

P. 3801

265

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA AGRICOLA

INSTITUTO COLOMBIANO AGROPECUARIO

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA AGRICOLA

UNIVERSIDAD NACIONAL

DISEÑO DEL DIFERENCIAL, FRENOS Y EMBRAGUES
PARA UN TRACTOR TIPO MEDIANO

DISEÑO DEL
PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO MECANICO

REALIZADO POR :

ÉLISEO FRESNEDA B.

ARTURO JIMENEZ R.

DANIEL MONROY R.

DIRECCION:

JOSE BERNARDO PORRAS V

1.970

608

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑO DEL DIFERENCIAL, FRENSOS Y EMBRAGUES PARA
UN TRACTOR DE TIPO MEDIO

REALIZADO

POR

Eliseo Fresneda B.

Arturo Jimenez R.

Daniel Monroy R.

Bajo la dirección de José B. Porras

Proyecto de grado para optar el título
de Ingeniero Mecánico
Universidad Nacional de Colombia

1970

INTRODUCCION

Colombia es un país cuya economía es esencialmente agrícola. Esta es la razón por la que el Instituto Colombiano Agropecuario I.C.A. cuenta con programas investigativos entre los cuales está el del Departamento de Ingeniería Agrícola y Fuerza Motriz, cuyos fines primordiales son incrementar y tecnificar nuestra producción.

Esta institución en asocio con la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional a través de su departamento de Ingeniería Mecánica ha hecho posible la realización de este proyecto.

En el país este tipo de trabajos son desconocidos y además pocas Empresas se especializan en diseñar y construir para el Agro, siendo el I.C.A. pionero en dichas actividades.

Los Ingenieros mecánicos que se aventuran en este campo se encuentran con que no existen normas ni experiencias nacionales anteriores que guien sus diseños. Los únicos datos fácilmente obtenibles son normas Norteamericanas publicadas por la ASAE.

Se recomienda hacer una posterior evaluación del proyecto ya que en este se utilizaron tales normas.

Esperamos que el I.C.A.- Universidad Nacional siga investigando y que promueva nuevas soluciones como un aporte para el desarrollo del país.

INDICE

Capítulo I: Diseño del diferencial.	
Generalidades	1
Diseño de los engranajes cónicos	1
Cálculo del diferencial	21
Cálculo de las cargas para el diseño de ejes y rodamientos en el diferencial	41
Cálculo del número de pernos que sostienen la canasta a la corona	43
Cálculo del pasador que sostiene los 2 satélites dentro de la canasta	45
Bloqueador de diferencial	48
Cálculo y diseño de la canasta	51
Capítulo II: Diseño del freno	
Bases teóricas	54
Tipos de frenos	54
Selección	55
Elementos mecánicos	70
Diseño del tambor	70
Diseño de la cinta de asbesto	80
Diseño de la cinta metálica	82
Elementos de cierre	90
Mecanismos de accionamiento	90
Capítulo III: Diseño de los embragues: Principal y P.T.O.	
Bases teóricas	93
Cálculos	100
Diseño de los resortes para el accionamiento de los embragues	108
Bases teóricas	109
Condiciones para la escogencia de los resortes	117

Cálculos	118
Diseño de las prensas del embrague	127
Condiciones básicas de diseño	127
Escogencia de materiales	127
Control de secciones peligrosas	133
Capítulo IV: Ejes y rodamientos	
Notas preliminares para ejes	147
Bases teóricas	147
Cálculos	150
Bases teóricas sobre rodamientos	169
Cálculos	170
Apéndice: Diseño del disco de los embragues	174
Bibliografía	175

CAPÍTULO 3

Notas preliminares

En este capítulo se diseña el diferencial de la caja de cambios del tractor "Andino".

El diferencial consta, de un "speed" y una corona en la que se acopla una canasta, dentro de la cual van dos planetarios y dos satélites.

A cada planetario se le acopla un eje, el cual tiene tallado un piñón y en el extremo un ranurado especial para sostener el tambor del freno.

