene de AISC (7) pág. 1.-33 (propiedades de ángulos desiguales), luego :

$$X_o = \frac{d}{2} = 0.64" \text{ (aprox. para ángulos } 1.1/2" \times 2" \times 3/16" \text{)}$$

$$a = \frac{A}{2}$$

$$V' = 120.6 \text{ lbs.}$$

$$t = 3/16"$$

$$I = I_x$$

Obteniendose la siguiente tabla

*T A B L A S

Puntos	Psi
1	31.3
2	32.2
3	34.6
4	36.6
5	38.2
6	40.5
7	44.3
8	46.6
9	49.9
10	57.3
11	57.5

De donde se observa que el máximo valor del esfuerzo de corte es

$$\tau = 57.5 \text{ lbs/pulg}^2$$

Utilizando PL de hierro A -7 con $S_y = 19,800 \text{ Psi}$. Luego de AISC (7) pág. 5-16, se tiene los siguientes valores permisibles :

$$S \text{ compresión} = 0.60 S_y = 19,800 \text{ Psi}$$

$$\tau_{\text{corte}} = 0.40 S_y = 13,200 \text{ Psi.}$$

CASO II : EJE CARGADO EN UN SOLO EXTREMO :

De la igual forma que el caso anterior se hallan los valores de P'_V , P'_E y T_o (Torque); teniendose en este caso cargas axiales, flectores y torsionales.

Cargas que se suceden sobre el bastidor:

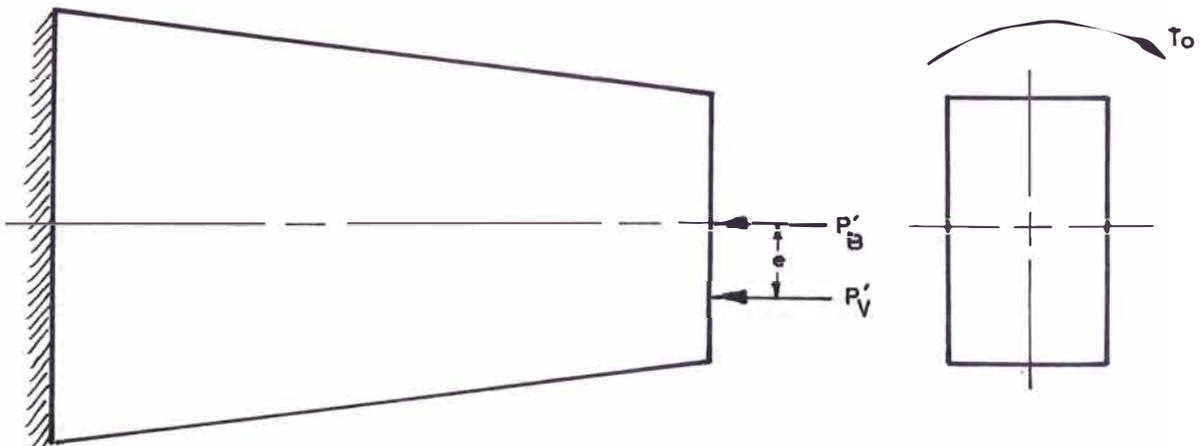


FIG. 39

En donde :

$$P'_V = 245 \text{ lbs.}$$

$$P'_B = 133 \text{ lbs.}$$

$$T_o = 1,050 \text{ lbs. x pulg.}$$

$$e = 4.8''$$

Incluido el 25%
para las cargas
vivas.

Si comparamos valores con los del caso anterior, los valores obtenidos (para la compresión) serán menores.

Cálculo por torsión, de BLODGETT (14) Pág. 3.6-2 "Propiedades torsionales de varias secciones" se tiene :

$$\tau = \frac{T}{2t(b-t)(d-t)} = \frac{1050}{2 \times 0.187 \times 8.8 \times 13.8} =$$

$$\tau = \frac{1050}{0.375 \times 8.8 \times 13.8}$$

$$\tau = 258 \text{ Psi.}$$

Este valor es muy pequeño comparado con el esfuerzo permisible por corte del material.

Cálculo de vibración en el bastidor :

En esta parte se compara la frecuencia natural de un bastidor en PL de 3/16" y otro en PL de 1/8".

Para facilitar el cálculo del bastidor se ha considerado este como una viga recta en voladizo, en la cual su sección recta (de la viga) es la menor sección del bastidor real, en el caso se obtengan frecuencias naturales cercanas a la frecuencia de trabajo se procederá a mejorar el cálculo.

De DEN HARTOG (22) pág. "Vibraciones transversales o de flexión" se tiene la relación :

$$\omega_n = a_n \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{W_l \cdot l^4}}$$

E = Módulo de ~~Young~~ Young (Psi)

I = Momento de inercia (pulg⁴)

W_l = Peso por unidad de longitud (lbs/pulg)

l = Longitud de la viga (pulg)

ω_n = Frecuencia natural (rpm)

a = Toma de distancia valores para el caso :

$$a_1 = 3.52$$

$$a_2 = 22.0$$

$$a_3 = 61.7$$

$$a_4 = 121.0$$

$$a_5 = 200.0$$

Datos :

$$E = 30 \times 10^6$$

$$I_X = 236 \text{ pulg.}^4 \text{ (PL } 3/16 \text{)}$$

$$I_X = 82.9 \text{ pulg.}^4 \text{ (PL } 1/8 \text{)}$$

$$L = 37 \text{ pulg.}$$

Remplazando y operando valores en la fórmula se tiene ;
para 3/16"

$$\omega_{n_1} = 1087 \text{ rpm}$$

Valores entre los cuales se
encuentra la frecuencia de
trabajo.

$$\omega_{n_2} = 6798 \text{ rpm}$$

Para 1/8" :

$$\omega_{n_1} = 640 \text{ rpm}$$

$$\omega_{n_2} = 4000 \text{ rpm}$$

Si comparamos estos valores observa que mayor seguridad
d , utilizar PL de 3/16" y se podría considerar que no es nece
sario su recálculo por la frecuencia de trabajo se encuentra
cerca al promedio de los valores extremos.

DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL BASTIDOR :

En la figura 39 se detalla los cordones de soldadura en el bastidor, y con respecto a esto se procede al cálculo de la soldadura; de las figuras 33 y 38 se obtienen las cargas que actúan sobre el bastidor y por lo tanto también actúan sobre la soldadura.

SCHIMPKE (15) Pág. 108, fig. (202) "Formas de construcción (elementos de deformación) "Se recomienda la forma del cordón de soldadura en un bastidor de forma semejante.

Para el caso del cálculo de soldadura vamos a considerar las cargas críticas del caso I y caso II, uniendo ambos casos en uno solo diagrama, como se muestra en la figura 40.

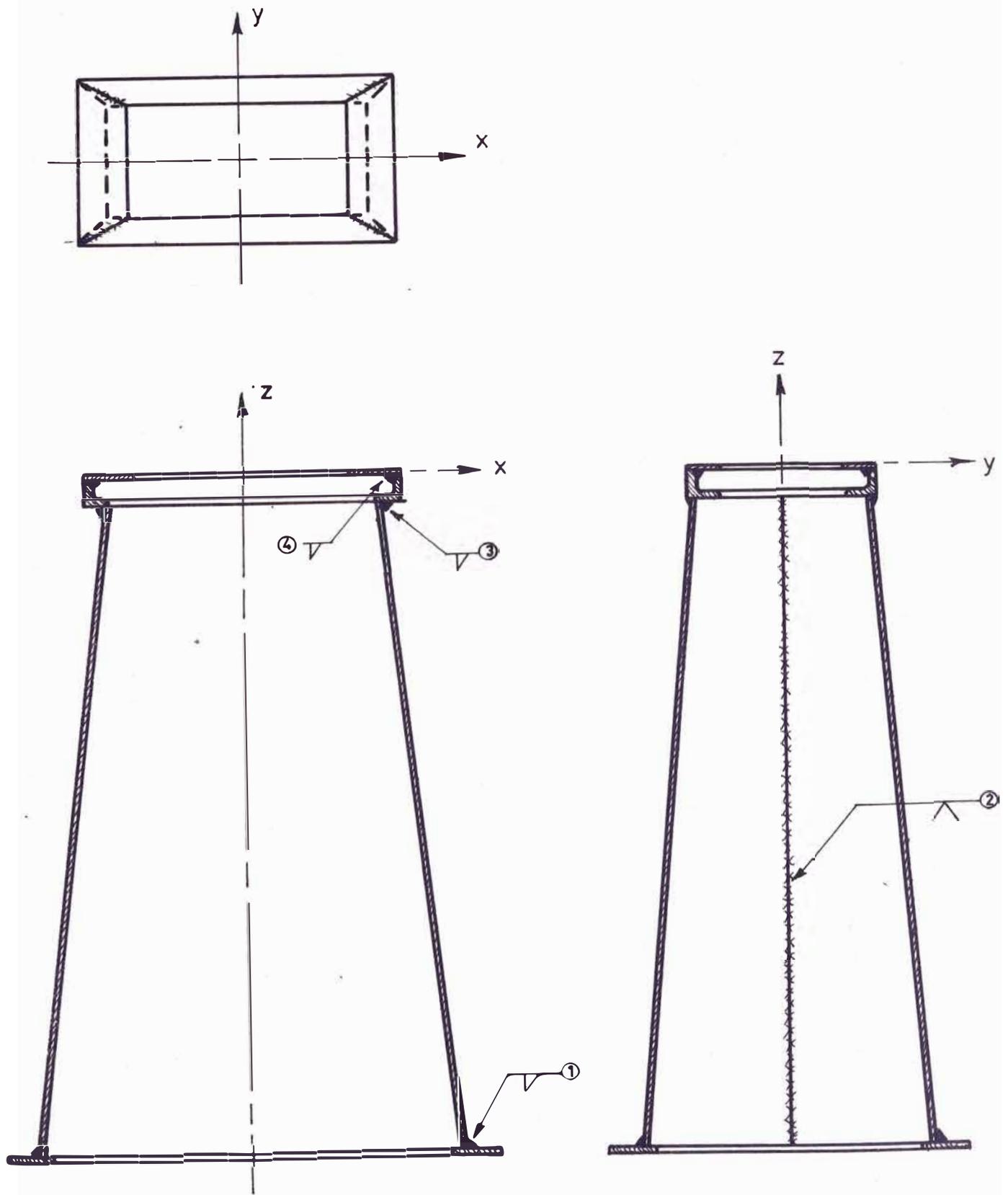
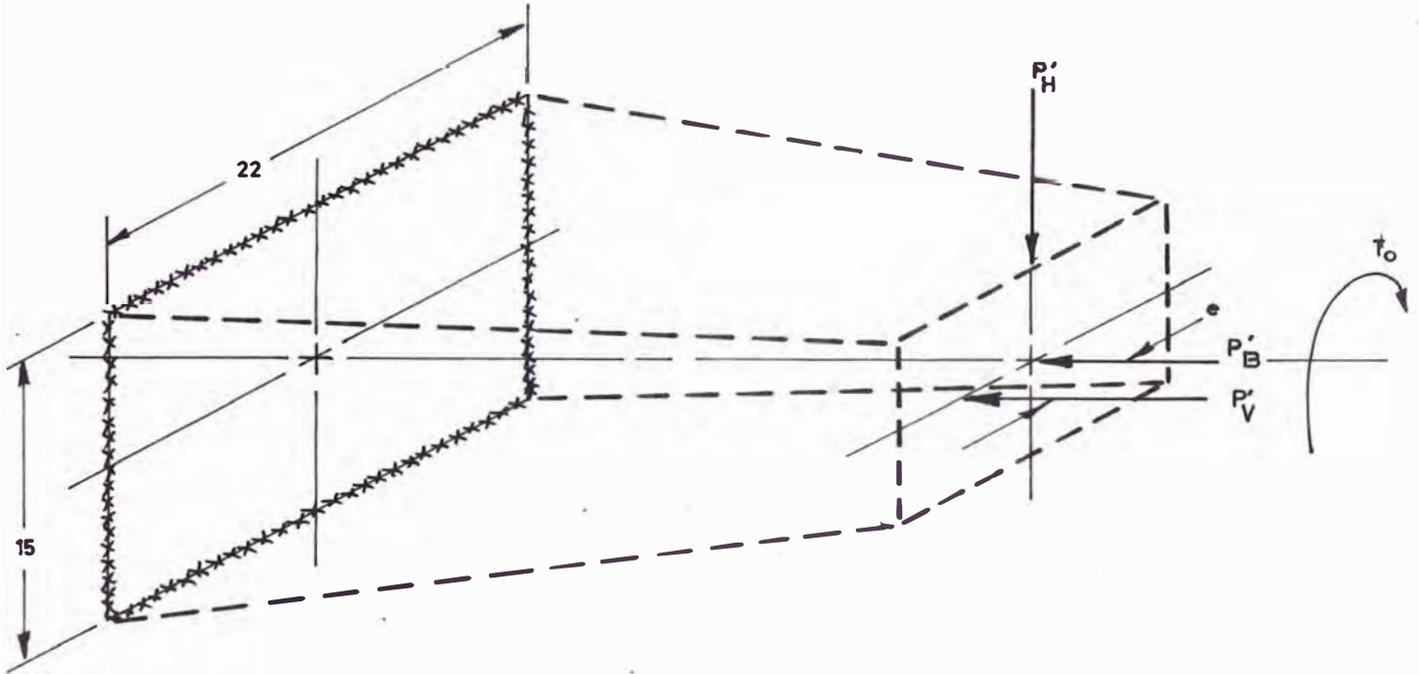


FIG. 40

1.- Cálculo de la soldadura en la base(1):



En donde :

FIG. 41

$$P'_H = 151 \text{ lbs.}$$

$$T_0 = 1050 \text{ lbs x pulg.}$$

$$P'_V = 248 \text{ lbs.}$$

$$e = 2.2''$$

$$P'_B = 133 \text{ lbs.}$$

En el cálculo de la soldadura se va ha considerar esta como una línea.

O. BLODGETT (14) pág. 6.3-3 muestra la tabla 4 "propiedades de la soldadura como línea".

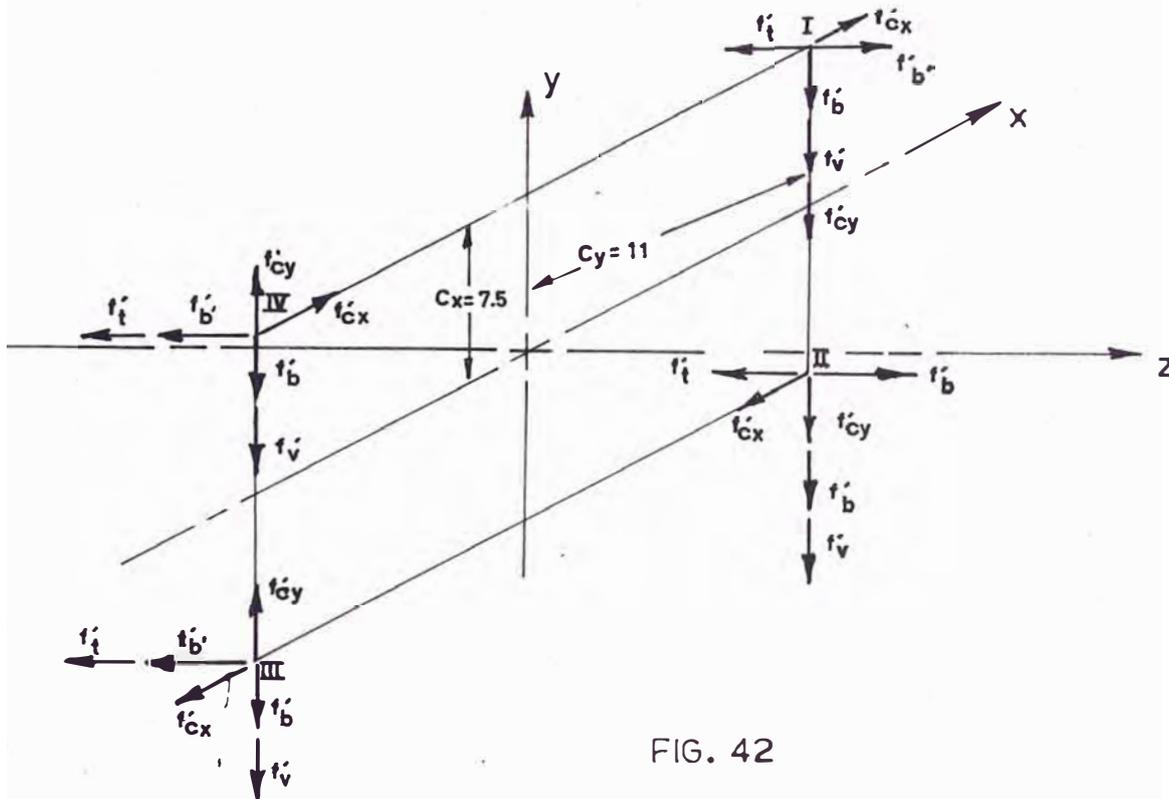


FIG. 42

Para un cordón rectangular se tiene los siguientes parámetros :

$$A = 2 (b + d) = 74 \text{ pulg.}$$

$$S_{WX} = d \cdot b + \frac{b^2}{3} = 405 \text{ pulg.}^2$$

$$S_{WY} = b \cdot d + \frac{d^2}{3} = 491 \text{ pulg.}^2$$

$$J_w = \frac{(b+d)^3}{6} = 8,310 \text{ pulg.}^3$$

Cálculo de las fuerzas/pulg. de BLODGETT (14) pág. 6.3-2
Tabla 3 (ver Apéndice tabla XI)

Determinación de la fuerza en la soldadura :

$$f'_t = \frac{P'_V + P'_B}{A}$$

$$f'_V = \frac{P'_H}{A W}$$

$$f'_b = \frac{P'H.Z}{S_{wX}}$$

$$f'_{b'} = \frac{P'B/e}{S_{wY}}$$

$$f'_{cX} = \frac{T_o \cdot C_x}{J}$$

$$f'_{cy} = \frac{T_o \cdot C_y}{J}$$

Remplazando valores y operando se tiene

$$f'_t = 5.14 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_v = 2.04 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_b = 13.80 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{b'} = 1.11 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{cx} = 0.95 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{cy} = 1.39 \text{ lbs/pulg.}$$

En la fig. 41 se puede observar la manera como actúan las fuerzas en los vértices del rectángulo, de donde se obtiene que el punto crítico es II y el valor de la fuerza resultante en este punto es :

$$f_{II} = 17.7 \text{ lbs/pulg.}$$

BLODGETT (14) pág. 6.3-4 muestra la tabla 5 (ver Apéndice tabla XII) la carga permisible de soldadura por pulg. lineal para la soldadura E-60 es 9,600 como se ve un valor bastante alto comparado con f_{II} .

De (14) pág. 6.3-1 se tiene la relación :

$$w = 3/4 t$$

En donde :

w= mínimo espesor de soldadura para unión de filete.

t= espesor de la PL más delgada.

Luego según esta restricción

$$w = \frac{3}{4} \times \frac{3}{16} = \frac{9}{64}$$

Considerando soldadura intermitente

$$w = \frac{17.7}{9600} = 0.0018''$$

Pero :

$$w = 0.14''$$

De donde :

$$R(\%) = \frac{w \text{ calculado}}{w \text{ mínimo}} = 1.3\%$$

De la tabla 7 (Soldadura Intermitente) de BLADGETT (14) pág. 6.3-10 (ver Apendice tabla XIII).

El mínimo porcentaje es 16%, teniendose para este R (%)

logitud de soldadura = 2"

Paso entre Centro de cordones = 12"

OERLIKON (16) pág. 56 para "Aceros de bajo contenido de Carbono Tipos C 1008 - C1010 y Tipos C1015-1024" resume las aplicaciones de este tipo de aceros y diversos electrodos Oerlikon que se pueden utilizar.

De donde se escoge el elctrodo : E-6013 Overcord.

Del catálogo Oerlikon (5) pág. 12 para el electrodo clase AXSE-6013 sobre sus aplicaciones explica "Generalmente para soldaduras de una ó más pasadas en chapas y perfiles de acero dulce," etc., escojiendo un electrodo de :

5 E - 6013 Overcord (Oerlikon)
32

CALCULO DE LA SOLDADURA 2 :

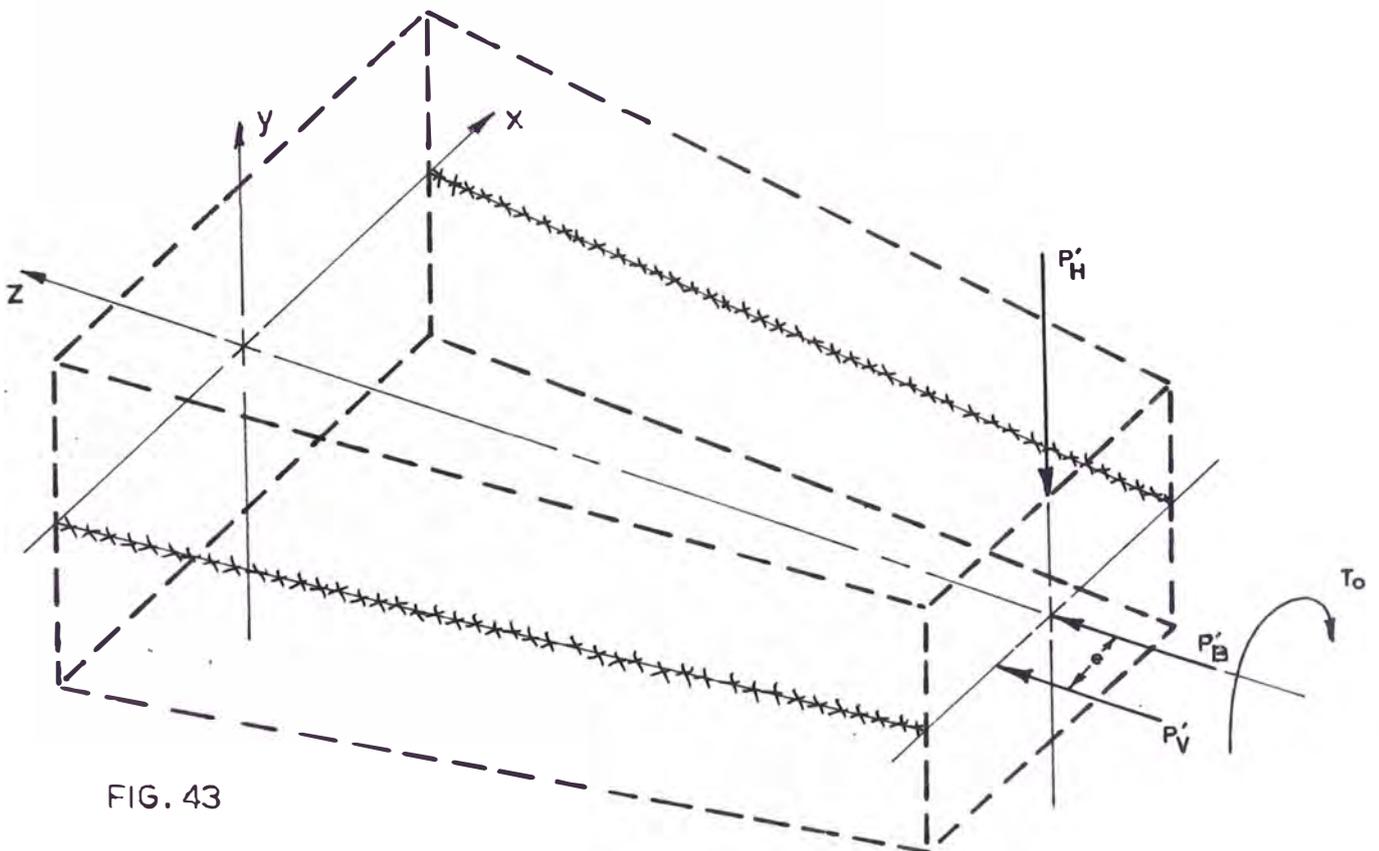


FIG. 43

Si observamos en (14) pág. 6.3-3 tabla 4 (ver Apéndice tabla X) no se encuentra las propiedades de este tipo de soldadura (considerada como línea) por lo tanto se va a considerar la siguiente suposición (que se muestra en la figura 43) :



FIG.44

En la fig. 43 se ha considerado toda la soldadura como formada por pequeñas porciones de 1" de longitud.

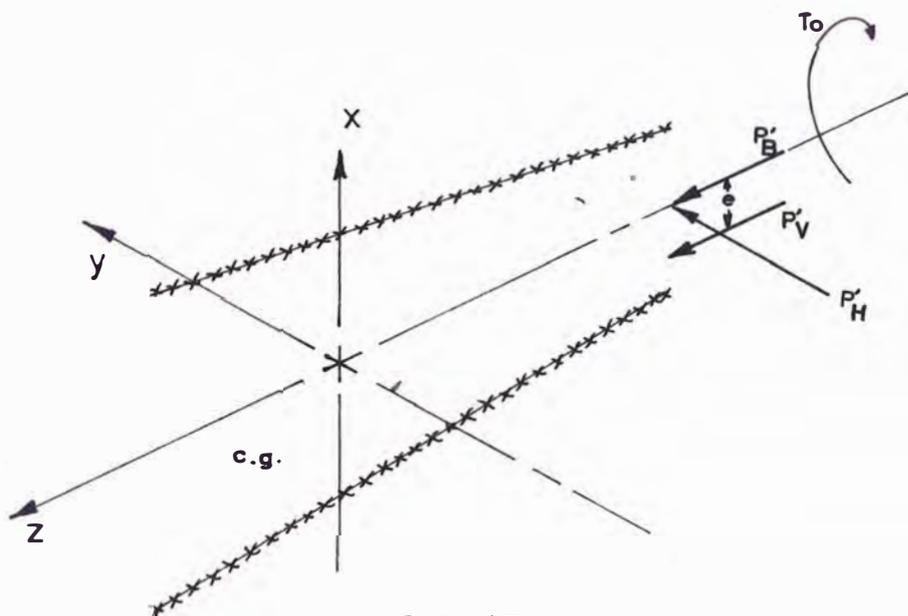


FIG.45

Obteniendose para :

$$S_{wz} = 666.13 \text{ pulg}^2$$

$$S_{wx} = 456.00 \text{ pulg}^2$$

$$J_w = 13,883.00 \text{ pulg}^3 \text{ (aprox.)}$$

$$A_w = 74.4 \text{ pulg.}$$

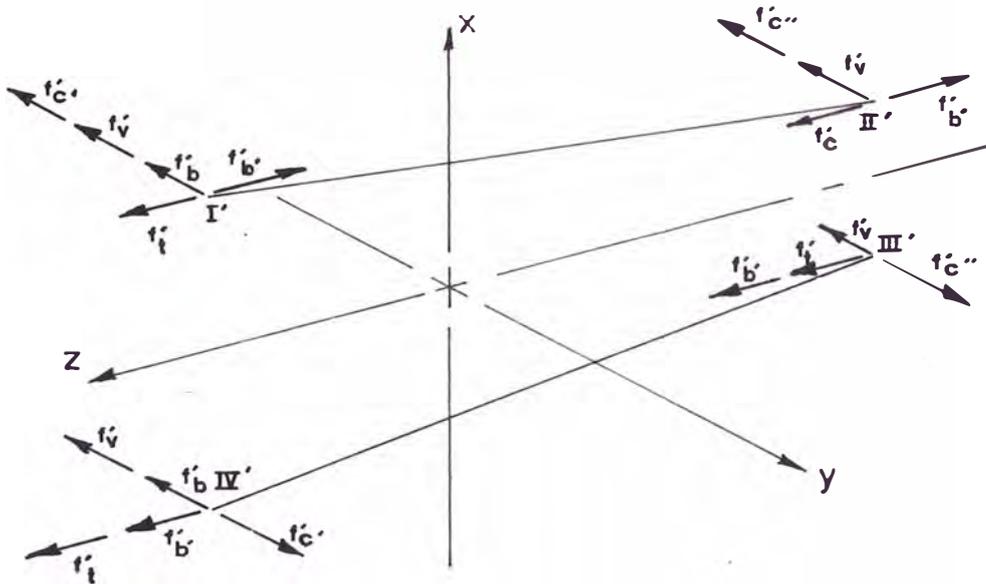


FIG. 46

$$f'_t = \frac{P'_V + P'_B}{A} = 5.12 \text{ pulg.}$$

$$f'_v = \frac{P'_H}{A_w} = 2.20 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_b = \frac{P'_H}{S_{wx}} = 12.25 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{b'} = \frac{P'_{B.e}}{S_{wz}} = 0.82 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{c'} = \frac{T_{o.c'}}{J_w} = \frac{1050 \times 11}{13,883} = 0.83 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{c''} = \frac{T_o \cdot C''}{J_w} = \frac{1050 \times 7}{J_w} = 0.53 \text{ lbs/pulg.}$$

En la figura 45 se obtiene la resultante de valor más crítico, que se encuentra en el punto I' y su valor es :

$$f' = \sqrt{229 + 185} \text{ lbs/pulg.}$$

$$f' = \sqrt{247.5} \text{ lbs/pulg.}$$

$$f' = 15.7 \text{ lbs/pulg.}$$

De (14) pág. 6.3-4 tabla 5, para una soldadura a tope, para un electrodo E-60

$$f' = 13,600$$

$$W = \frac{15.7}{13,600} \text{ .(valor muy bajo).}$$

Luego se utilizará un electrodo de 3/4 de t o sea un electrodo de 5/32 E-6013 (selección de igual forma que el caso anterior).

Cálculo de la soldadura (3)

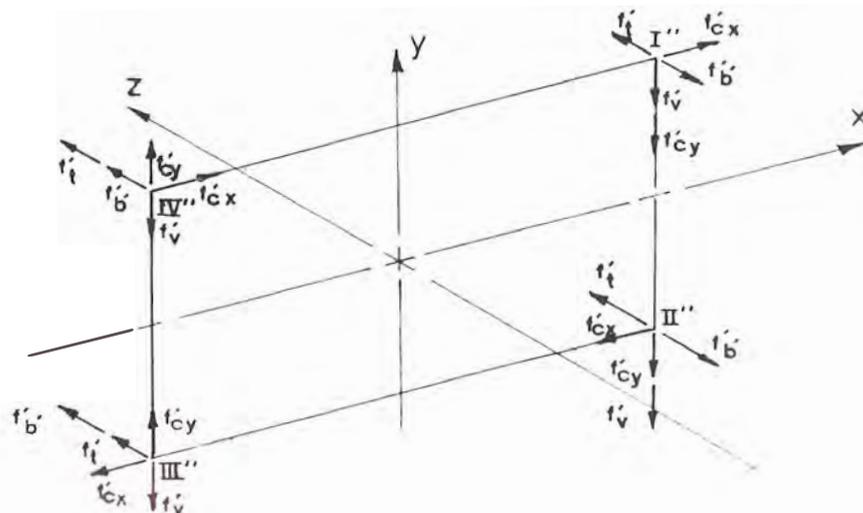


FIG. 47

En la fig. 46 se muestra las fuerzas que actúan los vértices del rectángulo, para el caso se ha omitido considerar la fuerza f_b por cuanto su valor es pequeño, luego desarrollando de la misma manera que los casos anteriores se tiene :

$$S_{WX} = 153 \text{ pulg.}^2$$

$$S_{WY} = 191 \text{ pulg.}^2$$

$$J_W = 2000 \text{ pulg.}^3$$

$$A_W = 46 \text{ pulg.}$$

Luego :

$$f'_t = 8.3 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_v = 3.3 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{cX} = 2.4 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{cY} = 3.7 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f'_{b'} = 2.9 \text{ lbs/pulg.}$$

Encontrándose la Fza. resultante; Siendo los puntos III" y IV" los más desfavorables, luego :

$$f' = 11.4 \text{ lbs/pulg.}$$

Para un electrodo de E-6013

$$w' = \frac{11.4 \text{ lbs/pulg.}}{9600} = 0.0012''$$

Siendo este valor muy bajo, de la relación :

$$w = 3/4 t \text{ (siendo } t = 3/16), \text{ se tiene:}$$

$$w_{\text{mín.}} = 0.14$$

$$R (\%) = \frac{0.0012}{0.14} = 9\%$$

Luego de la tabla XIII (ver Apendice), se tiene :

Paso = 12"

longitud soldada = 2"

El electrodo a utilizar es 5/32 E-6013 Overcord (Oerlikon).

Cálculo de la soldadura (4)

Si observamos la fig. 39 la soldadura es prácticamente semejante a la anterior, por lo tanto su cálculo está referido al caso anterior.

El ángulo y platina son de espesor (1/4"), luego :

$$W_{\text{mín.}} = 3/4 \times 1/4 = 3/16"$$

Luego el electrodo a utilizar será :

3/16 E-6013 Overcord (Oerlikon).

Para las soldaduras en las esquinas de las platinas y ángulos se utilizará electrodo de 3.16 E-6013.

DISEÑO DEL SOPORTE DEL MOTOR

En la parte inferior-interior del bastidor se colocará el soporte del motor. Las dimensiones de referencia se tomarán de la fig.

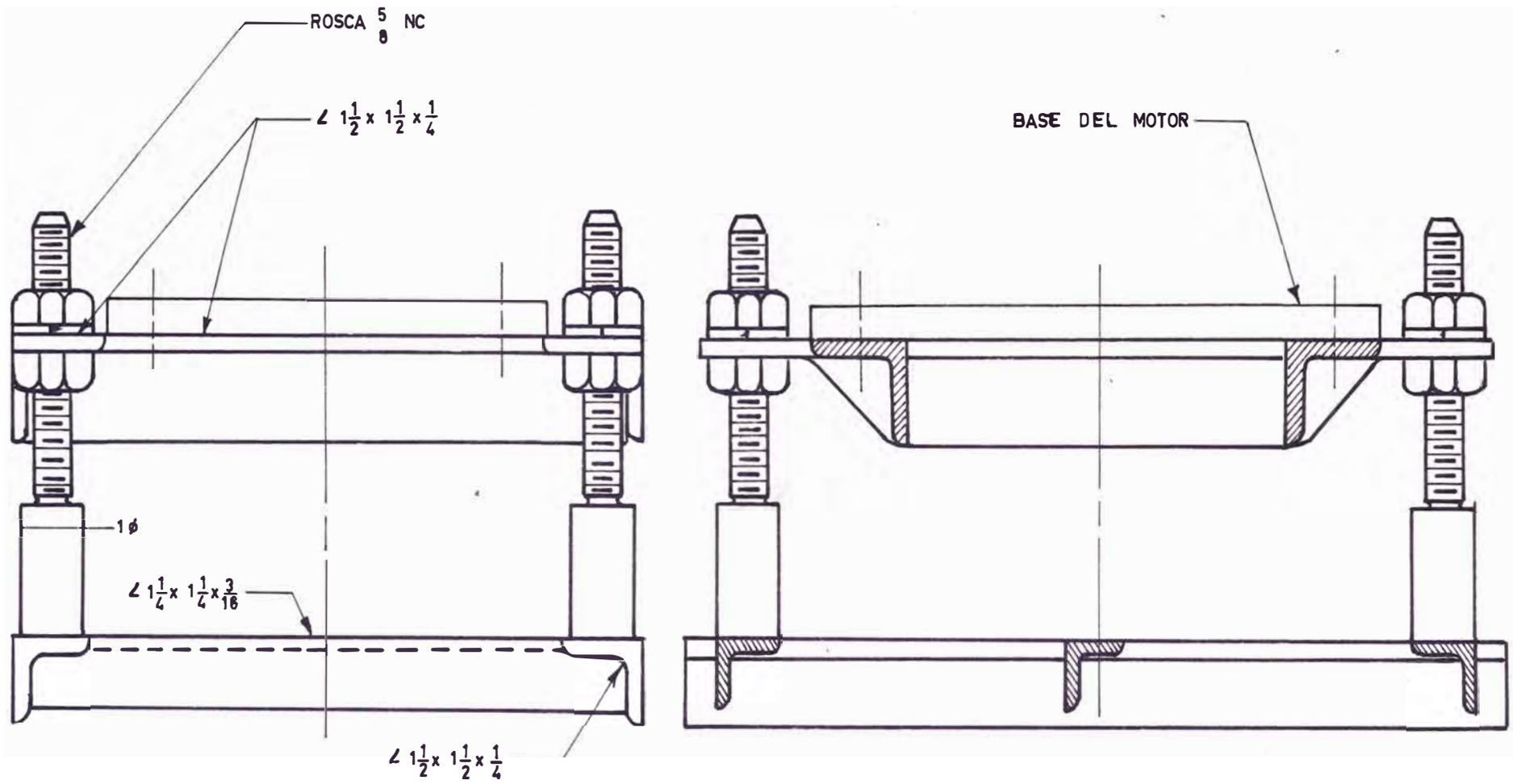


FIG. 48

36 en donde se muestra el bastidor con sus dimensiones externas. Para el diseño del elemento se ha tomado como referencia soportes que se utilizan en otras máquinas para motores de 6 a 7HP. para mejor referencia se puede observar la fig. 48 en donde se observa las características generales del soporte. Su fabricación se hará en ángulo de $1.1/2'' \times 1.1/2'' \times 1/4''$, los templadores son de acero ^{SAC 1020} corriente de $5/8''$, todo esto descansa sobre una base de ángulo $1.1/4'' \times 1.14'' \times 1/4''$ y ángulo de $1'' \times 1'' \times 3/16''$ que se soldará a la parte inferior del bastidor.

Con respecto a los elementos angulares y soldaduras que forman el bastidor no se realiza ningún cálculo ni comprobación por cuanto se puede considerar segura, económica su aplicación, debido a la utilidad que prestan en otras máquinas que soportan sus motores de igual forma.

Los templadores se fabrican en acero comercial y un diámetro de $5/8''$, para estos elementos se procederá a comprobar la resistencia, tanto del elemento como la soldadura de este al bastidor.

CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL SOPORTE

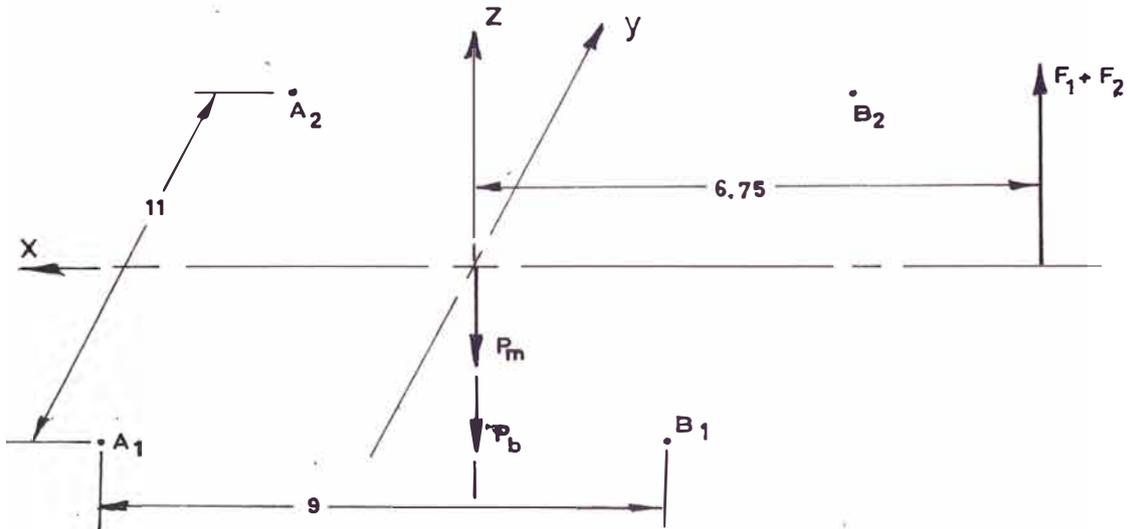


FIG. 49

En donde :

P_m (peso del motor) = 87 lbs.

P_b (peso de la base) = 8.8 lbs.

$F_1 + F_2$ (tensión de las fajas) = 168 lbs.

Cálculo de los templadores

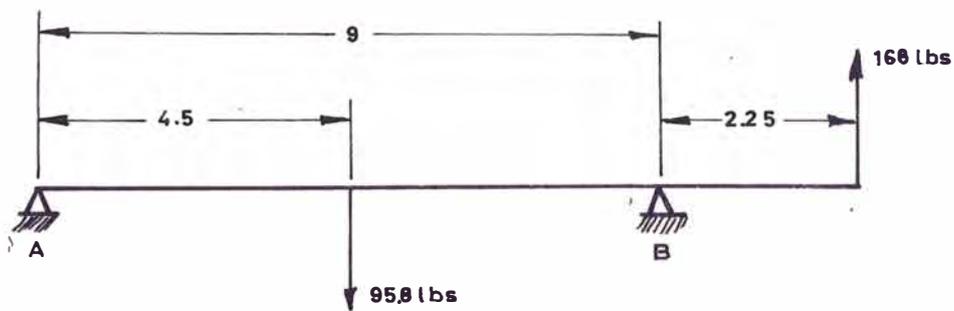


FIG. 50

Las reacciones en A y B, son:

$$R_A = 5.9 \text{ lbs.}$$

$$R_B = 257.9 \text{ lbs. (Valor más desfavorable).}$$

El punto B consta de 2 tornillos templadores, su diagrama es el siguiente :

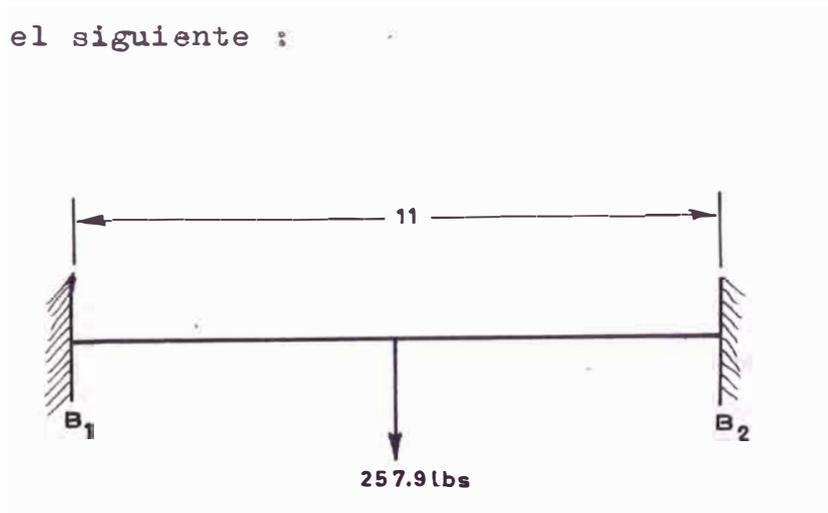


FIG. 51

Luego los momentos en B_1 y B_2 son :

$$M = \frac{257.9 \times 11}{8} = \text{lbs x pulg.}$$

$$M = 355 \text{ lbs x pulg.}$$

En la figura 47 se puede observar la disposición del soporte, en donde el vástago roscado se puede considerar como un elemento sujeto a flexión.

El material a usar es eje de acero laminado en frío SAE 1020, con $S_{ut} = 62,000 \text{ psi}$, considerando un factor de seguridad de $n = 2.5$, se tiene :

$$S_{tr} = \frac{62,000}{2.5} = 24,800 \text{ Psi}$$

De la fórmula :

$$S_f = \frac{M_f}{Z}$$

En donde :

M_f =Momento flector actuante sobre el elemento(lb xplg)

S_f =Esfuerzo de flexión permisible (psi)

Z =Módulo de sección (pulg.³)

Para un elemento circular se tiene:

$$Z = 0.0981 d^3$$

Remplazando valores :

$$24,800 = \frac{355}{0.0981} d^3$$

$$d^3 = \frac{355}{24800 \times 0.0981} \text{ pulg.}^3$$

$$d^3 = 0.146 \text{ pulg.}^3$$

$$d = 0.52 \text{ pulg.}$$

Luego el área de esfuerzo es :

$$0.21 \text{ pulg.}^2$$

En la tabla para rosca unificada se tiene para la serie gruesa, una área de esfuerzo de 0.22 pulg.² para un diámetro de 5/8" (ver Apendice tabla XIV).