El diferencial lleva un dispositivo llamado "bloqueador del diferencial", el cual hace que los dos ejes que salen de los planetarios giren a la misma velocidad, aunque el tractor trae de dar curva.

En este caso el diferencial no reparte el torque a las ruedas en partes iguales, porque éste deja de actuar como tal.

Este dispositivo se utiliza para evitar que el tractor se entierra en fangales (cuando una de sus ruedas gira en el barro y se entierra, mientras la otra permanece quieta).

El bloqueador de diferencial no es otra cosa que un acople entre la canasta y uno de los ejes que sale de su respectivo planetario.

Para el "speed" y para la corona se prefieren piñones cónicos de dientes rectos en vez de cónicos de dientes helicoidales debido a que los engranajes de dientes rectos se fabrican en el país, no así los cónicos de dientes helicoidales. La principal desventaja de los piñones de dientes rectos es su relativamente baja capacidad de carga, cosa que se subana en el diseño.

Para los planetarios y satélites se usan los dientes rectos. Para la canasta se utiliza fundición de acero, debido a los esfuerzos importantes que ella soporta. Se cree que este tipo de fundición es difícil de hacer en el país, pero, a pesar de haberse tratado de cambiar el material, para subsanar

esta deficiencia no dió buenos resultados (por lo menos en los cálculos).

El primer capítulo consta de dos partes:

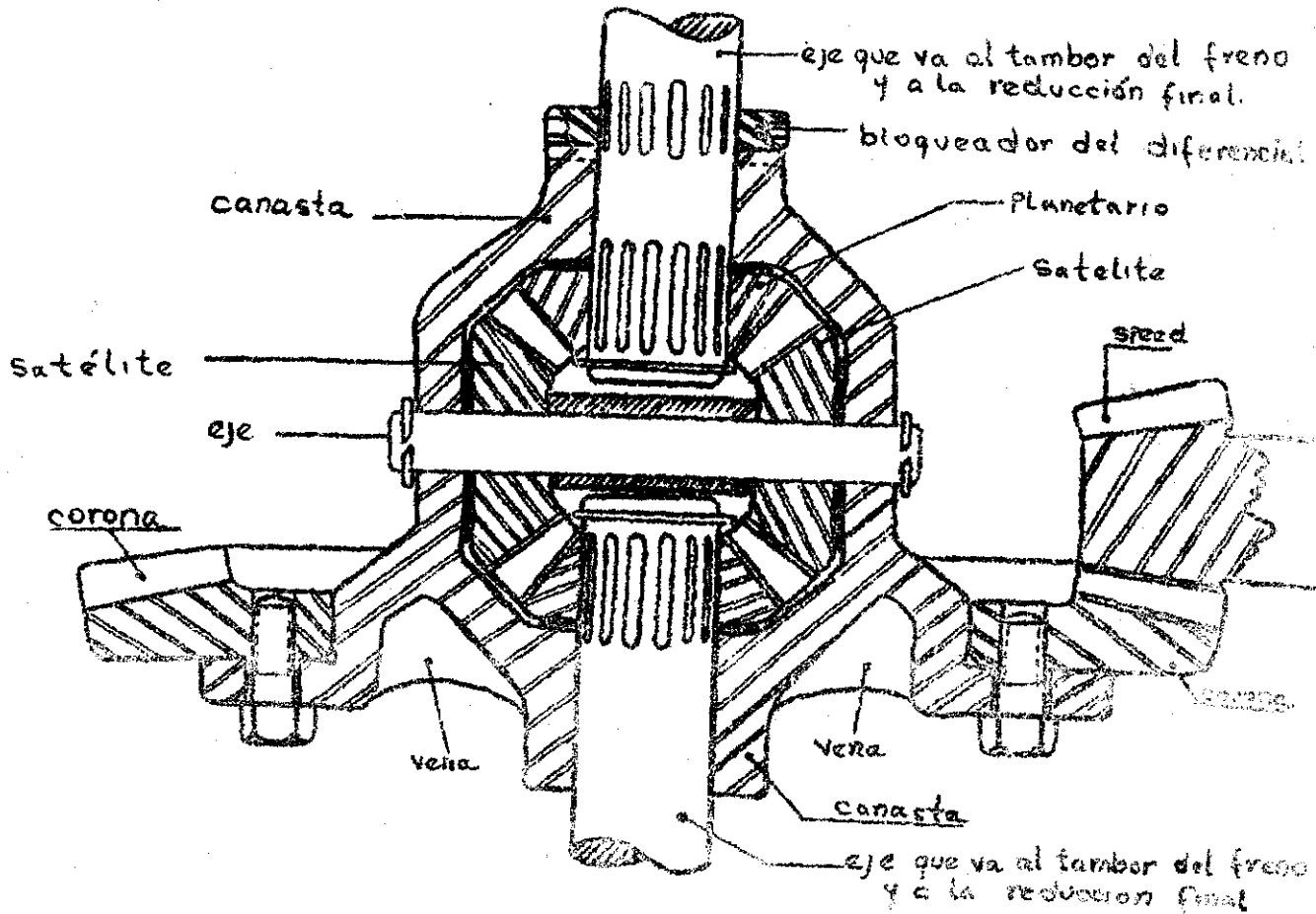
La primera parte se refiere a las bases teóricas, las cuales solo contienen las fórmulas a utilizar y la explicación de la nomenclatura, junto con las tablas a utilizar para la aplicación a dichas fórmulas.

La segunda parte se refiere a los cálculos, es decir, al diseño en sí, en base a las fórmulas enunciadas al principio, en la primera parte.

En el diseño del diferencial, se procuró que las piezas resultantes fueran fáciles de fabricar en el país, con materiales nacionales.

En seguida entramos de lleno con el primer capítulo.

Figura explicativa :



DISEÑO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS DEL DIFERENCIAL BASIS TEÓRICAS

Este tipo de engranajes se usa para transmitir movimiento entre ejes que se cortan. Las dimensiones de los dientes son especificadas para el extremo grande de éstos, lo mismo que todo el diseño del engranaje. Sin embargo para el cálculo de las cargas en los rodamientos se usan las dimensiones y fuerzas de la mitad del diente.

Terminología

La terminología empleada en este tipo de engranajes (con referencia a las figuras I-1 y I-2) es la siguiente:

Cono primitivo.- Es el cono imaginario que puede sustituir a la rueda dentada y transmite el movimiento por rodamiento puro.

Longitud de la generatriz primitiva.- Es la longitud de la generatriz del cono primitivo.

Punto de contacto primitivo o pitch.- Es el punto "K" de tangencia de las circunferencias bases de los conos primitivos.

Angulo primitivo.- Es el ángulo que forma una generatriz del cono primitivo con el eje de rotación o eje geométrico de la rueda.

Angulo de cara.- Es el ángulo que forman las crestas de los dientes con el eje geométrico de la rueda.

Angulo de cabeza.- Es el ángulo que forman las crestas de los dientes con la generatriz del cono primitivo. Es igual al ángulo de cara, menos el ángulo primitivo.

Angulo de fondo o ángulo de entrada.- Es el ángulo formado por la superficie de fondo de los huecos y el eje geométrico de la rueda.

Angulo de pie.- Es el ángulo que la superficie de fondo del

hueco forma con la generatriz del cono primitivo. Es igual al ángulo primitivo menos el ángulo de fondo.

Longitud de la generatriz del cono complementario.- Es la distancia, medida sobre la generatriz del cono complementario, entre el punto pitch y el eje geométrico de la rueda.

Número virtual de dientes.- Es el número de dientes que corresponden a una rueda cilíndrica que tenga un radio primitivo igual a la longitud de la generatriz del cono complementario de la rueda cónica y cuyo módulo sea el mismo que el del engranaje cónico. El resto de la terminología es igual que la de los engranajes cilíndricos de dientes rectos, así:

Circunferencia primitiva.- Es la circunferencia imaginaria en base de la cual se hacen los cálculos.