Cálculo de los esfuerzos debidos al ajuste inicial :

$$T \text{ (Torque de ajuste)} = F \times R_p$$

En donde :

F = Fuerza máxima que puede realizar un operario
(60 lbs.)

R_p = Radio de la palanca (14")

Luego :

$$T = 60 \times 14 = 840 \text{ lbs x pulg.}$$

El ángulo de inclinación de las hélices de la rosca es 4.1°

$$T_g \ 4.1^\circ = 0.072$$

La fuerza tangencial en el diámetro exterior del perno de $5/8$ " es :

$$F_t = \frac{T}{\frac{d}{2}} \text{ ----- } F_T = \frac{840 \text{ lbs/pulg}}{5/8 \times 2}$$

$$F_t = \quad = 2,690 \text{ lbs.}$$

Luego la fuerza de tracción sobre el perno es:

$$F_t = \text{tg}4.1^\circ \cdot F_T = 194 \text{ lbs.}$$

Sobre el perno debido al ajuste inicial actúan 2 esfuerzos uno de corte y otro de tracción siendo sus valores :

$$S_t = \frac{F_t}{A_s} + \frac{194}{0.22} = 881 \text{ psi}$$

$$S_c = \frac{F_T}{A_S} = \frac{2,690}{0.22} = 12,227 \text{ Psi}$$

Long. de una llave de corona para ajustar tuercas para pernos de 5/8" ϕ .

Para el acero SAE 1020 los esfuerzos permisibles para tracción y corte son:

$$S_{tr} = 24,800 \text{ Psi} > 881 \text{ Psi}$$

$$S_c = 12,400 \text{ Psi} > 12,227 \text{ Psi}$$

Por lo tanto los elementos roscados (templadores) tienen la siguiente característica : 5/8" ϕ STD-UNC SAE 1020 .

Cálculo de la soldadura en base del templador :

En la soldadura de igual forma que el templador, actúa una fuerza flectora .

La base del templador es eje trafilado SAE 1020 de 1" ϕ .

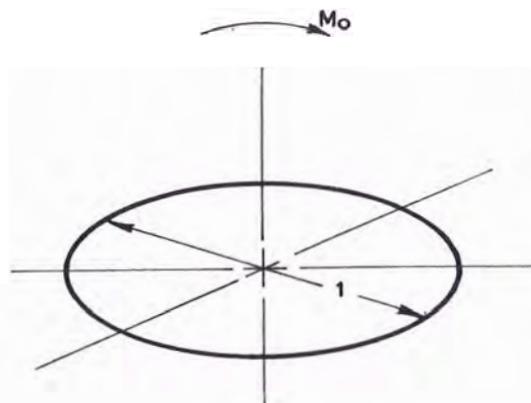


FIG. 52

Momento flector = 355 lbs/pulg.

De la tabla IX (ver Apéndice) para una sección circular.

$$S_w = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 1^2}{4} = 0.785 \text{ pulg.}$$

Luego :

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{355 \text{ lb. x pulg.}}{0.785 \text{ pulg.}}$$

$$f_b = 458 \text{ lbs/pulg.}$$

Para una soldadura de filete utilizando electrodo E-60

$$f_b = 9,600 \text{ lbs.}$$

$$w = \frac{458}{9,600} = 0.048 \text{ pulg. (valor muy bajo)}$$

Considerando 1/4" el espesor del perfil angular del mínimo ancho de la soldadura es :

$$w = 3/4 t = 3/4 \times 1/4 = 3/16$$

Luego el electrodo a utilizar será :

$$3/16 - E-6013 \text{ Overcord (Oerlikon).}$$

Cálculo del espesor del perfil donde ajustan los templadores ;

En los puntos B_1 y B_2 se tienen los momentos y fuerzas
 constantes :

$$M = 355 \text{ lbs x pulg.}$$

$$V = 129 \text{ lbs.}$$

En el punto B_1 se suceden esfuerzos debido a la flexión,
 y corte.

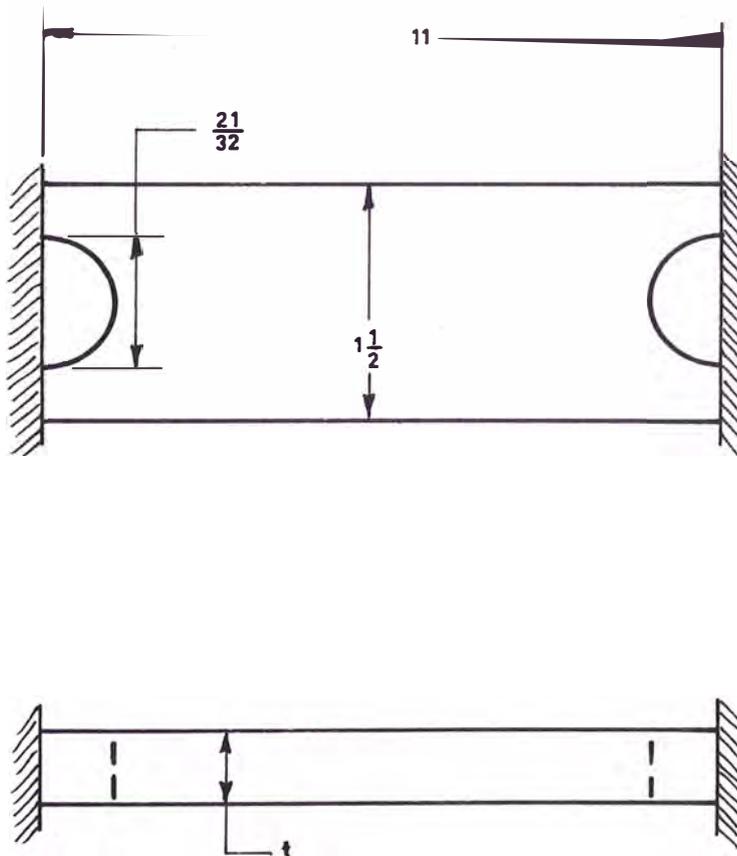


FIG. 53

La sección en B_1 es :

$$Z \text{ (Módulo de sección)} = 0.141 \text{ t}^2$$

$$a \text{ (Area de la sección)} = 0.844 \text{ t unidades en pulg.}$$

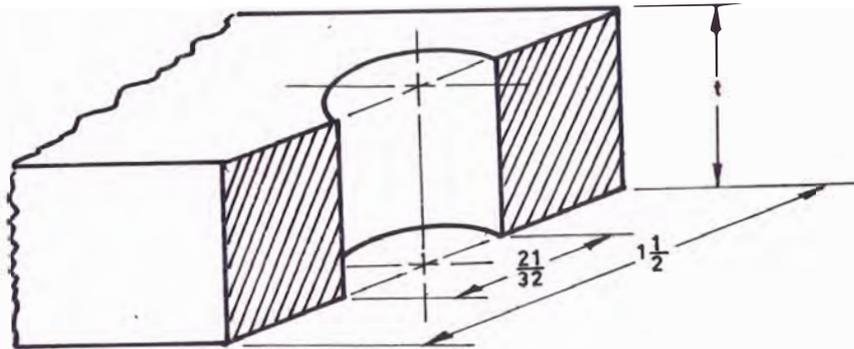


FIG. 54

El material a utilizar será acero comercial, considerando el demás baja calidad se tendrá $S_y = 33,000$ psi los esfuerzos de diseño considerados será :

$$\sigma_f = 0.60 S_y$$

$$\tau = 0.40 S_y$$

Luego :

$$\sigma_f = 19,800 \text{ Psi}$$

$$\tau = 13,200 \text{ Psi}$$

Pero :

$$S_f = \frac{M}{Z}$$

$$S_c = \frac{V}{a}$$

Igualando valores :

$$S_f = 19,800 \text{ Psi}$$

$$S_c = 13,200 \text{ Psi}$$

Se tiene :

$$19,800 = \frac{355}{0.141 t^2} \quad t = 0.36''$$

$$13,200 = \frac{129}{0.844 t} \quad , t = 0.115''$$

Por flexión se necesita $t = 0.36''$ y por corte $t = 0.115''$ el espesor más desfavorable se encuentra para la flexión, en la fig. 48 se ha considerado un espesor de $1/4''$, para tener el espesor requerido se va a soldar una platina de $1/8''$ de espesor, para obtener un espesor total de $0.375''$, que es el espesor comercial que se requiere para que no falle este elemento.

CIMENTACION DE LA MAQUINA .-

En la fig. 55 se observa las cargas que actúan sobre el bastidor. En la fig. 56 se muestran las cargas equivalentes que actúan sobre el cimiento.

Datos:

$$P'_3 = 133 \text{ lbs.}$$

$$P'_F = 87 \text{ lbs.}$$

$$P'_H = 151 \text{ lbs.}$$

$$P'_B = 20 \text{ lbs.}$$

$$P'_V = 248 \text{ lbs.}$$

$$e = 2.2''$$

$$j = 7''$$

$$T_o = 1050 \text{ lb x pulg.}$$

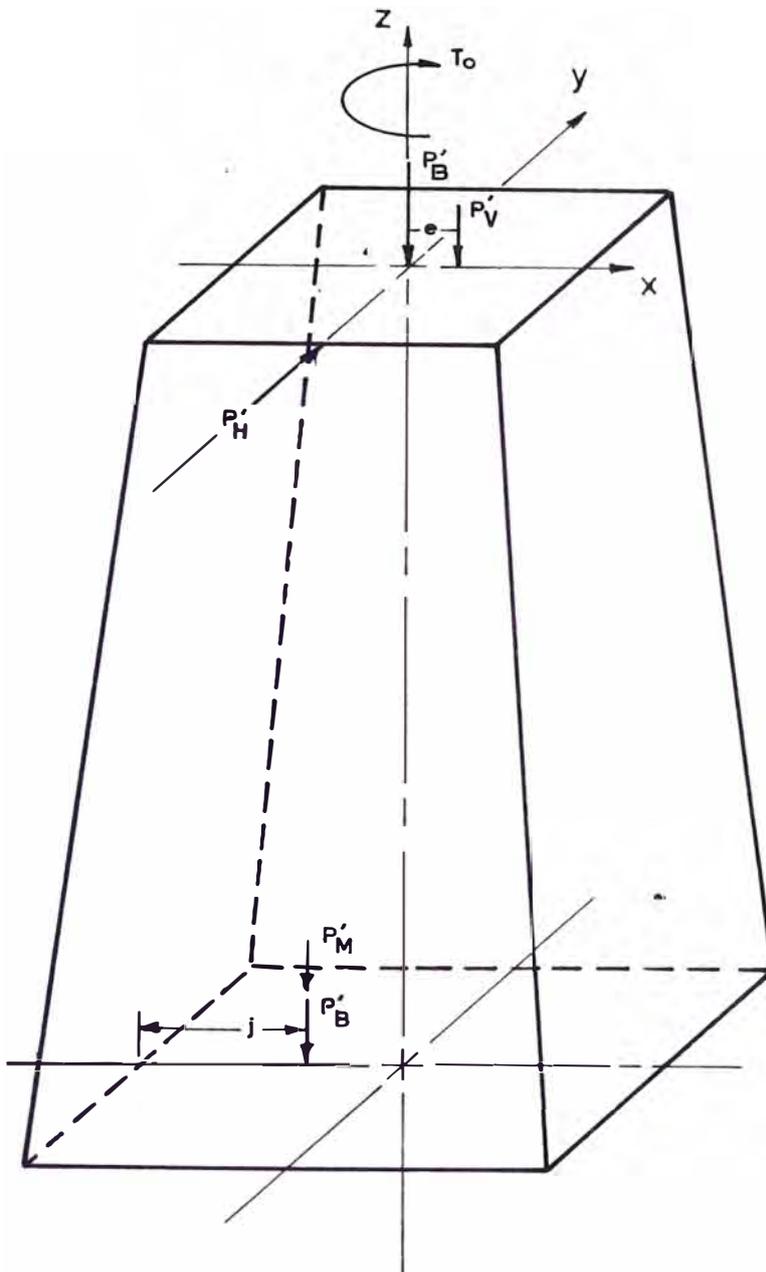


FIG.55

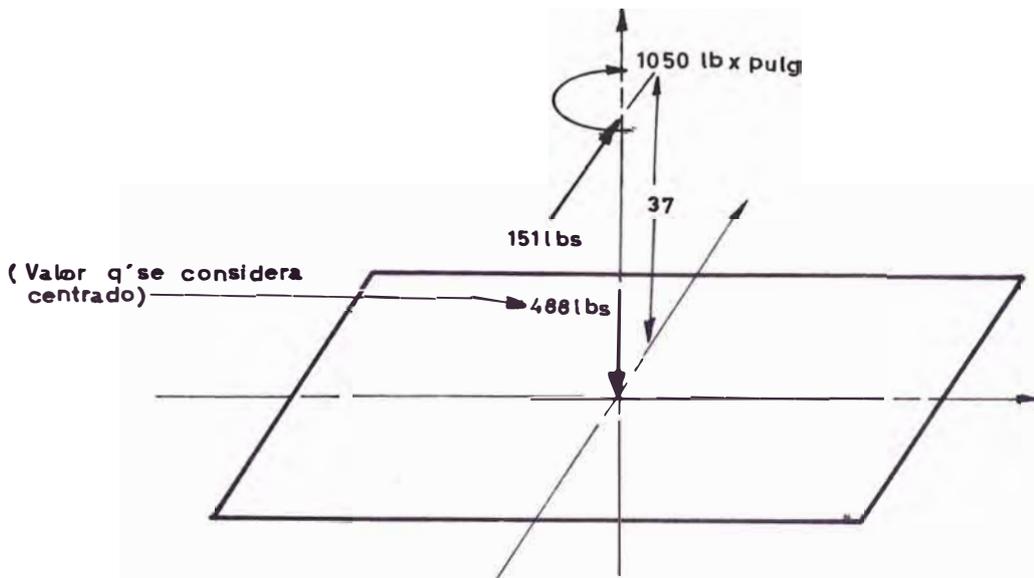


FIG. 56

Por razones de diseño se va a considerar la base del cimiento de 32" x 25".

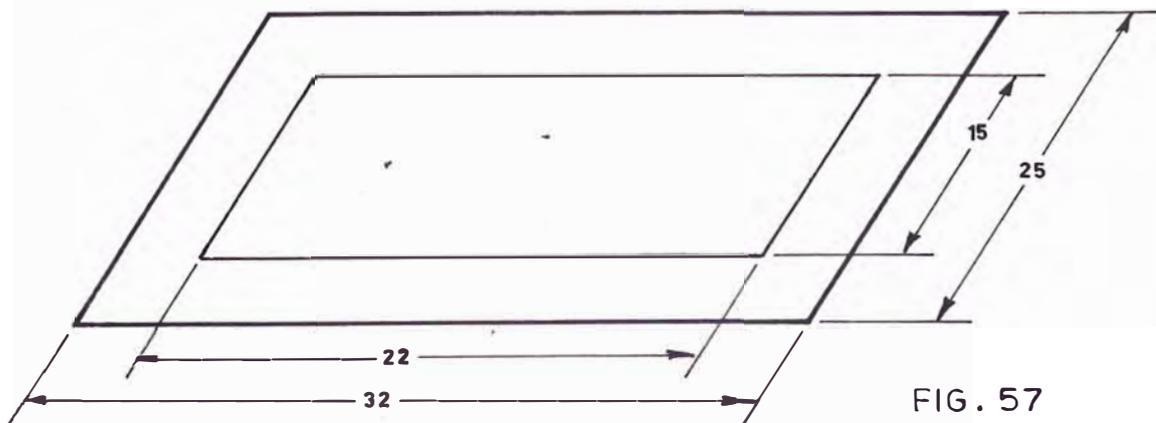


FIG. 57

La carga de trabajo para el suelo de Lima en el límite con el Cállao se puede considerar :

$$\sigma_t = 1 \text{ Kg/cm}^2 \quad (14.2 \text{ lb/pulg}^2)$$

Comprobación aproximada sobre la resistencia del terreno

Carga vertical : 488 lbs.

Momento flector : 151 lbs. (37 pulg.+ 20* pulg.)

Luego :

$$P'' = 488 \text{ lbs.}$$

$$M_f'' = 8,600 \text{ lbs/ x pulg.}$$

Cálculo del esfuerzo que actúa sobre el terreno :

$$S = \frac{488}{32 \times 25} + \frac{8,600 \times 125}{25 \times \frac{32^3}{12}} \text{ Psi}$$

Luego :

$$S = \begin{cases} 2.18 \text{ Psi} < 14.2 \text{ Psi} \\ -0.96 \text{ Psi} \end{cases}$$

Por lo tanto el terreno soporta con facilidad las cargas del cimiento y de la máquina.

Cálculo de la altura del cimiento :

De las fórmulas** :

$$h_m = \sqrt{\frac{6M}{100 f_c}}$$

$$h_v = \frac{1.5 \sqrt{V}}{100 V_c}$$

Nota : Unidades en Kgs, y *mts.*

En donde :

h_m = altura necesaria debida al momento flector (mts)

M = Momento flector en el extremo

f_c = Esfuerzo del concreto por flexión

h_d = Altura necesaria ~~debido~~ ^{debido} al esfuerzo cortante

V = Esfuerzo de corte

V'_c = Esfuerzo del concreto debida a la flexión

*Profundidad del cimiento, que se ha considerado supues

ta.

**Fórmulas obtenidas de los apuntes del curso de cimentación de Máquinas VIII ciclo 1968 .

Se considera :

$$f_c \leq 0.03 f'_c$$

$$V_c \leq 0.02 f'_c$$

En donde :

f'_c = esfuerzo de rotura del concreto a los 28 días.

Siendo :

$$f'_c = \frac{1400 \text{ lbs.}}{\text{pulg.}^2} \text{ (concreto ciclopeo)}$$

Concreto ciclopeo = concreto simple + pedrones.

Luego :

$$f_c = 0.03 \times 1400 = 42 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$V_c = 0.02 \times 1,400 = 28 \text{ lbs/pulg}^2$$

Remplazando valores se tiene

$$h_m = 5.5''$$

$$h_v = 0.65''$$

Pero se va ha considerar $h = 20''$, como más adelante se va ha demostrar .

Longitud de los anclajes

Ivanoff (17) pág. 63 "Bulones de anclaje" explica y muestra una variedad de anclajes. En la pág. 67 se encuentra la tabla IV "Profundidad mínima de fijación de los bulones de anclaje en hormigón de la resistencia a la rotura por compresión de 1,380 Psi en esta tabla se ha considerado la resistencia a la rotura del bulón a la tracción como 70,000 Psi y resistencia a la rotura del hormigón al corte simple 235 Psi.

De la tabla a que me he referido anteriormente se tiene:

Para un bulón hasta de $3/4''$ la longitud mínima de bulones fijos con gancho es : 16".

Luego el bulón de anclaje considerando long. roscada, tendrá las siguientes características

$5/8 \phi \times 17''$ (extremo en gancho) en acero comercial.

Este resultado conlleva a determinar, la profundidad del cemento como 20".

DISEÑO DE EQUIPO DE EXTRACCION

Como se ha expresado anteriormente, para el diseño del equipo de extracción se ha tomado como referencia el taller de pulido de una industria galvánica, de la cual hemos tomado las dimensiones de la habitación y la disposición de las pulidoras.

En la figura 58 se muestra la disposición de planta del sistema de extracción, haciéndose referencia a los componentes del mismo.

En la figura 59 se puede apreciar las campanas y ductos extractores de la pulidora.

Por razones de cálculo se determinan las velocidades y dimensiones de los ductos del sistema.

Luego, considerando la presión de absorción en las campanas y las pérdidas se puede obtener la presión total de vacío del ventilador, y con el caudal de aire necesario se procede a la selección del mismo y del motor eléctrico correspondiente.

Para determinar el uso y dimensiones del separador o colector tipo ciclón, ha sido necesario recurrir a la experiencia escrita en manuales.

La elección de los materiales se ha hecho en base a las condiciones de operación y a la experiencia sobre construcciones de sistemas ^unemáticos.