Altura de cabeza del diente.- Es la altura del diente medida sobre la circunferencia primitiva, hacia arriba, hasta la circunferencia de cabeza.

Circunferencia de cabeza.- Es la circunferencia que pasa por el extremo superior de los dientes.-

Circunferencia de fondo o de base.- Es la circunferencia que pasa por el fondo de los huecos de los dientes.

Altura del pié de diente.- Es la altura parcial del diente medida desde el círculo de base hasta el círculo primitivo.

Altura del diente.- Es la suma de las alturas de cabeza y de pié del diente.

Cara y flanco del diente.- Son las partes de los engranajes que entran en contacto para transmitir la potencia, como se muestra en la figura 1-2.

Longitud del diente.- Es el espesor del diente del engranaje, en la forma que se muestra en la figura 1-2.

Juego de fondo.- Es la distancia existente entre la circunferencia de cabeza de un engranaje y la circunferencia fondo del engranaje compañero.

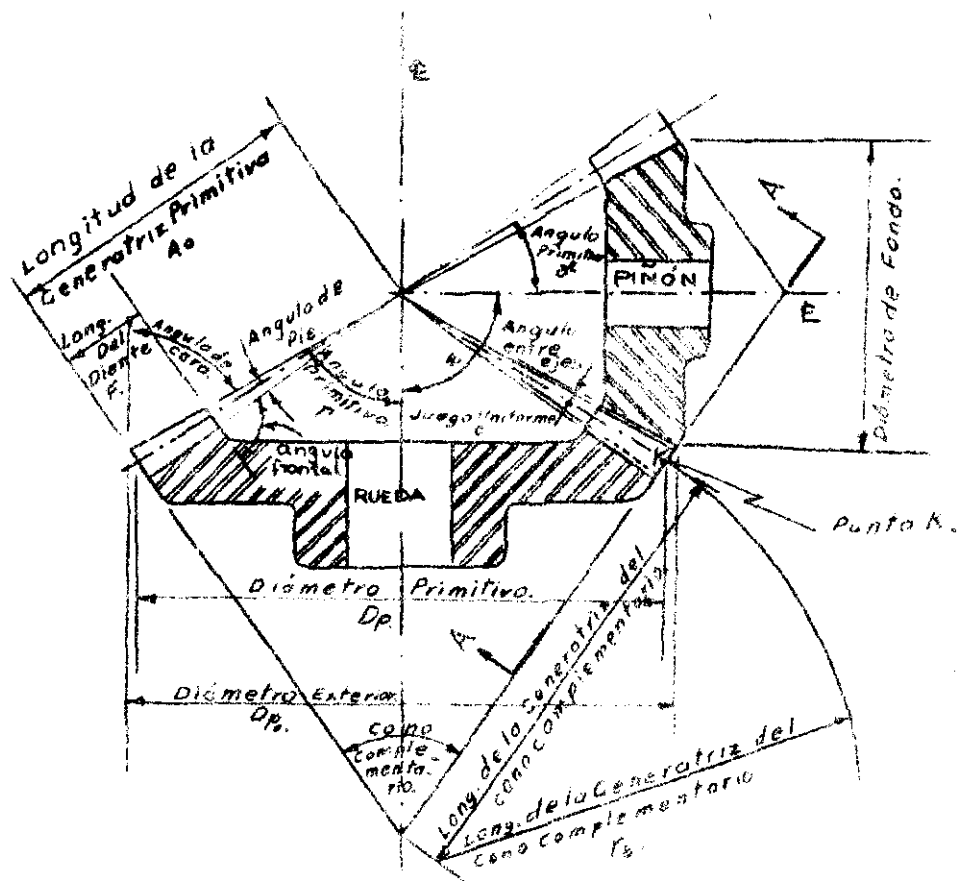
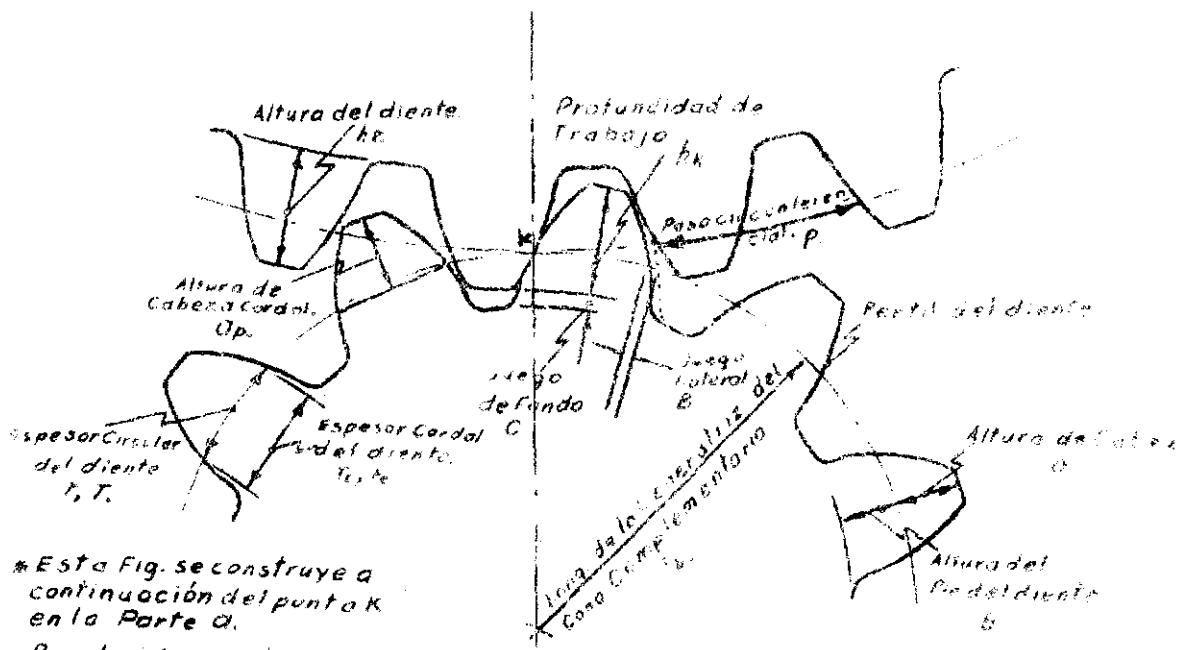