DISPOSICION DE PLANTA DEL SISTEMA DE EXTRACCION

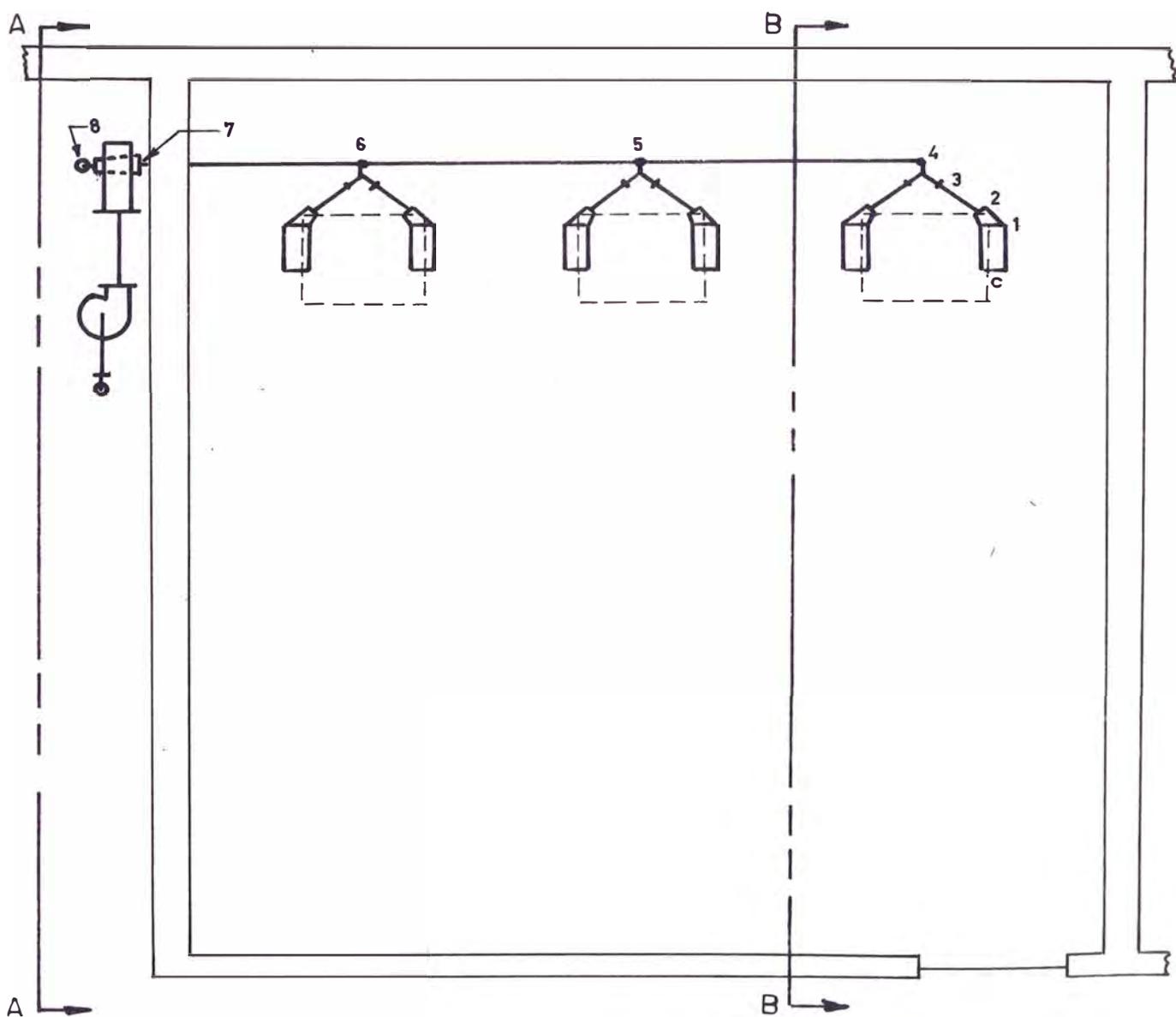


FIG. 58

SECCION A-A

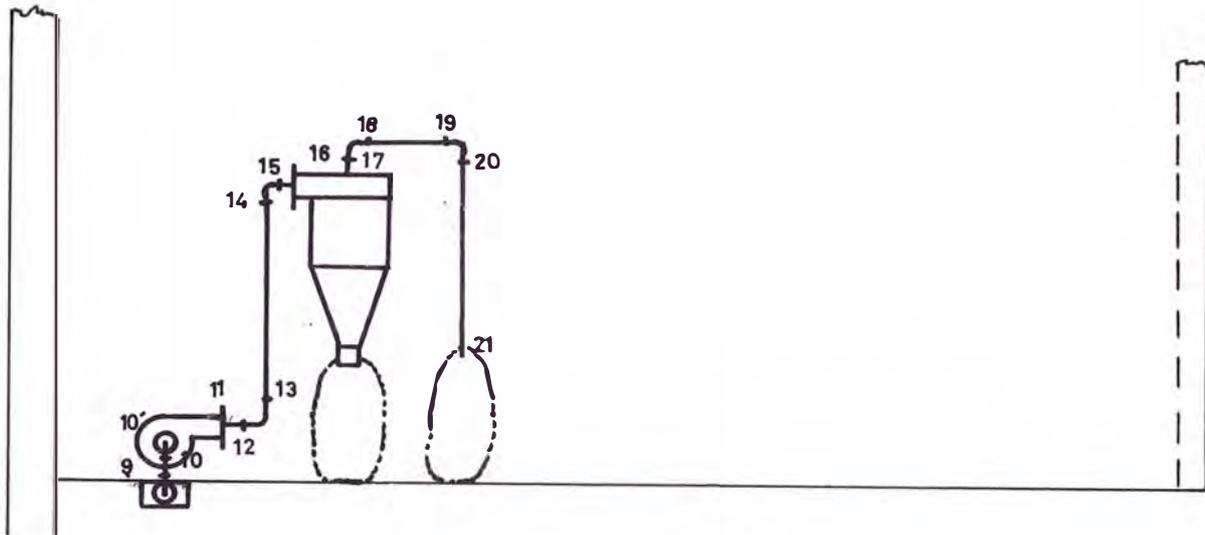


FIG. 58 a

SECCION B-B

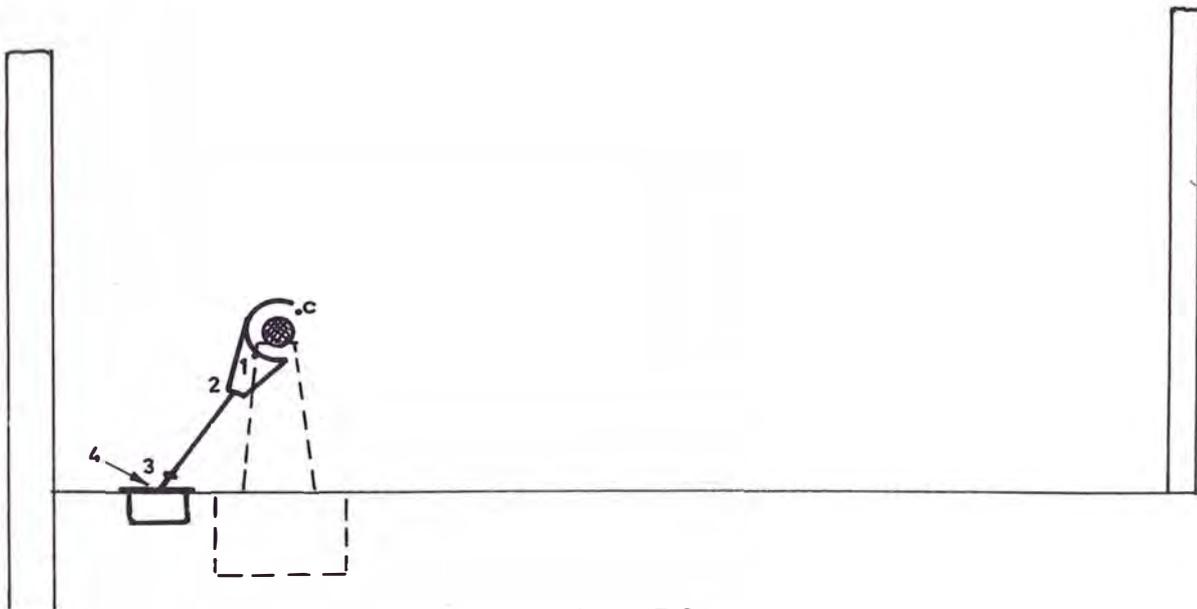


FIG. 58 b

Partes que consta el sistema de extracción :

C	Campana extractora de la polea
1-2	Reductor
2-3	Línea
3-4	Unión en "Y"
4-5,5-6,6-7	Lineas
7-8	Reductor
8-9	Codo a 90°
9-10	Línea
10-11	Ventilación (incluyendo motor)
11-12	Linea
12-13	Codo a 90°
13-14	Linea
14-15	Codo a 90°
15-16	Reductor
16-17	Separador de ciclón
17-18	Codo a 90°
18-19	Linea
19-20	Codo a 90°
20-21	Linea de salida al filtro .

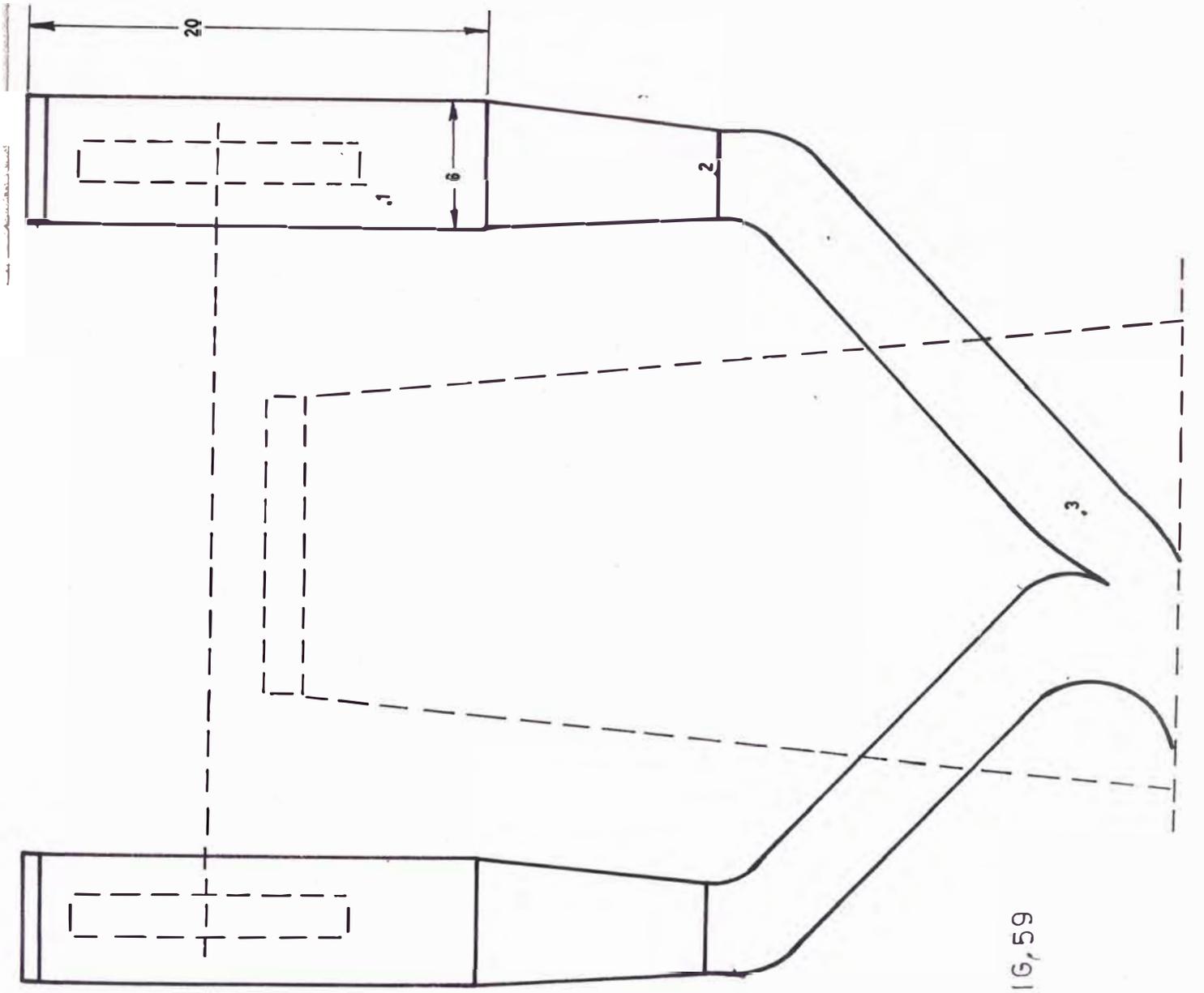


FIG. 59

Como se hizo referencia anteriormente es común que las máquinas comerciales de esta clase, tengan su equipo de extracción compacto, pero en este caso se tiene un solo sistema de extracción para el taller de pulido; Por lo cual las pulidoras estacionarias deben ser ventiladas con facilidad por los extractores, tuberías y accesorios adecuados.

VELOCIDADES Y DIMENSIONES EN LAS SECCIONES RECTAS DEL SISTEMA.-

En la fig.59 se muestra superficialmente la campana y ductos extractores de una máquina pulidora.

Sanchez (19) pág. 3481 "Aspiración de polvo o humo" expresa lo siguiente " En las tuberías de aspiración para pulidoras debastadoras, se elige, al menos, una velocidad de 4m/seg. (720 pies/min.), mientras que en la industria maderera es algo menor "¶" Las velocidades del aire en los tubos suelen ser de unos 15 m/seg. (2,960 pies/min). con polvo textil, 16 a 20 con aserrín, 22 si hay astillas polvo metálico".

En (6) pág. 716 se reseña lo siguiente "Los tambores rotatorios para limpieza abrasiva deberán ser ventilados también a un grado capaz de producir una corriente de aire en su interior de 500 pies/min. a través de toda sus aberturas, por lo tanto para este problema se va a considerar 500 pies/min. la velocidad de aspiración en la campana y 3,600 pies/min. en los ductos; Considerando que en los ductos la presión estática es de

preciable, lo mismo que la altura piezométrica, por lo tanto la energía total (sin considerar pérdidas) que se necesita es :

$$H = \frac{v^2}{2g}$$

En donde :

$$V = 3,600 \text{ pies/min.} = 60 \text{ pies/seg.}$$

$$g = 32.2 \text{ pies/seg.}$$

Operando y considerando su valor en pulg. de agua se tiene

$$H_c = 0.815 \text{ pulg } H_2O \text{ (Por extracción)}$$

Siendo este valor la presión necesaria de absorción.

En Kenneth Graham (6) pág. 716 se encuentra la tabla Nro. 9 (ver Apéndice tabla XV) y grados de ventilación para ruedas y bandas de esmeril, pulidoras y bruñidoras para diferentes tamaños de donde se obtiene el grado de ventilación y la salida de la campana extractora en función del diámetro y ancho de la polea, luego para una rueda pulidora y abrillantadora de 9" ϕ y 2" (ancho) se necesita 300 pies³/min. de caudal y una salida en la campana de extracción de 3 1/2" a 4" ϕ , para este caso se va a considerar :

$$Q = 300 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$d_{\text{sal.}} = 4" \phi .$$

Cálculo de la velocidad en los puntos 1, 2, y 3 según la
fig. 59

$$V = \frac{Q}{A}$$

En donde :

Q = Caudal del flujo (pies³/ min.)

A = Area (pies²)

V = Velocidad del flujo (pies/min.)

Luego :

$$V_1 = \frac{300 \text{ pies}^3 \text{ min.}}{6 \times 16 \text{ pulg.}^2 \times \frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pulg.}^2}}$$

$$V_1 = 450 \text{ pies/min.}$$

$$V_2 = 3,600 \text{ pies/min.}$$

De igual manera :

$$V_3 = 3,600 \text{ pies/min.}$$

Por lo tanto en el ducto 2-3 se está trabajando con el
máximo valor .

3-4 Unión en "Y"

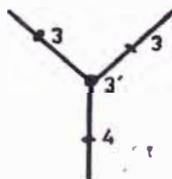


FIG. 60

Esta es una **unión** convergente, por lo tanto según la fig. 58 el ramal 3-3' seguirá teniendo ^{el mismo} caudal, luego:

$$V = 3,600 \text{ pies/min.}$$

$$Q = 2 \times 300 = 600 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Luego :

$$A = \frac{600}{3,600} \text{ pies}^2 = 0.167 \text{ pies}^2$$

En donde :

$$D = 5.58''$$

Luego, tomando :

$$D = 6''$$

La velocidad tendrá un valor de

$$V = 3,050 \text{ pies/min.}$$

Linea 4-5 :

En la línea 4-5 se tiene el mismo caudal de aire que en cuatro por lo tanto se tiene que utilizar un ducto de 6"Ø, pero para esta línea se va a considerar un ducto de sección rectangular, cuyo diámetro equivalente sea 6", luego de la fig. 11 "Diámetros Equivalentes de Ductos Circulares y Rectangulares" (Copias de maquinarias Industrial I (ver Apéndice tabla XVI) se escoge la sección de :5" (ancho) x 6" (profundidad). La velocidad en este caso la podemos considerar la misma.

Línea 5-6 :

En el punto 5 se incrementa otra entrada de aire, luego el caudal de aire es : 1,200 pies³/min.

Luego el ϕ equivalente en la línea 5-6 es (para una velocidad de 3,100 pies/min.):

$$D_{eg} = 8.4''$$

Tomando :

$$D_{eg} = 8''$$

Se tendrá una velocidad en la línea de

$$V = 3,450 \text{ pies/min.}$$

de la fig. anteriormente utilizada se tiene una sección rectangular de :

$$9'' \text{ (ancho)} \times 6 \text{ (profundidad)}$$

Línea 6-7 :

$$\text{Caudal} = 1,800 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$V = 3,000 \text{ pies/min.}$$

Luego:

$$D_{eg} = 10.5''$$

Tomando

$$D_{eg} = 10''$$

La velocidad en la línea se considera

$$V = 3,300 \text{ pies/min.}$$

Luego la sección rectangular tiene las dimensiones :

13" (ancho) x 6" (profundidad)

Reducción 7-8

La salida del reductor en el punto depende de la entrada del ventilador, pero se puede suponer 10" ϕ

Reducción 11-12 :

Depende de la salida del ventilador.

Línea 13 14 :

Se considera ϕ 10"

Para los otros elementos como son los codos y demás líneas se tomará como referencia un diámetro de 10".

Datos para el cálculo :

Peso específico del esmeril	120 lb./pie
Peso específico del fierro	470 $\frac{\text{lbs.}}{\text{pie}^3}$

En el taller de pulido se tienen 3 máquinas pulidoras, considerando que estén trabajando a plena carga (c/u. de ellas tiene 2 poleas de trabajo) se tendrán 6 puntos de trabajo. Se puede considerar que cada operario gasta 3.3 lbs, de

polvo de esmeril en un turno de 8 horas.

Pero por lo general el tiempo que trabaja la pulidora se reduce a la mitad. En estas cuatro horas el mayor gasto de esmeril se tiene en la primera cuarto parte de tiempo. Luego consideraré que la capacidad de gasto de esmeril en el sistema es :

$$\frac{6 \times 3.3 \text{ lbs.}}{12 \text{ horas}} = 20.0 \text{ lbs/hora}$$

El gasto de fierro es muy bajo, por lo tanto no se considerará .

Cálculo de las pérdidas de presión en el sistema:

Diaz (18) detalla el cálculo de pérdidas para sistemas neumáticos debido al movimiento del aire y al movimiento del material. En la pág. 48 de (18) se detallan fórmulas empíricas que fueron tomadas de la revista Chemical Engineering de Abril de 1954 pág. 194; del artículo publicado por Wilbur G. Hudson.

a)- Pérdidas debido al movimiento del aire :

Pérdida (p_1) :

$$P_1 = \left(\frac{V_1}{100} \right)^2 \times 5$$

V_1 = Velocidad en pies/seg.

P_1 = Presión , en onzas/pulg.²

Pérdidas en la línea transportadora :

Línea 2-3 :

$$\text{Longitud de línea} = 37'' = 3.1'$$

$$v_{2-3} = 3,600 \text{ pies/min.} = 60 \text{ pies/seg.}$$

$$\phi \text{ tub} = 4'' \phi$$

Las longitudes de la tubería se tomarán de la fig. 58, para poder hallar las características del ventilador y motor.

Diaz (18) pág. 49 muestra la relación :

$$P_{2-3} = \left(\frac{v}{100}\right)^2 \times \left(\frac{L}{100}\right) \times K$$

En donde :

P_{2-3} en (onzas/pulg.²)

L long. de tubería; en pies

K en (onzas/pulg.²)

En la misma pág. 49 de (18) se encuentra la tabla 6 "Valores de k".

Día . Tubería

(pulg.)	4	5	6	7	8	9	10	11	12
K onzas / pulg. ²	8.5	6.25	4.8	3.95	3.25	2.77	2.43	2.14	1.93

$$P_{2-3} = \left(\frac{60}{100}\right)^2 \times \left(\frac{3.1}{100}\right) \times 8.5$$

$$P_{2-3} = 0.097 \text{ onzas/pulg.}^2$$

Se tiene 6 líneas 2-3, luego P_{2-3} totales

$$P_{2-3} = 6 \times 0.097 \text{ onzas/pulg}^2.$$

$$P_{2-3} = 0.58 \text{ onzas/pulg}^2.$$

Línea 4- 21

se puede considerar aproximadamente :

$$L = 35'$$

$$v = 3,450 \text{ pies/min.} = 57.2 \text{ pies/seg.}$$

$$\phi = \text{equivalente} = 10''$$

De la tabla 6, $K = 2.43$

Remplazando valores :

$$P_{4-21} = \left(\frac{57.2}{100}\right)^2 \times \left(\frac{35}{100}\right) \times 2.43$$

$$P_{4-21} = 0.325 \times 0.35 \times 2.43 = 0.277 \text{ onzas/pulg}^2$$

Pérdidas en los codos :

De la relación :

$$h' = K \frac{v^2}{2g}$$

en donde : $K = 0.45$ para codos a 90°

Para:

$$v = 57.2 \text{ pies/seg.}$$

Se tiene :

$$h' = 2.32 \text{ pies}$$

Pero :

$$P = \gamma \cdot h' \cdot C$$

En donde :

γ' = peso específico de aire en lbs/pie³.

h' = Altura de aire en pies

C = Factor de conversión; a onzas/pulg².

p = 0.0195 onzas/pulg².

En el sistema se tiene 6 codos luego

P codos total = 0.117 onzas/pulg².

Pérdidas en los cambios de sección y uniones en Y

Por elemento considero una pérdida de 0.02 onzas/pulg² considerando 13 elementos (con cambio de sección) en el sistema luego :

$$P = 13 \times 0.05 = 0.26 \text{ onzas/pulg}^2$$

Pérdidas en el ciclón y filtro :

En este caso se va a considerar 1 onza/pulg².

Luego la pérdida total debido al movimiento del aire es la suma de las pérdidas anteriormente halladas, luego :

$$P_{ta} = 2.262 \text{ onzas/pulg}^2$$

b)- Pérdidas debido al movimiento del material :

En las fórmulas se asumió que la velocidad con que se mueve el material es 80% la velocidad del aire.

Pérdida debido a la inercia

$$P = \left(\frac{T V^2}{100,000} \right)$$

Esta fórmula está sobredimensionada p. nuestro caso, por cuanto considera la inercia debido al reposo.

En donde :

T = Capacidad del transportador : en (Ton/hr.)

V = Velocidad del aire; en (pies/seg.)

P = en HP

Luego

$$P = 3 \times 10^4 \text{ HP}$$

Pérdida en la línea:

$$P = \left(\frac{T}{1000} \right) \left(H + \frac{L}{5} \right)$$

En donde :

T = Capacidad del transportador en (Ton/hora)

H = Elevación de la línea : en (pies)

L = Longitud de la tubería; en (pies)

Considerando :

H = 6' (aproximado)

$$P = 1.18 \times 10^4 \text{ HP}$$

Pérdida en los codos a 90° :

$$P = \frac{TV^2}{200,000} \quad (\text{por codo})$$

Luego :

$$P = 1.5 \times 10^4 \text{HP}$$

Considerando 6 codos.

$$P = 9 \times 10^4 \text{HP}$$

Pérdidas en la reducciones y uniones :

Las pérdidas se considerarán por reducción como :

$$P = 1.5 \times 10^4 \text{HP}$$

Para 13 reducciones se tiene :

$$P = 19.5 \times 10^4 \text{HP}$$

Luego la pérdida total debido al movimiento del material es la suma de las pérdidas anteriores; luego:

$$P_{Tm} = 3.268 \times 10^3 \text{HP}$$

Expresando P_{Tm}' en (onzas/pulg²) se tiene:

$$P_{Tm} = 3,200 \quad \left\{ \quad P_{Tm}' = 3,200 \left(\frac{P_{Tm}}{Q} \right) \right.$$

En donde :

P_{Tm} en (onzas/pulg².)

Q flujo de aire; en (pies³/min,)

P_{Tm} en HP

Luego :

$$P_{Tm} = 3,200 \left(\frac{3,268 \times 10^3}{300} \right)$$

$$P_{Tm} = 0.035 \text{ onzas/pulg}^3.$$

Luego la pérdida total de presión es

$$P_T = P_{T1} + P_{Tm} = 2.26 + 0.035$$

$$P_T = 2.297 \text{ onzas/pulg}^2$$

Luego, en pulg. de H₂O se tiene :

$$P_t = 3.8 \text{ pulg. de H}_2\text{O}$$

Luego la presión total del ventilador será

$$P_V = H_c + P_T = 4.6 \text{ pulg. de H}_2\text{O}$$

Cálculo de potencia de la fuente que suministra el aire para los sistemas neumáticos de Vacío

Diaz (18) pág. 53 se tiene la siguiente relación:

$$HP = \left(\frac{Q \cdot P_T}{175} \right) \left(\frac{14.7}{14.7} \right) \left(\frac{P_T}{14.7} \right)$$

En donde :

$$Q \text{ (caudal de aire) } = 6 \times 300 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$P_T = 4.6 \text{ pulg.} = 0.156 \text{ Psi}$$

En esta relación se considera una eficiencia para la fuente igual a 76% , luego :

$$HP = 3.3$$

SELECCION DEL VENTILADOR Y MOTOR DEL SISTEMA DE EXTRACCION :

Los datos para la selección del ventilador son :

Presión estática : 4.6 pulg. de H₂O

Flujo de aire : 1800 pie³/min.

Del catálogo (6') se selecciona el ventilador.

Para la selección del motor se necesita :

HP = 3.47 (considerando 0.95 factor de pérdida de energía en las fajas).

N = 1800 rpm

Seleccionandose el motor del catálogo (1'), que corresponde para un motor asincrono trifásico de jaula de ardilla tipo NV 100 L a 4 /.

Determinación de las dimensiones del separador: (ciclón)

Perry (20) pág. 1604 "Factores para el diseño o proyectos de ciclones" "expresa lo siguiente" "para las instalaciones ordinarias trabajando aproximadamente a la presión atmosférica, las limitaciones impuestas por los ventiladores fijan una caída de presión máxima admisible que corresponde a una velocidad de entrada en el ciclón comprendida entre 6^m/seg. (20pies/seg.) y 21 m/seg. (70 pie/seg). En consecuencia, suelen diseñarse para una

velocidad de entrada de 15 m/seg. (50 pies/seg.), ~~en un~~".

En este caso se puede observar que la cantidad de material arrastrado es muy poco, luego podría parecer que la utilidad del ciclón sería innecesaria pero se utiliza en sistemas semejantes/

Stamiar (21) pág. 28-122 "Transporte neumático, control de polvo, extractores de humo" sobre colectores de ciclones en las operaciones de pulido expresa "Los colectores de ciclones son generalmente aplicados para 3000 a 3200 pies/min. de velocidad de entrada, y bajo algunas condiciones (sobre el polvo producido en el pulido) la separación generalmente será mejor que 95%. Sin embargo una cantidad extremadamente fina puede crear una considerable molestía. Por lo tanto debe tenerse cuidado en la localización del colector" y "Donde un alto grado de separación es requerido o el aire limpio será recirculado, es necesario un filtro o reten de polvo, no como el separador tipo centrífugo que extrae el polvo fino al grado requerido".

Para el caso se ha considerado utilizar un ciclón de 20" ϕ , las otras dimensiones de han tomado de Perry (20) pág. 1599 fig. 120.

Colector Tipo Ciclón

GICLON

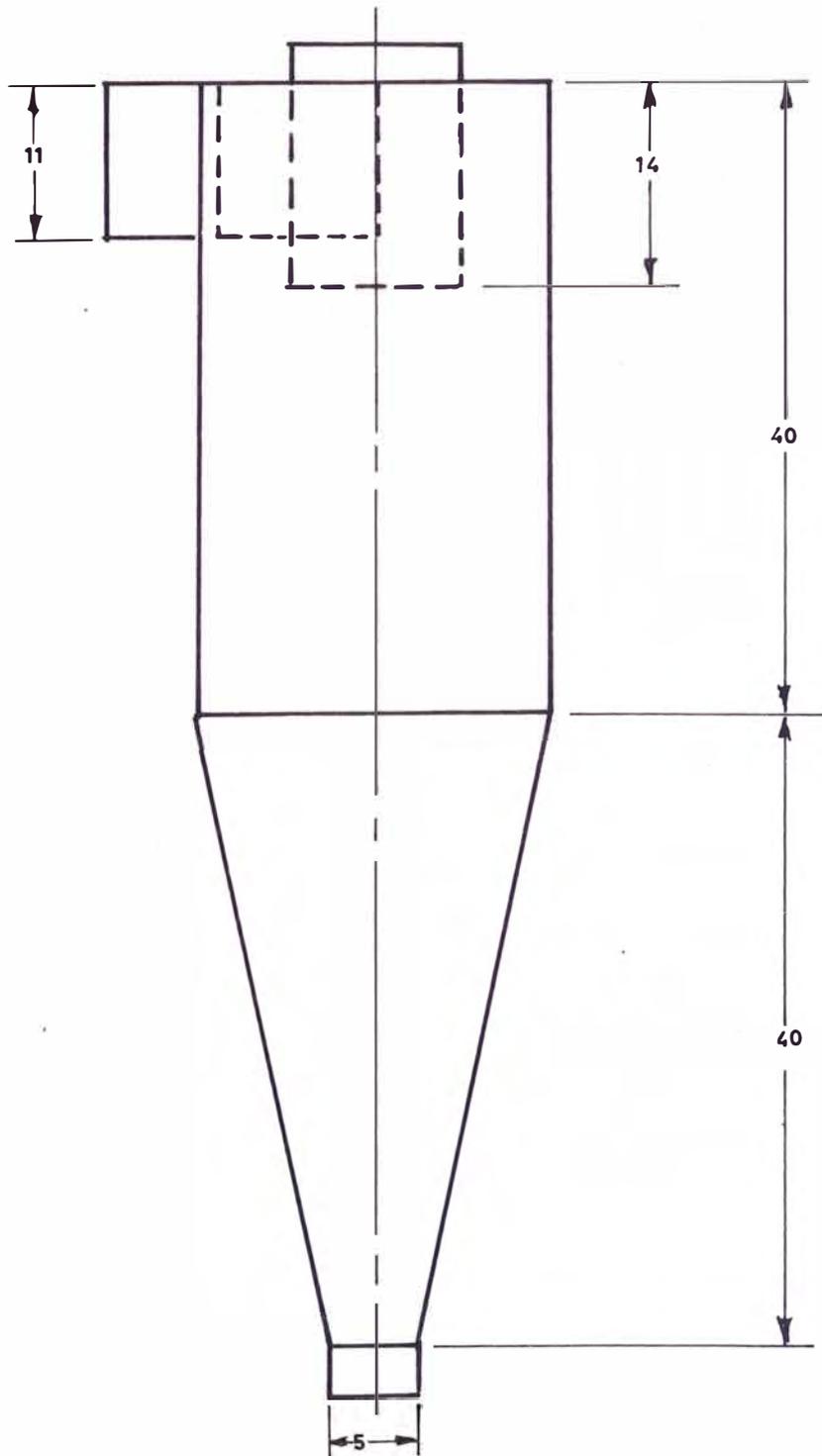
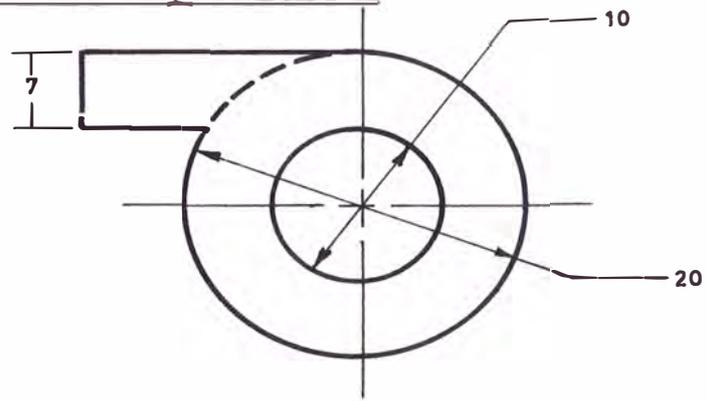


FIG 61

Material utilizado en el sistema de extracción .-El sistema.
 de ductos, accesorios etc. se construirán en PL de fierro . Se
 utilizarán distintos espesores de PL.

En las campanas extractoras se utilizará PL de fierro
 de 16 Ga (1/16) según Torif Corporation "Accesorios de colectores
 de polvo-capuchas o campanas para pulidoras por polea".

En este catálogo se encuentra lo siguiente tabla :

-T A B L A -7

Tamaño de la polea	Campana			
	Ancho	Tubería de	No.	Espesor
Pulg.	pulg.	salida		Ga
		pulg.		
8	5	3	8A	16
10	5	4	10A	16
12	6	4	12A	16
14	6	4	14A	16
16	6	5	16A	16
18	7	6	17A	16

En el mismo catálogo recomienda para accesorios y tuberías espesores de PL entre 26 y 24 Ga (aprox. 1/32"), pero por condiciones de trabajo el espesor de PL de accesorios y tuberías será de 1/16").

Debido al mantenimiento (limpieza) de el sistema, es necesario que este sea de fácil desmontaje; en el caso de los ductos rectangulares que se encuentran empotrados en el piso serán acondicionados con tapas de PL de fierro estriado 3/16" (espesor).

C O S T O E S T I M A D O

En este punto se han considerado dos costos diferentes :

Costo de la pulidora (por unidad) incluye bastidor y componentes, sistema de transmisión y equipo de extracción hasta su desgarga en el ducto rectangular (empotrado en el suelo).

El costo de equipo de extracción comprende de los ductos rectangulares hasta la descarga del aire al medio ambiente.

Los costos no son valores fijos ó estandares y dependen de diversos factores como: factor hombre, factor máquina, factor medio ambiente etc. por lo tanto están directamente relacionados al tipo de industria.

En este caso se ha tomado como referencia a la compañía "MAESTRANZA Y FUNDICION ENRIQUE GONZALES S.A." y con ello los factores que afectan el estimado de sus costos.

El costo por trabajos de albañilería no se ha considerado en este punto.

El estimado de costos se ha hecho al 19-1-72.

Máquina pulidora .- Para hallar el costo ~~estimado~~ de la pulidora se pueden encontrar cuatro elementos ~~bastantes~~ diferentes como :

Bastidor, Componentes, Eje y Accesorios, Montaje y elementos de fabricación externa al taller, como : motor eléctrico, rodamientos, etc.

En la práctica estos costos tienen distinta unidad de patrón; en el caso del bastidor es el peso del cuerpo, por lo tanto un kilo de fierro trabajado cuesta "x" soles, por lo general este patrón se emplea en caldería, soportes para máquinas, etc., donde el peso de fierro a usarse es considerable; en el caso del eje y accesorios es el tiempo máquina, tanto tiempo trabaja esta máquina, tanto debe costar el trabajo incluyendo el gasto de material; en el montaje es el tiempo-hombre, de acuerdo al tiempo, ^{de trabajo se obtiene el costo del tiempo} estos costos ^{incluyen gastos} de fabricación, mano de obra, gastos de empleados, gastos generales, porcentaje de utilidad, registros de ventas, etc.

También es necesario considerar que en la manufactura se incluye ciertos elementos o máquinas fabricados externamente al taller, no existe un criterio definido de como estos elementos

tos se incluyen dentro del presupuesto y/o costo de máquina, para este caso considero estos elementos afectados de un 10% por las transacciones se realizan y un 5% por registro de venta.

Para simplificar este trabajo hubiera utilizado los costos unitarios es decir por : peso, tiempo-máquina y tiempo-hombre; pero no lo he hecho por dos razones:

1ro. Debido a lo competitivo del mercado.

2do. Para tener una imagen más certera del costo de la máquina .

Pero es necesario recalcar que los costos estan en función directa del taller de fabricación, ó sea cada taller debido a la organización y operarios que posee tiene sus respectivos costos de manufactura.

Los gastos indirectos también han sido tomados con respecto a la **compañía anteriormente mencionada.**

COSTOS

MATERIAL

Material Directo:

Bastidor y Componente	S/. 2,894.00
(Fe, Soldadura y otros)	
Eje y accesorios	S/. 650.00

Material Indirecto :

Bastidor	S/.	200.00
Eje	S/.	50.00

MANO DE OBRA

Directa

Bastidor	S/.	3,618.00
Eje		535.00
Montaje		500.00

Indirecta

Bastidor	S/.	320.00
Eje	S/.	500.00
Montaje	S/.	50.00

GASTOS DE FABRICACION

Bastidor	S/.	200.00
Eje	S/.	100.00
Montaje	S/.	50.00

GASTOS DE SUPERVISION Y EMPLEADOS S/ 2600.00

GASTOS GENERALES S/ 970.00

SUB TOTAL S/ 12,707.00

MAS 30% UTILIDAD

S/ 16,500.00

* PRODUCTOS FABRICADOS FUERA DEL TALLER :

Motor Eléctrico	S/. 9,460.00
3 fajas en V	S/. 240.00
2 soportes	S/ 3,142.00
1 guardamotor	S/ 860.00
	S/13,702.00
10% de transacciones	S/ 1,307.00

S/ 15,009.00

TOTAL GASTOS	S/. 31,509.00
10% de imprevistos	S/. 3,150.00
COSTO DE PRUDUCCION	S/. 34,659.00
5% REGISTRO DE VENTA	S/. 1,733.00
COSTO TOTAL	S/ 36,392.00

Luego el costo de máquina (facturada) es S/36,392.00

SISTEMA DE EXTRACCION :

La secuencia del cálculo del costo son en este caso de igual manera que para la máquina pulidora .

COSTO :

MATERIAL :

Directo		5,315.00
	S/.	500.00

MANO DE OBRA :

Directa	S/.	2,851.00
Indirecta		246.00

GASTO DE FABRICACION	S/.	500.00
Montaje	S/.	500.00

GASTOS DE SUPERVISION Y EMPLEADOS	S/.	1,725.00
GASTOS GENERALES	S/.	650.00

SUB-TOTAL	S/.	12,251.00
-----------	-----	-----------

MAS 30% de UTILIDAD		S/ 15,926.00
---------------------	--	--------------

* PRODUCTOS FABRICADOS EXTERNAMENTE AL TALLER :

Ventilador de ITSA (incluido motor)	S/.	18,000.00
Guardamotor	S/.	860.00
	S/.	18,860.00

+ 10% de transacciones	S/ 20,746.00
TOTAL GASTOS	S/ 36,672.00
+ 10 % de imprevistos	S/ 40,333.00
5% de REGISTRO DE VENTAS	S/ 2,017.00
COSTO TOTAL	S/ 42,350.00

Por lo tanto el costo (facturado) del sistema de extracción es de S/ 42,350.00

*Costos obtenidos de los distribuidores respectivos.

PLANOS DE CONSTRUCCION

En este trabajo se adjuntan siete planos, y son:

- MPM - 101 Montaje.
- MPM 102 Eje de transmisión y accesorios.
- MPM 103 Bastidor.
- MPM 104 Accesorios del bastidor.
- MPM - 105 Cuerpos para extracción de polvo.
- MPM - 106 Disposición del equipo de transmisión.
- MPM - 107 - Detalles del equipo de extracción.

C O N C L U S I O N E S

La soldadura como proceso de manufactura reemplaza en muchos aspectos a la fundición. Debido a múltiples factores, como: Tiempo de fabricación, envergadura del elemento, en muchos casos apariencia estética, etc. para producciones unitarias o pequeñas, el costo es relativamente más bajo cuando se fabrica el elemento con soldadura. Este trabajo tampoco escapa a las consideraciones anteriores, por cuanto el bastidor puede ser fundido ó soldado; por razones de fabricación como proceso de manufactura se ha elegido la soldadura.

A través del desarrollo del presente trabajo se enfatiza la practicidad tanto del diseño como la fabricación de la máquina, con el fin de que su elaboración presente la menor dificultad posible, Esta máquina puede ser fabricada por cualquier taller común de fabricación mecánica.

En la fabricación de esta máquina se utilizan productos de procedencia externa al taller, como: Rodamientos, motor, protector (Guarda motor), etc. que son de fácil adquisición en el mercado. Para la fabricación del bastidor y componentes, equipo de extracción y algunos elementos del sistema transmisión se ha utilizado fierro, como materia prima.

Como anteriormente se detalló, existen elementos que ya sea por su configuración geométrica o por los esfuerzos a que está sometido tienen un cálculo bastante complejo, haciéndose por lo tanto algunas consideraciones de carácter práctico. En este trabajo, el bastidor es el elemento más afectado con estas consideraciones para lograr su diseño.

Adjunto a la pulidora se diseñó el equipo de extracción neumático, se hizo necesario su construcción debido a tres factores:

- Primero: Evitar que el polvo deteriore la salud del operario
- Segundo: Impedir que los residuos de la operación de pulido se impregnen sobre la máquina, paredes, etc., dando un aspecto discordante con la limpieza.
- tercero: El producto obtenido de la extracción puede servir como materia prima para elaborar otras pastas lubricantes.

El diseño de esta máquina se basó en la fabricación de una unidad, para el caso que se desee realizar producciones en mayor cantidad es necesario afinar cálculos y a la vez estudiar el mercado donde se van a colocar estas máquinas.

APENDICE

TABLA I

Máquinas Accionadas	Máquinas Accionadoras	
	Motores Eléctricos CA Fase Dividida CA Esfuerzo Normal—Jaula de Ardilla y Sincrónico CD Devanado en Derivación Ruedas Hidráulicas Turbinas de Vapor de Agua Motores de Combustión Interna	Motores Eléctricos CA Monofásico Devanado en serie CA Alto Esfuerzo de Arranque CA Motor de Anillos CA Repulsión—Inducción CD Arrollamiento Compuesto Motores de Vapor Arboles de transmisión Embrague en el Arbol Accionado o Accionador
Ventiladores Pequeños hasta 10 H.P. Bombas Centrifugas Agitadores de Líquidos Compresores Centrifugos Transportadores de Fardos Sopladores	1.1*	1.2*
Transportadores de Cinta Arboles de Transmisión Generadores Punzones, Cizallas y Prensas Cribas Rotatorias Ventiladores Máquinas Herramientas Máquinaria de Imprenta	1.2*	1.4*
Trituradora de Martillos Pulverizadores Compresores Sopladores Positivos Bombas de Embolo Transportadores de Tornillo Transportadores de Arrastre Maquinaria de Aserraderos Maquinaria para Tejidos Elevadores de Cangilones Morteros de Barro y Maquinaria para hacer ladrillos Batidoras en Fábricas de Papel	1.4*	1.6*
Trituradoras Giratorias Trituradoras de Mandíbulas Trituradoras de Cono Molinos de Bolas Molinos de Tubos Molinos de Barras Montacargas	1.6*	1.8*

*Adicione 0.2 al factor de servicio dado arriba, si su transmisión:

- Tiene que funcionar 24 horas todos los días, o
- Tiene que funcionar bajo condiciones húmedas, o
- para una transmisión de aceleración rápida

Desminuya 0.2 del factor de servicio dado arriba si su transmisión funciona intermitente o periódicamente.

TABLA II

Sección de Correa

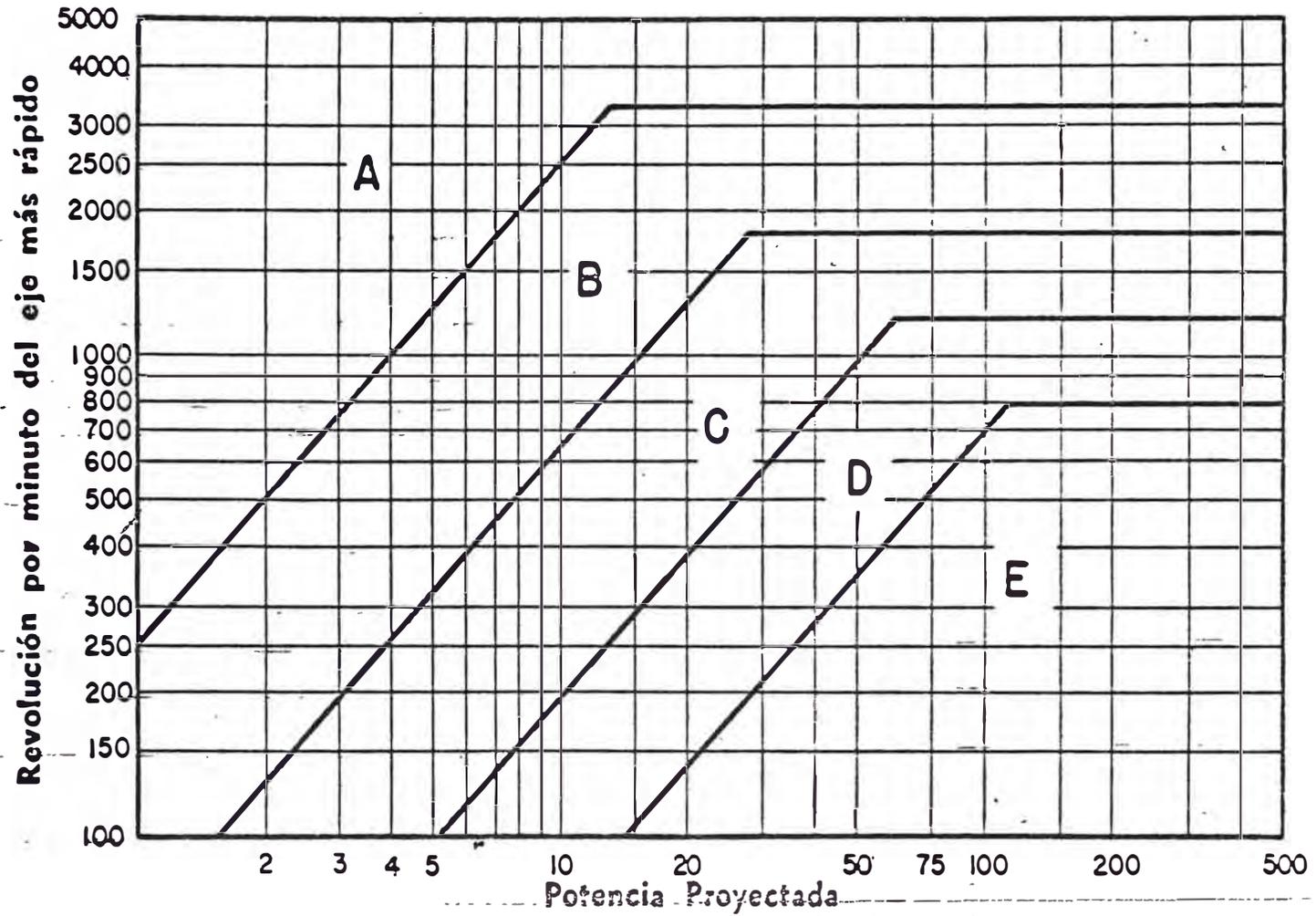


TABLA III Diámetros recomendados para las poleas pequeñas.

Sección "A"—de 75 hasta 130mm	(3.0" to 5.0")
Sección "B"—de 135 hasta 190mm	(5.4" to 7.4")
Sección "C"—de 225 hasta 330mm	(9.0" to 13.0")
Sección "D"—de 330 hasta 460mm	(13.0" to 18.0")
Sección "E"—de 530 hasta 690mm	(21.0" to 27.0")

TABLA IV Factor de Corrección del Arco de Contacto

D-d c	Arco de Contacto de la Polea Pequeña	Factor "C"	
		V-V	V-Plana
.00	180°	1.00	.74
.10	174°	.99	.76
.20	168°	.97	.77
.30	162°	.96	.79
.40	156°	.94	.80
.50	150°	.92	.82
.60	144°	.90	.83
.70	138°	.88	.84
.80	132°	.87	.86
.90	126°	.85	.85
1.00	120°	.83	.82
1.10	114°	.80	.80
1.20	108°	.78	.77
1.30	102°	.75	.75
1.40	96°	.72	.72
1.50	90°	.69	.69

TABLA

Si la relación de velocidad de su transmisión está entre:	Multiplique el diámetro primitivo de la polea pequeña por:
1.000 y 1.019	1.00
1.020 y 1.032	1.01
1.033 y 1.011	1.02
1.056 y 1.081	1.03
1.082 y 1.109	1.04
1.110 y 1.142	1.05
1.143 y 1.178	1.06
1.179 y 1.222	1.07
1.223 y 1.274	1.08
1.275 y 1.340	1.09
1.341 y 1.429	1.10
1.430 y 1.562	1.11
1.563 y 1.814	1.12
1.815 y 2.948	1.13
2.949 y más	1.14

Caballos de fuerza por clasificación de correas
 Para Sección "A" correas Vulco Ropes y Super Vulco Ropes
 Use los números rojos para la clasificación de correas Super Vulco Ropes

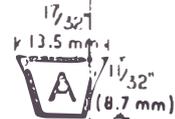


TABLA VII

Velocidad de correa (pies min.)	Diámetro Equivalente																									
	2.6		2.8		3.0		3.2		3.4		3.6		3.8		4.0		4.2		4.4		4.6		4.8		5.0 y más	
100	.09	.13	.10	.14	.11	.15	.12	.16	.13	.17	.13	.18	.14	.19	.14	.20	.15	.20	.15	.21	.16	.21	.16	.22	.16	.22
200	.16	.21	.18	.24	.20	.27	.21	.29	.23	.31	.24	.31	.25	.34	.26	.35	.27	.37	.28	.39	.30	.40	.29	.40	.30	.41
300	.21	.28	.24	.33	.27	.36	.29	.40	.31	.43	.33	.45	.35	.47	.37	.50	.38	.52	.39	.53	.40	.55	.41	.56	.42	.58
400	.26	.35	.30	.40	.34	.46	.37	.50	.40	.54	.42	.57	.44	.61	.46	.63	.48	.66	.50	.68	.51	.70	.53	.72	.54	.74
500	.30	.40	.36	.48	.40	.54	.44	.60	.47	.64	.51	.69	.53	.73	.56	.76	.58	.79	.60	.82	.62	.85	.64	.87	.65	.89
600	.34	.45	.40	.54	.46	.62	.51	.69	.55	.74	.59	.80	.62	.84	.65	.90	.68	.92	.70	.96	.72	.99	.74	1.02	.76	1.04
700	.38	.50	.45	.60	.51	.69	.57	.77	.62	.81	.66	.80	.70	.95	.74	1.00	.77	1.05	.80	1.07	.82	1.13	.85	1.16	.87	1.19
800	.41	.55	.50	.66	.57	.76	.63	.85	.69	.93	.74	1.00	.78	1.06	.82	1.12	.86	1.17	.89	1.22	.92	1.26	.95	1.30	.97	1.33
900	.41	.59	.54	.72	.62	.83	.69	.93	.75	1.02	.81	1.10	.86	1.17	.90	1.23	.94	1.29	.98	1.34	1.01	1.39	1.04	1.43	1.07	1.47
1000	.47	.62	.57	.77	.66	.90	.74	1.01	.81	1.10	.88	1.19	.93	1.27	.98	1.34	1.03	1.40	1.07	1.46	1.11	1.51	1.14	1.56	1.17	1.61
1100	.50	.66	.61	.82	.71	.96	.80	1.08	.87	1.19	.94	1.28	1.00	1.37	1.06	1.45	1.11	1.51	1.15	1.50	1.19	1.64	1.23	1.69	1.27	1.74
1200	.52	.69	.64	.86	.75	1.02	.85	1.15	.93	1.27	1.01	1.37	1.07	1.46	1.13	1.55	1.19	1.62	1.24	1.69	1.28	1.74	1.32	1.81	1.36	1.87
1300	.54	.72	.68	.91	.79	1.07	.90	1.21	.99	1.34	1.07	1.46	1.14	1.56	1.20	1.65	1.26	1.73	1.32	1.81	1.37	1.87	1.41	1.94	1.45	1.99
1400	.56	.74	.70	.95	.83	1.12	.94	1.28	1.04	1.42	1.13	1.54	1.20	1.65	1.27	1.74	1.34	1.83	1.40	1.91	1.45	1.99	1.50	2.06	1.54	2.12
1500	.57	.76	.73	.98	.87	1.17	.99	1.34	1.09	1.49	1.18	1.62	1.27	1.73	1.34	1.84	1.41	1.93	1.47	2.02	1.53	2.10	1.58	2.17	1.63	2.24
1600	.59	.78	.76	1.02	.90	1.22	1.03	1.40	1.14	1.56	1.24	1.69	1.33	1.82	1.41	1.93	1.48	2.03	1.55	2.12	1.61	2.21	1.66	2.29	1.71	2.36
1700	.60	.80	.78	1.05	.93	1.27	1.07	1.45	1.19	1.62	1.29	1.77	1.39	1.90	1.47	2.02	1.55	2.13	1.62	2.23	1.68	2.32	1.74	2.40	1.79	2.47
1800	.61	.82	.80	1.08	.96	1.31	1.10	1.51	1.23	1.68	1.34	1.84	1.44	1.98	1.53	2.11	1.61	2.22	1.67	2.31	1.74	2.42	1.81	2.51	1.87	2.59
1900	.62	.83	.82	1.11	.99	1.35	1.14	1.56	1.27	1.74	1.39	1.91	1.49	2.06	1.59	2.19	1.68	2.31	1.75	2.42	1.83	2.52	1.89	2.61	1.95	2.70
2000	.62	.84	.83	1.13	1.01	1.38	1.17	1.61	1.31	1.80	1.43	1.98	1.55	2.13	1.65	2.27	1.74	2.40	1.82	2.51	1.89	2.62	1.96	2.72	2.03	2.80
2100	.63	.85	.84	1.15	1.03	1.42	1.20	1.65	1.35	1.86	1.48	2.04	1.59	2.20	1.70	2.35	1.79	2.50	1.88	2.61	1.96	2.72	2.03	2.82	2.10	2.91
2200	.63	.85	.86	1.17	1.06	1.45	1.23	1.70	1.38	1.91	1.52	2.10	1.64	2.27	1.75	2.43	1.85	2.57	1.94	2.69	2.02	2.81	2.10	2.92	2.17	3.01
2300	.62	.85	.86	1.19	1.07	1.48	1.25	1.73	1.41	1.96	1.56	2.16	1.68	2.34	1.80	2.50	1.90	2.65	2.00	2.78	2.08	2.90	2.16	3.01	2.24	3.11
2400	.62	.85	.87	1.20	1.09	1.51	1.28	1.77	1.44	2.01	1.59	2.22	1.73	2.40	1.85	2.57	1.95	2.72	2.05	2.86	2.14	2.99	2.23	3.10	2.30	3.21
2500	.61	.85	.87	1.21	1.10	1.53	1.30	1.81	1.47	2.05	1.63	2.27	1.76	2.46	1.89	2.64	2.00	2.80	2.11	2.94	2.20	3.07	2.29	3.19	2.37	3.30
2600	.60	.84	.87	1.22	1.11	1.55	1.31	1.84	1.50	2.09	1.66	2.32	1.80	2.52	1.93	2.70	2.05	2.87	2.16	3.02	2.25	3.15	2.34	3.28	2.43	3.40
2700	.59	.83	.87	1.23	1.11	1.57	1.33	1.87	1.52	2.13	1.68	2.37	1.83	2.58	1.97	2.77	2.09	2.94	2.20	3.09	2.30	3.23	2.40	3.36	2.48	3.48
2800	.57	.82	.87	1.22	1.12	1.58	1.34	1.89	1.54	2.17	1.71	2.41	1.87	2.63	2.01	2.82	2.13	3.00	2.25	3.16	2.35	3.31	2.45	3.45	2.54	3.57
2900	.55	.80	.86	1.23	1.12	1.59	1.35	1.91	1.55	2.20	1.73	2.45	1.89	2.68	2.04	2.88	2.17	3.06	2.29	3.23	2.40	3.38	2.50	3.52	2.59	3.65
3000	.53	.78	.85	1.22	1.12	1.60	1.36	1.93	1.57	2.23	1.75	2.49	1.92	2.72	2.07	2.93	2.20	3.12	2.33	3.30	2.44	3.45	2.54	3.60	2.64	3.73
3100	.51	.76	.83	1.21	1.11	1.61	1.36	1.95	1.58	2.25	1.77	2.52	1.94	2.77	2.10	2.98	2.24	3.18	2.36	3.36	2.48	3.52	2.59	3.67	2.68	3.81
3200	.48	.74	.82	1.20	1.11	1.61	1.36	1.96	1.58	2.28	1.78	2.56	1.96	2.81	2.12	3.03	2.26	3.23	2.40	3.42	2.52	3.59	2.63	3.74	2.73	3.88
3300	.45	.71	.80	1.19	1.10	1.61	1.36	1.97	1.59	2.30	1.79	2.58	1.98	2.84	2.14	3.07	2.29	3.28	2.43	3.47	2.55	3.65	2.66	3.81	2.77	3.95
3400	.42	.68	.77	1.17	1.08	1.60	1.35	1.98	1.59	2.31	1.80	2.61	1.99	2.88	2.16	3.11	2.31	3.33	2.45	3.52	2.58	3.70	2.70	3.87	2.80	4.02
3500	.38	.64	.75	1.15	1.06	1.60	1.34	1.98	1.59	2.33	1.80	2.63	2.00	2.90	2.17	3.15	2.33	3.37	2.48	3.57	2.61	3.76	2.73	3.93	2.84	4.08
3600	.34	.60	.72	1.13	1.04	1.59	1.33	1.99	1.58	2.34	1.80	2.65	2.00	2.93	2.18	3.18	2.35	3.41	2.50	3.62	2.63	3.81	2.72	3.98	2.87	4.14
3700	.30	.56	.69	1.10	1.02	1.57	1.31	1.98	1.57	2.34	1.80	2.67	2.01	2.95	2.19	3.21	2.36	3.45	2.51	3.66	2.65	3.86	2.78	4.03	2.90	4.20
3800	.25	.52	.65	1.07	.99	1.55	1.29	1.97	1.56	2.35	1.80	2.68	2.01	2.97	2.20	3.24	2.37	3.48	2.53	3.70	2.67	3.90	2.80	4.08	2.92	4.25
3900	.20	.47	.61	1.04	.96	1.53	1.27	1.96	1.54	2.35	1.79	2.69	2.00	2.99	2.20	3.26	2.38	3.51	2.54	3.73	2.68	3.94	2.82	4.13	2.94	4.30
4000	.15	.41	.57	1.00	.93	1.51	1.25	1.95	1.53	2.34	1.77	2.69	2.00	3.00	2.20	3.28	2.38	3.54	2.54	3.77	2.69	3.98	2.83	4.17	2.96	4.35
4100	.09	.36	.52	.96	.89	1.48	1.22	1.93	1.50	2.33	1.76	2.69	1.99	3.01	2.19	3.30	2.38	3.56	2.54	3.79	2.70	4.01	2.84	4.21	2.97	4.43
4200	.03	.30	.47	.91	.85	1.44	1.18	1.91	1.48	2.32	1.74	2.69	1.97	3.01	2.18	3.31	2.37	3.57	2.54	3.82	2.70	4.04	2.85	4.24	2.98	4.49
4300	.23	.42	.86	.81	.81	1.41	1.15	1.88	1.45	2.31	1.71	2.68	1.95	3.01	2.17	3.32	2.36	3.59	2.54	3.84	2.70	4.06	2.85	4.27	2.98	4.46
4400	.17	.36	.81	.76	.76	1.37	1.11	1.86	1.41	2.29	1.69	2.67	1.93	3.01	2.15	3.32	2.35	3.60	2.53	3.85	2.70	4.09	2.85	4.30	2.99	4.49
4500	.09	.30	.75	.70	.70	1.32	1.06	1.82	1.37	2.26	1.65	2.65	1.90	3.00	2.13	3.32	2.33	3.60	2.52	3.86	2.69	4.10	2.84	4.32	2.98	4.52
4600	.02	.23	.69	.65	.65	1.27	1.01	1.78	1.33	2.23	1.62	2.63	1.87	2.99	2.10	3.31	2.31	3.61	2.50	3.87	2.67	4.11	2.83	4.34	2.98	4.54
4700	.16	.62	.59	.52	.52	1.16	.90	1.70	1.24	2.17	1.54	2.58	1.80	2.98	2.04	3.29	2.26	3.60	2.46	3.87	2.64	4.13	2.80	4.36	2.95	4.57
4800	.09	.55	.45	.40	.40	1.10	.84	1.64	1.18	2.12	1.49	2.55	1.76	2.93	2.00	3.28	2.23	3.59	2.43	3.87	2.61	4.13	2.78			

TABLA VIII .- Dimensiones norteamericanas de chavetas cuadradas y planas de cabeza y con superficies inclinadas para hacer cuña

Diámetro del árbol	Tipo cuadrado					Tipo plano o rectangular					Tolerancia	
	Chaveta		Cabeza			Chaveta		Cabeza			Sob e el ancho (-)	Sobre la altura (+)
	Ancho máximo, W	Altura en el extremo grande, † H	Altura, C	Longitud, D	Altura hasta el borde de del chafán, E	Ancho máximo, W	Altura en el extremo grande, † H	Altura, C	Longitud, D	Altura hasta el borde de del chafán, E		
1/8 - 9/16	1/8	1/8	3/4	7/32	5/32	1/8	3/32	3/16	1/8	1/8	0.0020	0.0020
5/16 - 1/2	5/16	5/16	7/16	5/32	7/32	5/16	1/4	3/16	5/16	5/16	0.0020	0.0020
15/16 - 1 1/4	15/16	15/16	7/16	11/32	11/32	15/16	3/8	5/16	1/4	3/16	0.0020	0.0020
1 5/16 - 1 3/8	1 5/16	1 5/16	3/16	13/32	13/32	1 5/16	1/4	3/8	5/16	1/4	0.0020	0.0020
1 7/8 - 1 7/4	1 7/8	1 7/8	1 1/16	15/32	15/32	1 7/8	1/4	7/16	3/8	5/16	0.0020	0.0020
1 9/16 - 2 1/4	1 9/16	1 9/16	7/8	19/32	7/8	1 9/16	3/8	9/8	1/2	7/16	0.0025	0.0025
2 5/16 - 2 3/8	2 5/16	2 5/16	1 1/16	23/32	3/4	2 5/16	7/16	3/4	5/8	1/2	0.0025	0.0025
2 7/8 - 3 1/4	2 7/8	2 7/8	1 1/4	7/8	7/8	2 7/8	3/4	1 1/8	3/4	5/8	0.0025	0.0025
3 3/8 - 3 3/4	3 3/8	3 3/8	1 1/2	1	1	3 3/8	6/8	1 1/4	7/8	3/4	0.0030	0.0030
3 7/8 - 4 1/2	3 7/8	3 7/8	1 3/4	1 3/8	1 3/8	3 7/8	3/4	1 1/4	1	1 3/16	0.0030	0.0030
4 5/8 - 5 1/2	4 5/8	4 5/8	2	1 7/8	1 7/8	4 5/8	7/8	1 1/2	1 1/4	1	0.0030	0.0030
5 3/4 - 6	5 3/4	5 3/4	2 1/2	1 3/4	1 3/4	5 3/4	1	1 3/4	1 1/2	1 1/4	0.0030	0.0030

* Las chavetas comerciales son aplicables a los tipos de trabajo general y las tolerancias han sido establecidas de acuerdo con esto. No se intenta cubrir con ellas las aplicaciones más finas que puedan necesitar un ajuste más preciso.

† Esta altura de la chaveta es medida a la distancia W igual al ancho de la chaveta, a partir de la cabeza.

(Todas las dimensiones en pulgs.)

TABLA IX .- Fuerza de sujeción de prisioneros de punta plana de brasa

d, { pulg.	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4
{ mm	6.3	7.9	9.5	11.1	12.7	14.3	15.9	19.0	22.2	25.4	28.6	31.7
P, { Kg	45.3	76.2	116	166	227	298	381	580	830	1 134	1 537	1 944
{ lb.	100	168	256	366	500	658	840	1 280	1 830	2 500	3 388	4 198

TABLA X .- Propiedades de la soldadura tratada como linea

Outline of Welded Joint b=width d=depth	Bending (about horizontal axis x-x)	Twisting
	$S_w = \frac{d^2}{6} \text{ in.}^2$	$J_w = \frac{d^3}{12} \text{ in.}^3$
	$S_w = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$S_w = bd$	$J_w = \frac{b^3 + bd^2}{6}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ top bottom	$J_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$J_w = \frac{\pi d^3}{4}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{4} + \pi d^2$	

TABLA XI .- Determinación de la fuerza sobre la soldadura.

Type of Loading	standard design formula	stress lbs/in ²	treating the weld as a line force lbs/in
	PRIMARY WELDS transmit entire load at this point		
	tension or compression	$\sigma = \frac{P}{A}$	$f = \frac{P}{A_w}$
	vertical shear	$\sigma = \frac{V}{A}$	$f = \frac{V}{A_w}$
	bending	$\sigma = \frac{M}{S}$	$f = \frac{M}{S_w}$
	twisting	$\sigma = \frac{T C}{J}$	$f = \frac{T C}{J_w}$
SECONDARY WELDS hold section together - low stress			
	horizontal shear	$\tau = \frac{V A y}{I t}$	$f = \frac{V A y}{I n}$
	torsional horizontal shear	$\tau = \frac{T}{2A_t}$	$f = \frac{T}{2A}$

A = area contained within median line.
(*) applies to closed tubular section only.

Fillet Weld (For 1" weld leg)	Groove weld (for 1" weld thickness)	Partial Penetration ** Groove weld* (For 1" weld thickness)
Parallel Load		
E60 or SAW - 1 weld 9600 (AWS)	$\tau = .40 \sigma$ of base metal (shear) (AWS)	E60 or SAW - 1 weld 13,600 (AISC)
E70 or SAW - 2 weld 11,200 (AWS)		E70 or SAW - 2 weld 15,800 (AISC)
Transverse Load		
E60 or SAW - 1 weld 11,200	$\tau = .60 \sigma$ of base metal (tension) (AWS)	E60 or SAW - 1 weld 13,600 (AISC)
E70 or SAW - 2 weld 13,100		E70 or SAW - 2 weld 15,800 (AISC)

*For bevel joint, deduct first 1/8" for effective throat, if done by manual electrode. ..

**TABLE XII ALLOWABLE
STEADY LOADS
(lbs/linear in. of weld)**

**
tension transverse to axis
of weld or shear - use table
for tension parallel to axis
of weld or compression -
weld same as plate

Continuous weld, %	Length of intermittent welds and distance between centers, in.		
75	..	3-4	..
66	4-6
60	..	3-5	..
57	4-7
50	2-4	3-6	4-8
44	4-9
43	..	3-7	..
40	2-5	..	4-10
37	..	3-8	..
33	2-6	3-9	4-12
30	..	3-10	..
25	2-8	3-12	..
20	2-10
16	2-12

**TABLA XIII .- Soldadura Intermitente
Longitud y Espaciamiento**

TABLA XIV.- Rosca Unificada y Americana Serie Gruesa y fina.

Tamaño Nominal	SERIE DE ROSCA GRUESA			SERIE DE ROSCA FINA		
	Hilos/pulg	Diam. menor pulg.	Area de esf. pulg. ²	Hilos/pulg.	Diam. menor (pulg.)	Area de esf. fuerza pulg. ²
1/4	20	0.1687	0.0317	28	0.2062	0.0362
5/16	18	0.2443	0.0522	24	0.2614	0.0579
3/8	16	0.2983	0.0773	24	0.3239	0.0876
7/16	14	0.3499	0.1060	20	0.3762	0.1185
1/2	13	0.4056	0.1416	20	0.4387	0.1597
1/2	12	0.3978	0.1374			
9/16	12	0.4603	0.1816	18	0.4943	0.2026
5/8	11	0.5135	0.2256	18	0.5568	0.2555
3/4	10	0.6273	0.3340	16	0.6733	0.3724
7/8	9	0.7387	0.4612	14	0.7874	0.5088
1	8	0.8466	0.6051	12	0.8978	0.6624
1 1/8	7	0.9497	0.7626	12	1.0228	0.8549
1 1/4	7	1.0747	0.9684	12	1.1478	1.0721
1 3/8	6	1.1705	1.1538	12	1.2728	1.3137
1 1/2	6	1.2955	1.4041	12	1.3978	1.5799
1 3/4	5	1.5046	1.8983			
2	4 1/2	1.7274	2.4971			

TABLA XV. SALIDAS EXTRACTORAS Y GRADOS DE VENTILACION PARA RUEDAS Y BANDAS DE ESMERIL, PULIDORAS Y BRUÑIDORAS PARA DIFERENTES TAMAÑOS¹

Tipo de equipo	Dimensión de la rueda o banda, pulg	Salida de la campana extractora, pulg									
		3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8
		Grado de ventilación extractora en pies cúbicos por minuto por salida									
		220	300	390	500	610	740	880	1040	1200	1560
Ruedas de esmeril y cortadoras	Diámetro	9	—	9-16	16-19	19-24	—	24-30	—	30-36	—
	Ancho	1½	—	2	3	4	—	5	—	6	—
Ruedas pulidoras y abrillantadoras	Diámetro	—	9	—	9-16	16-19	19-24	—	24-30	—	—
	Ancho	—	2	—	3	4	5	—	6	—	—
Discos horizontales de eje sencillo	Diámetro	12	—	12-19	—	19-30	—	30-36	—	—	—
Discos horizontales de doble eje	Diámetro	—	—	—	—	19	—	19-25	—	25-30	53-72
								30-53			(4 salidas)
Discos verticales de eje sencillo (sin cubierta)	Diámetro	—	—	20	—	—	20-30	30-53	—	53-72	—
				(2 salidas)			(2 salidas)	(4 salidas)		(5 salidas)	
Discos verticales de eje sencillo (tubiertos más de la mitad)	Diámetro	—	—	20-30	20	—	—	30-53	—	—	53-72
				(2 salidas)				(2 salidas)			(2 salidas)
Bandas y correas	Ancho	3	3-5	5-7	7-9	9-11	11-13	—	—	—	—

¹ Según el "Industrial Health Engineering", con permiso de John Wiley & Sons, Inc.

Ancho del ducto rectangular en pulgs

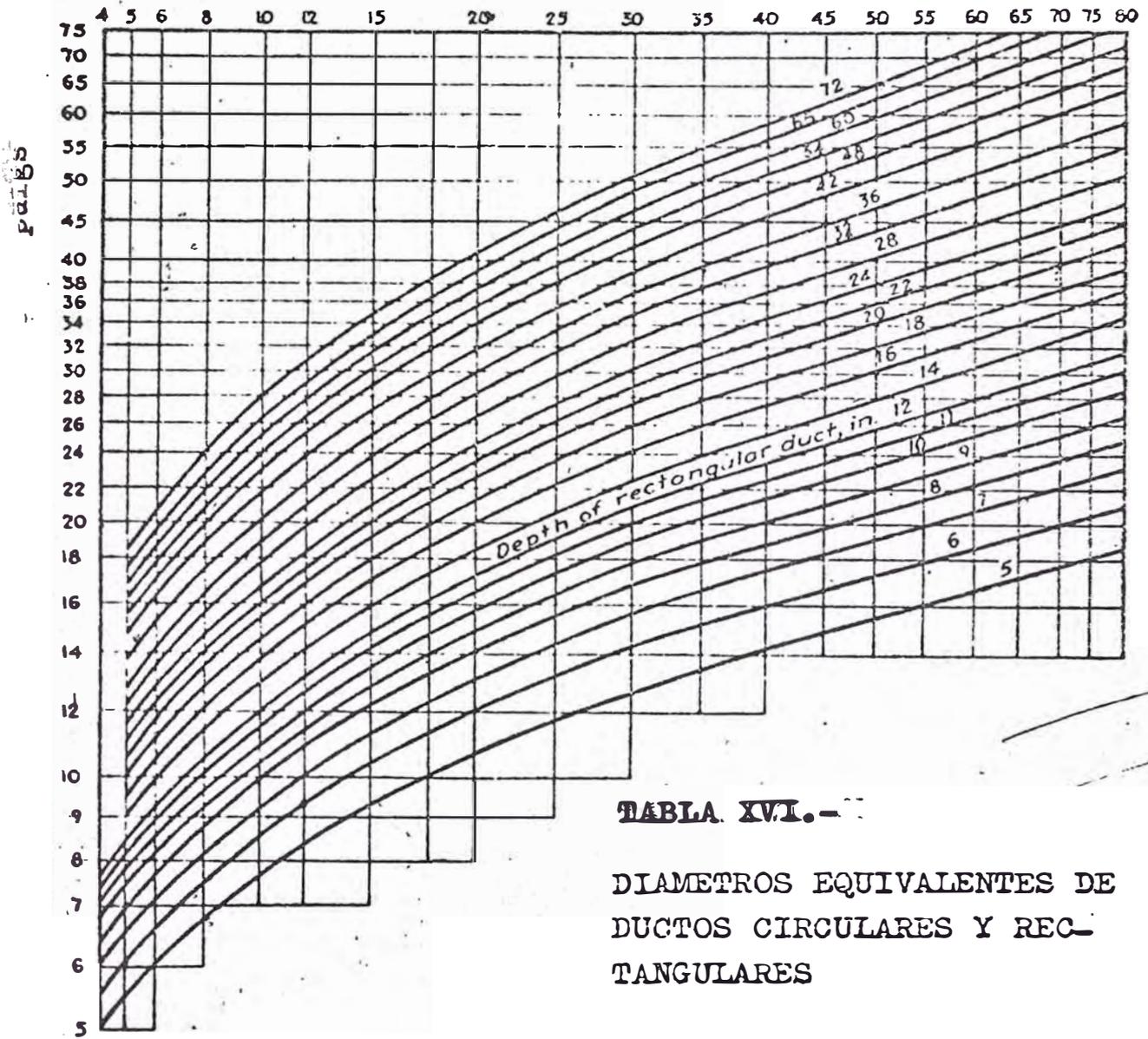


TABLA XVI.-

DIAMETROS EQUIVALENTES DE
DUCTOS CIRCULARES Y REC-
TANGULARES

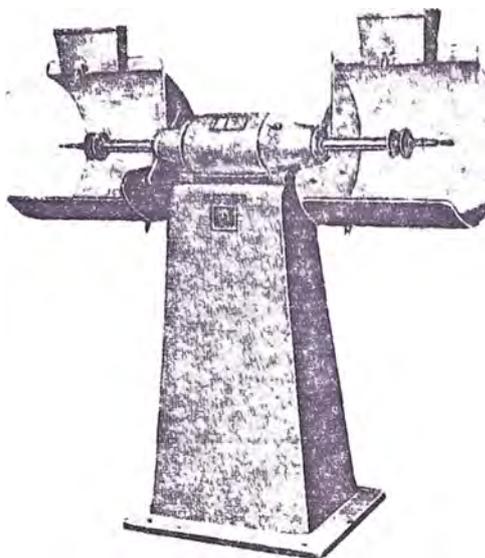


FIG. 54. — Máquina pulidora K D M-20 para gratado, llevando dispositivo de aspiración de polvo. (*Langbein Pranhauer Werke A. G., Neuss/Rhein, Alemania*).

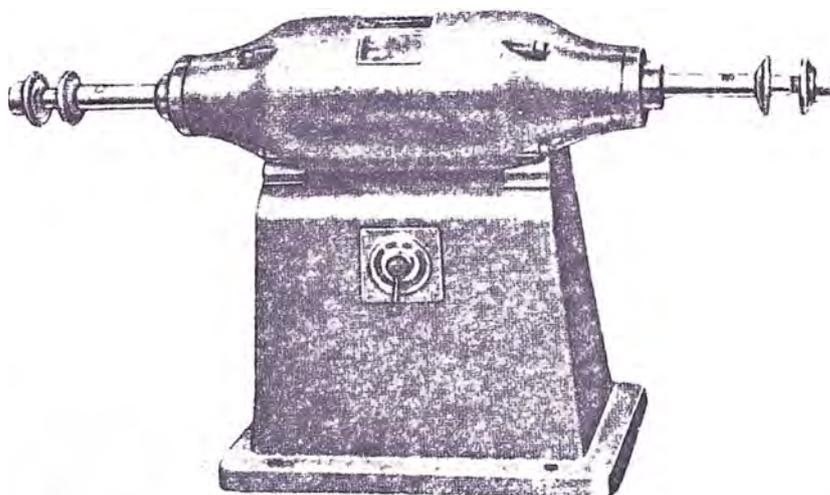


FIG. 55. Máquina para pulir y abrillantar S D M. (*Langbein Pranhauer Werke A. G., Neuss/Rhein, Alemania*).

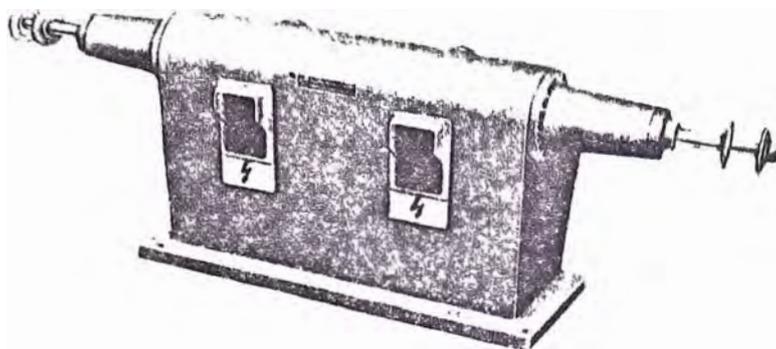


FIG. 56. — Máquina pulidora SM 506.
(Langbein Phanhauser Werke A. G., Neuss/Rhein, Alemania).

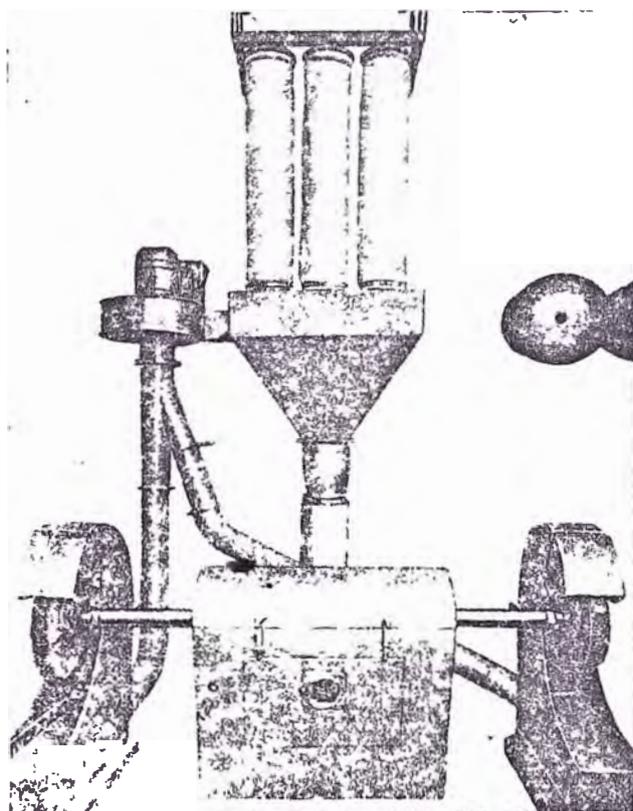


FIG. 1-7. — Motor para esmerilar y pulir con separador de polvo. (Foto Dr. Hesse & Cie.)

C A T A L O G O S

- 1.- Construcciones Electromecánicas - Delcrosa S. A.
Lima - Perú
- 2.- Catálogo de Diseños de Transmisiones por correas
Gates Vulco - The Gates Rubber Company
Denver, Colorado, E.U.A.
- 3.- Catálogo Num. 2003 S K F
Rodamientos a Bolas
Rodamientos a Rodillos
- 4.- Serie - Azul (Catálogo Guardamotor)
380 volts - 0.22 a 25 A
28 / E
TICINO ITALIA
- 5.- Catálogo 1969 / 70 - Electrodo Oerlikon
División de Explosivos S. A.
Lima Perú
- 6.- Catálogo Ventiladores centrífugos - ITSA
Av. Centenario 206 - Callao - Perú
- 7.- Control de polvo con Torit "colectores de polvo tipo ciclón" - The Torit Corporation - 1133 Rankin St., Paul, Minnesota 55116 - USA Dbre. 1965

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Galvanotecnia Moderna - Willi Machu
Edición: 1ra. en Castellano, Original en Alemán
Editorial: Aguilar
Madrid - 1959

- 2.- Recubrimientos Electroquímicos Brillantes
Autor: Enrique Julve Salvado
Edición: Primera
Editorial: Ediciones Cedel
España - 1960

- 3.- An Introduction to Industrial Finishing Equipment
Autor: Brian F. Blundell
Edición : 1ra. en Inglés
Editorial: Pergamon Press
U. S. A. - 1965

- 4.- Manual del Ingeniero Mecánico de Marks
Autor : Lionel S. Marks
Edición: 1ra. en español
Editorial: UTHEA
México - 1960

- 5.- Cálculo de Elementos de Máquinas
Autor: Alex Vallance & Ventón Doughtie
Edición: Traducción de la 3ra. Edición Americana
Editorial: Alsina
Buenos Aires - 1959

- 6.- Manual de Ingenieria de los Recubrimientos Electrolíticos
Autor: A. Kenneth Grashm y H. L. Pinkerton
Edición: Segunda traducción al Castellano
Editorial: Campaña Editorial Continental S. A.
México 1967

- 7.- Manual of Steel Construction
American Institute of Steel Construction
Edición: Sexta Edición
Editorial: AISC, Inc.
U. S. A. - 1967

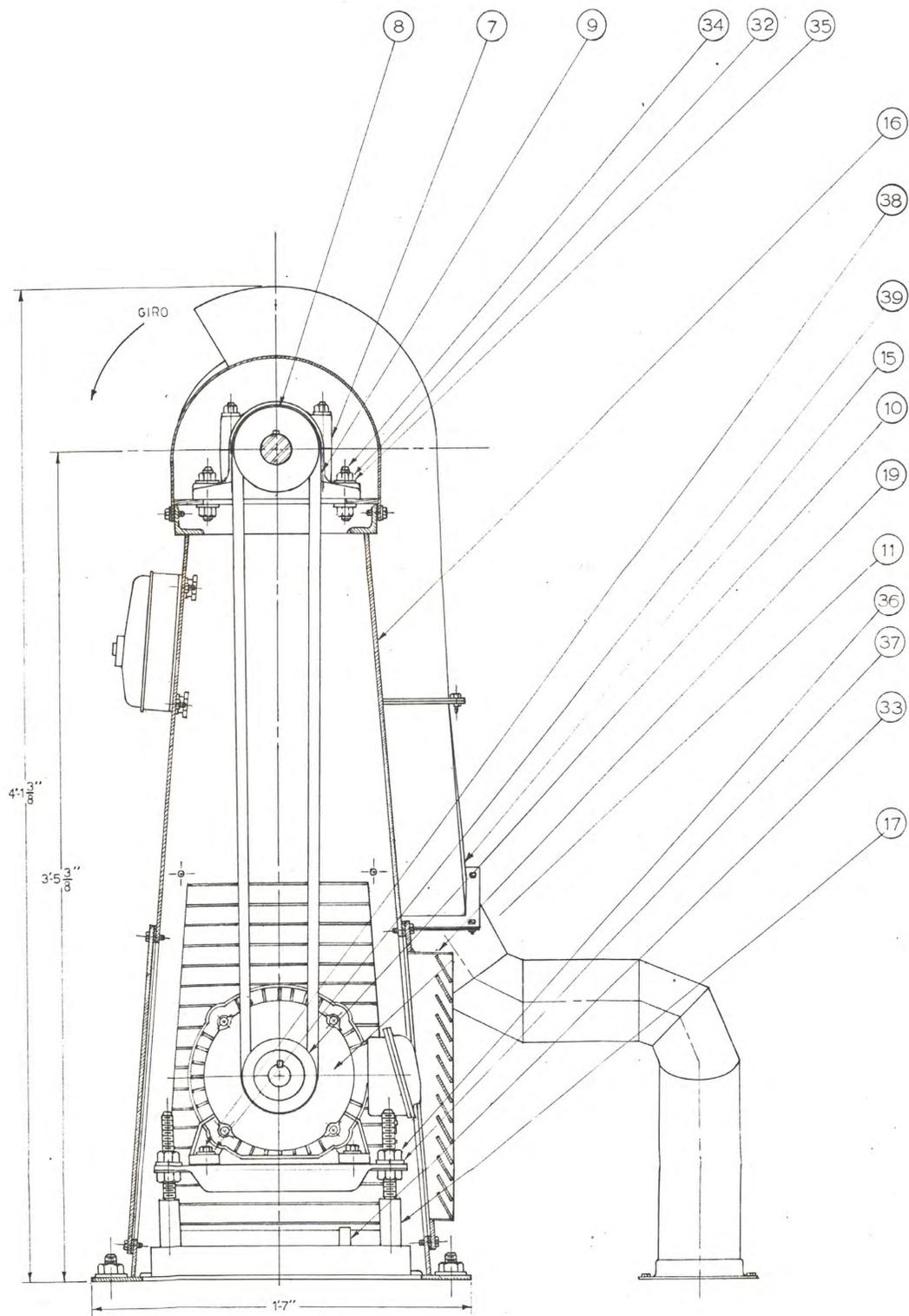
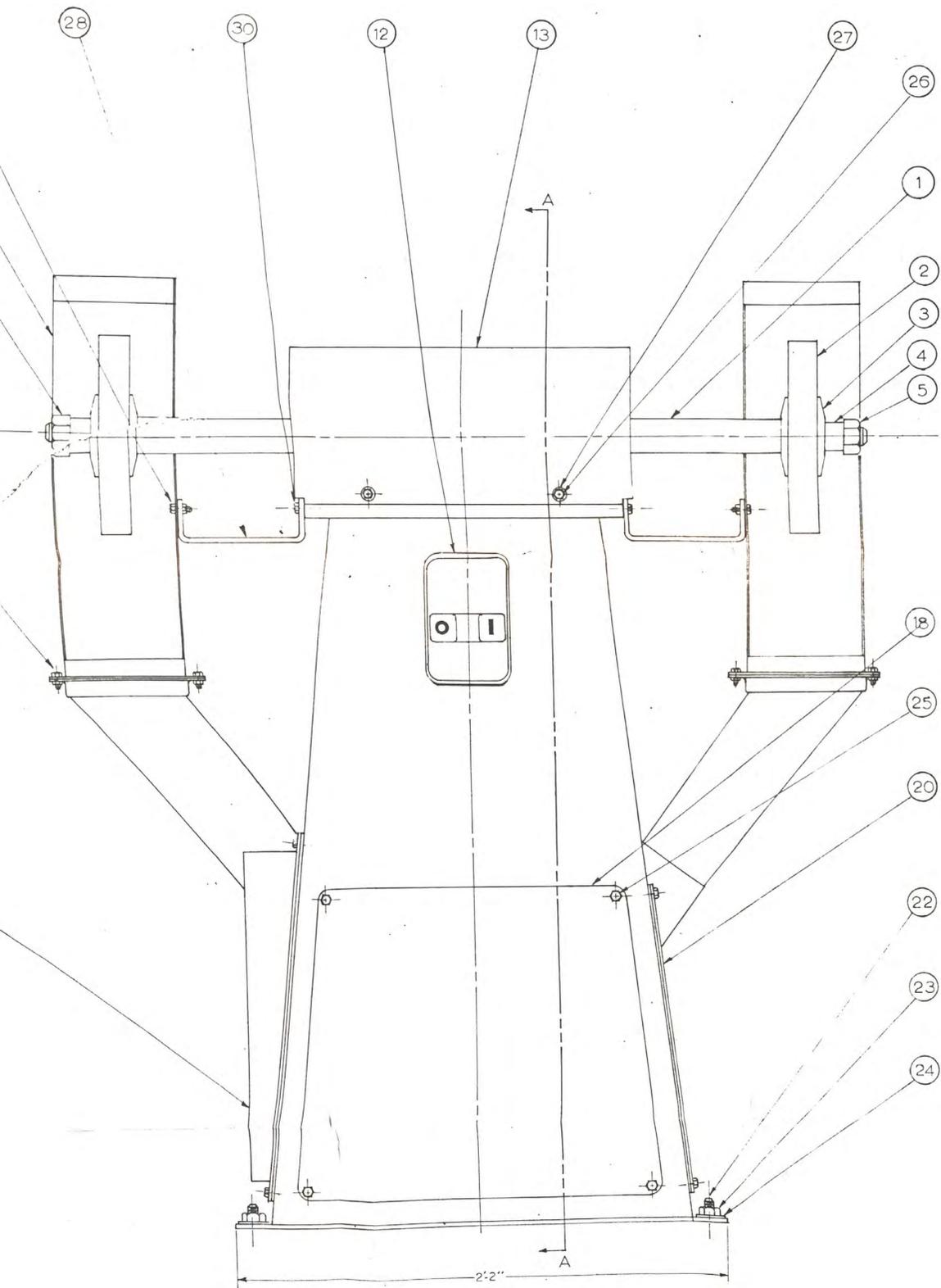
- 8.- Manual del Constructor de Máquinas
Autor: H. Dubbel
Edición: 2da. Edición española
Editorial: Labor S. A.
España - 1950

- 9.- Machine Design
Autor: Vladimir L. Maleev y James B. Hartman
Edición: 3ra.
Editorial : International Textobook Company
U. S. A. - 1955

- 10.- Theory and Problems of Machine Design
Autor: Hall & Holowenko & Langlui
Editorial: Schaum Publishing Company
U. S. A. - 1961

- 11.- El Proyecto en Ingeniería Mecánica
Autor: Joseph E. Shigley
Edición: 1ra. en Castellano
Editorial: Mc Graw - Hill
España 1965
- 12.- Resistencia a la Fatiga
Autor: Richard Hännchen
Edición: 1ra. en español
Editorial: Reverté S. A.
España 1960
- 13.- Rodamientos un Manual para Escuelas
Autor: S. K. F.
Edición: 1ra. en Castellano
Editorial: S. K. F.
A B Svenska Kullager - Fabriken - 1962
- 14.- Design of Weldments
Autor: Ower W. Blodgett
Edición: Quinta Edición
Editorial: The James F. Lincoln Arc Welding Foundation
Ohio - U. S. A. 1968
- 15.- Proyecto y Cálculo de las Construcciones Soldadas.
Volúmen III (Tratado General de Soldadura).
Autor: Paul Schimpke, Hans Horn, Richard Hanchen.
Edición: 1ra. edición en español
Editorial: Gustavo Gili S. A. España - 1955
- 16.- Manual de soldadura
Autor: Compañía Peruana de Electrodo: Oerlikon
Lima - Perú - 1970

- 17.- Cálculos y Proyectos de Cimientos para Máquinas
Autor: Víctor P. Ivanoff
Edición: 1ra. Edición
Editorial: Librería Mitre
Buenos Aires
- 18.- Transporte de Materiales por Sist. Meumático
Autor: Absalón Segundo Diaz Muñoz
Tesis de Bachiller
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Universidad Nacional de Ingeniería
Lima - Perú - 1968
- 19.- Turbomáquinas
Autor: Julián Sánchez Rodríguez
Edición: 1ra. Edición
Editorial: Donat, S. A.
Madrid 1962
- 20.- Manual del Ingeniero Químico
Autor: Jhon H. Perry, P H D
Edición: Traducción al español de la tercera Edición
en Inglés.
Editorial: UTEHA
México 1959
- Plant Engineering Handbook
Willian Staniar, Editor en Jefe
Segunda Edición
Editorial Mc Graw - Hill Company
U S A 1959

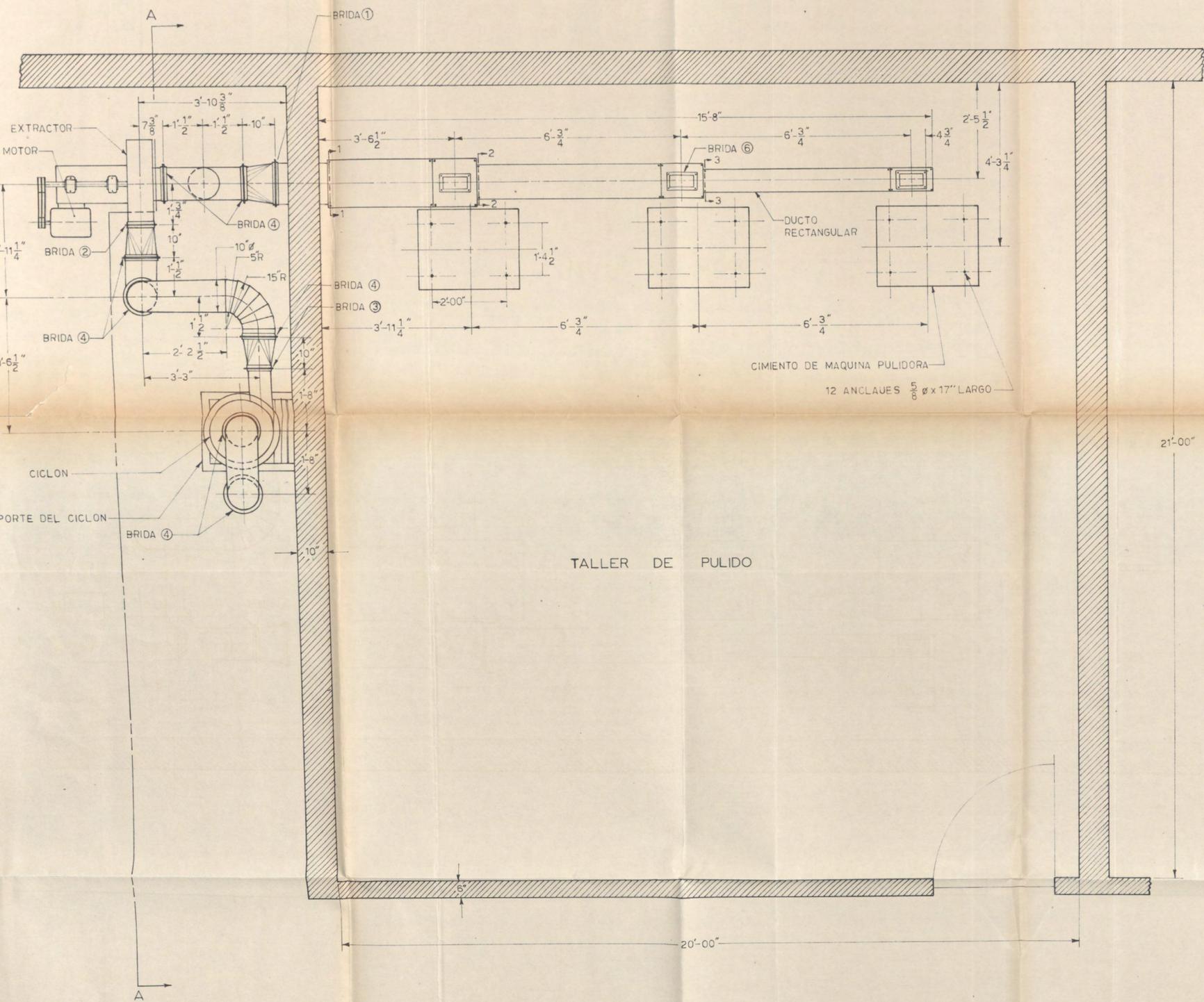


SECCION A-A

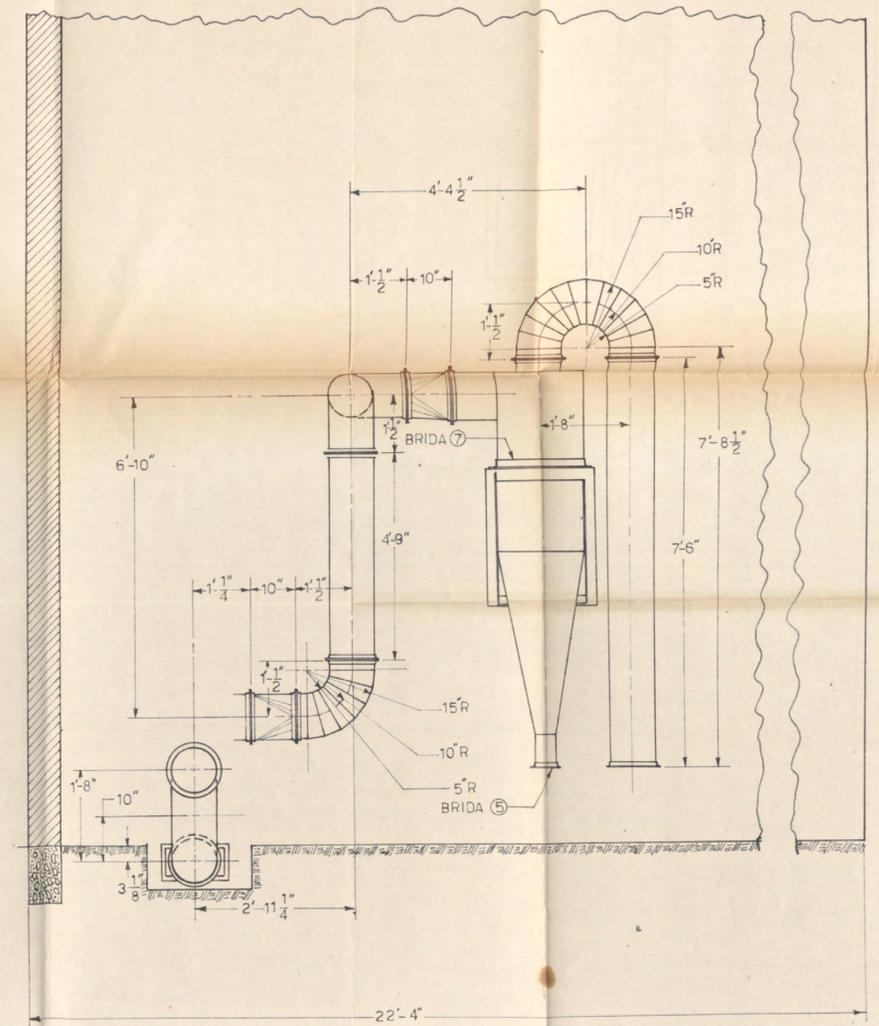
39	ARANDELA	FIERRO-A7	4	3/8"	
35	PERNO Y TUERCA	FIERRO A7	4	3/8NC 1/2HX	SEMIACABADO
37	ARANDELA DE PRESION	FIERRO A7	4	5/8"	
36	TUERCA Y CONTRATUER.	FIERRO A7	8	5/8NC2HEX	
35	ARANDELA PLANA	FIERRO A7	8	1/2"	
34	ESPARRAGO	FIERRO A7	4	1/2NC-3"	
33	TUPO P. CABLE ELECT.	PLASTICO	1	3/4"	
32	TUERCA P. ESPARR.	FIERRO A7	8	1/2NC2HEX	
31	PERNO Y TUERCA	FIERRO A7	8	1/4NC3/4HEX	SEMIACABADO
30	PERNO P. SOPORTE	FIERRO A7	4	1/4NC3/4HEX	SEMIACABADO
29	PERNO Y TUERCA	FIERRO A7	4	1/4NC3/4HEX	SEMIACABADO
28	SOPORTE DE CAMPANA	FIERRO A7	2	4-1/2x1-1/2"	MPM 104
27	ARANDELA PLANA	FIERRO A7	4	1/4"	
26	PERNO P. CAPOTA	FIERRO A7	4	1/4NC3/4HEX	SEMIACABADO
25	PERNO P. TAPAS	FIERRO A7	16	1/4NC3/4HEX	SEMIACABADO
24	ARANDELA PLANA	FIERRO A7	4	5/8"	
23	TUERCA P. ANCLAJE	FIERRO A7	4	5/8-11NC-2	
22	ANCLAJES	FE. LISO A7	4	5/8"x7"	
21	TAPA LAT. IZQUIERDA	FIERRO A7	1		MPM 104
20	TAPA LAT. DERECHA	FIERRO A7	1	2-3/16x2x1"	MPM 104
19	TAPA FRONTAL POS.	FIERRO A7	1	4-1/2x1-1/8x2-1/4"	MPM 104
18	TAPA FRONTAL DELANT.	FIERRO A7	1	2-3/16x2x1-1/8"	MPM 104
17	SOPORTE TEMPADOR	FE. Y AC.	1		MPM 104
16	BASTIDOR	FIERRO A7	1	2-3/16x4x5"	MPM 103
15	DUCTOS Y CONECC.	FIERRO A7	2	2-1/16x4x4"	MPM 105
14	CAMPANA EXTRACT.	FIERRO A7	2	2-1/16x2x5"	MPM 105
13	CAPOTA	FIERRO A7	1	2-1/20x3x2"	MPM 104
12	GUARDAMOTOR		1		
11	MOTOR ELECTRICO		1	6.5HP-3600	
10	POLEA P. FAJA EN "V"	FE.FDO.	1	4" x 3"	MPM 102
9	FAJA EN "V"		3		
8	POLEY P. FAJA EN "V"	FE.FDO.	1	4-1/2"x 3"	MPM 102
7	SOPORTE P. RODAMIENT.		2	S1510XE	
6	TUERCA HEX. ROSC. IZQ.	FIERRO A7	1	1"-8NC-2	MPM 102
5	TUERCA HEX. ROSC. DER.	FIERRO A7	1	1"-8NC-2	MPM 102
4	SEPARADOR	FIERRO A7	2	1-1/2"x 1"	MPM 102
3	PLATO DE SUJECCION	FIERRO A7	4	4"x 3/8"	MPM 102
2	POLEA DE PULIDO	TELA	2	10"x 1-1/2"	
1	EJE DE TRANSMISION	AC.SAE1020	1	1-3/4"x 3' 6"	MPM 102
NRO.	DESIGNACION	MATERIAL	CNT	MEDIDAS	OBSERVACION.

UNIVERSIDAD NCNAL. DE INGENIERIA
PAIME

NUMERO	TITULO	ESCALA
MPM-101	MAQUINA PULIDORA DE METALES MONTAJE	1/4
DISEÑADO POR	DIBUJADO POR	REVISADO
D. MEDINA G.	D. MEDINA G.	
		FECHA
		25-2-72



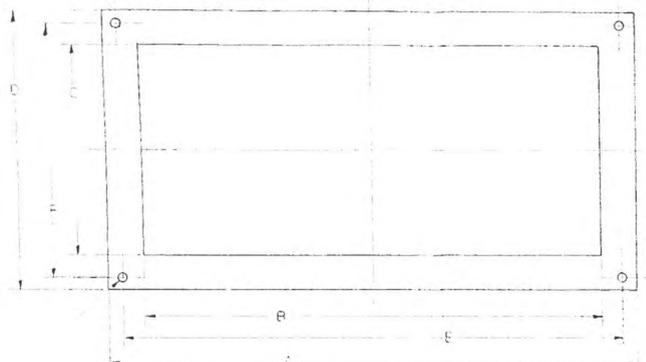
SECCION A-A



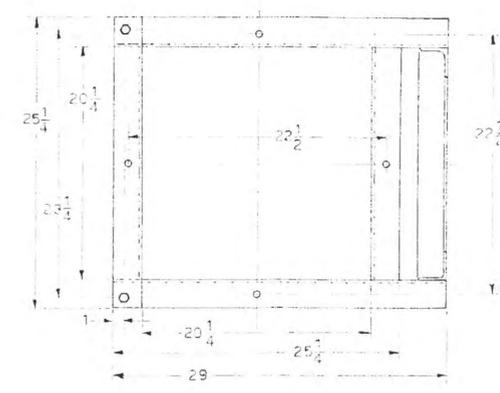
NOTA: PARA DETALLES VER PLANO MPM-107
DUCTOS EN $R \frac{1}{16}$

UNIVERSIDAD NCNAL. DE INGENIERIA			
PAIME			
NUMERO	TITULO		ESCALA
MPM-106	MAQUINA PULIDORA DE METALES		1:20
DISEÑADO POR		DIBUJADO POR	REVISADO
D. MEDINA G.		D. MEDINA G.	FECHA
			14-3-72

BRIDAS RECTANGULARES

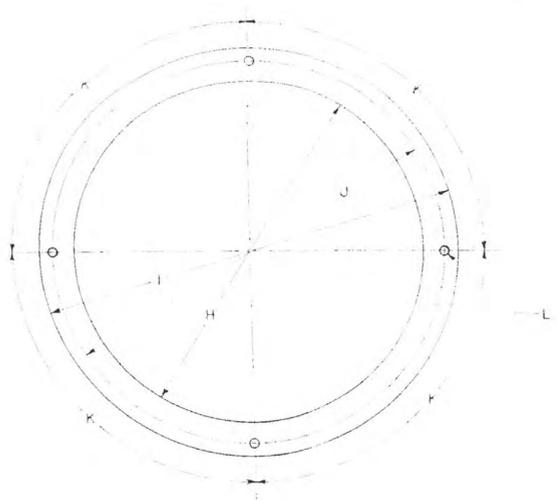


Nº	A	B	C	D	E	F	G	OBSERV.
1	15	13	6	9	14 1/4	7 1/4	9/32"	Z 1 x 1 x 1/8
2	12 1/2	10 1/2	5 1/2	10 3/8	11 3/8	9 1/2	3/16"	Z 1 x 1 x 1/8
3	14	11	7	9	12 1/4	8 1/4	9/32"	Z 1 x 1 x 1/8
5	10	8	4	8	9	5	1/4"	NC 1 x 1/4



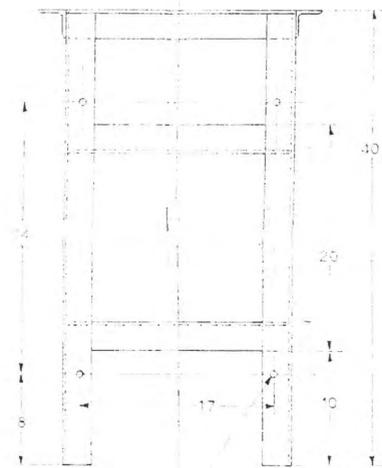
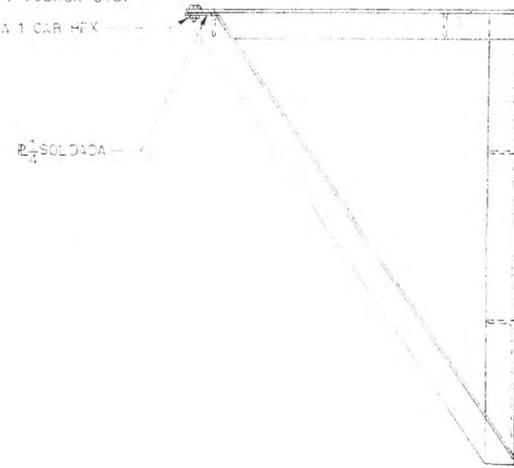
NOTA: SOPORTE FABRICADO EN Z 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 SOLD. FILETE 1/4

BRIDAS CIRCULARES



Nº	I	J	K	L	OBSERV.
4	10	12	11 1/2	10	9/32"
5	8	10	9 1/2	8	3/16"
7	20	24	22 1/2	20	1/4"

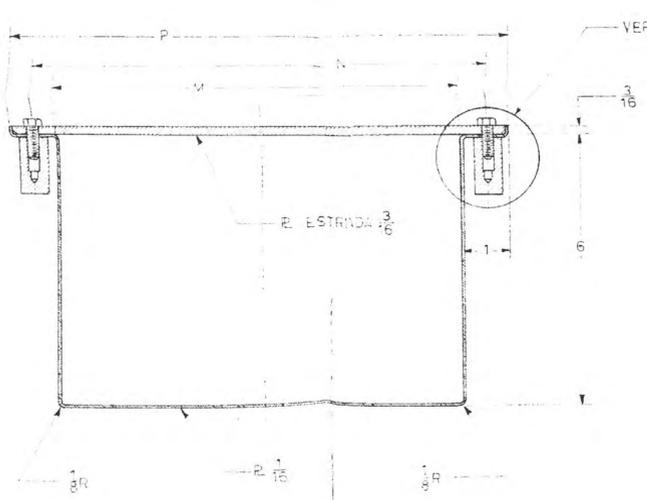
PERNO Y TUERCA STD. NC 2A 1 CAR HEX



ESC 1:8

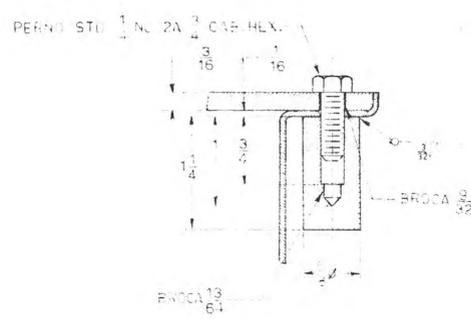
BRUCA 3/32 AGUJERO P ENLAJE DE 1/16"

SECCIONES DEL DUCTO RECTANGULAR

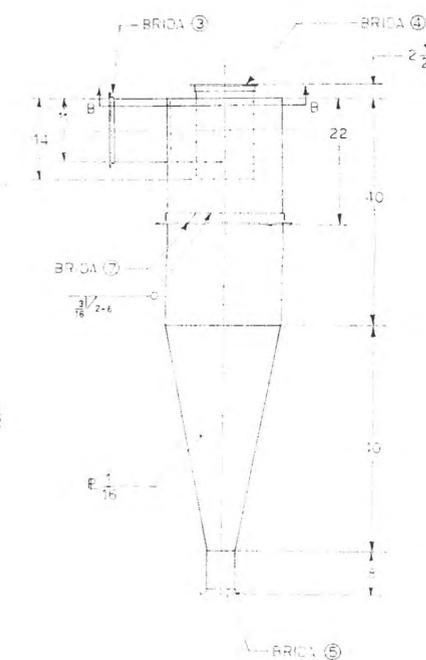


SECCION	M	N	P	OBSERV.
1-1	13	14	15	
2-2	8	10	11	
3-3	5	6	7	

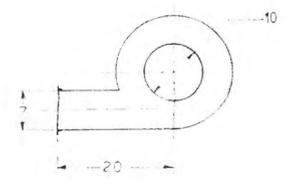
DETALLE A



CICLON



SECCION - B-B



ESC 1:16

UNIVERSIDAD NCNAL. DE INGENIERIA			
PAIME			
NUMERO	TITULO		ESCALA
MPM-107	MAQUINA PULIDORA DE METALES		1:10
DETALLES DEL LIMPIO DE LA REGION			
DISEÑADO POR	DIBUJADO POR	REVISADO	FECHA
D. MEDINA S.	D. MEDINA S.		17-3-72