Fig 1-1. Terminología. Parte a.



* Esta Fig. se construye a continuación del punto K en la Parte a.
 Por claridad se hace en la Parte b.

Fig 1-1 Terminología. Parte b.

Espesor del diente.- Es la longitud del arco medido sobre la circunferencia primitiva, comprendido entre los dos perfiles del diente, como se ve en la figura 1-2.

Huaco.- Es el arco que separa dos dientes contiguos, medido sobre la circunferencia primitiva.

Juego lateral.- Es la diferencia entre el huaco en un engranaje y el espesor del diente en el engranaje compañero, medida sobre la circunferencia primitiva.

Paso circunferencial.- Es el arco que separa las líneas centrales de dos dientes inmediatos, medido sobre la circunferencia primitiva.

Diametral pitch o pitch.- Es el número de dientes por pulgada de diámetro.

Angulo de acción.- Es el ángulo que gira el engranaje, desde el instante en que uno de sus dientes entra en contacto con uno del otro engranaje hasta el punto pitch de ellos.

Angulo de receso.- Es el ángulo que gira la rueda desde cuando dos dientes están en el punto pitch, hasta que cesa el contacto.

Razón de velocidades.- Es la relación de velocidades del engranaje al piñón, o lo que es lo mismo, la relación de sus dientes (engranaje a piñón).

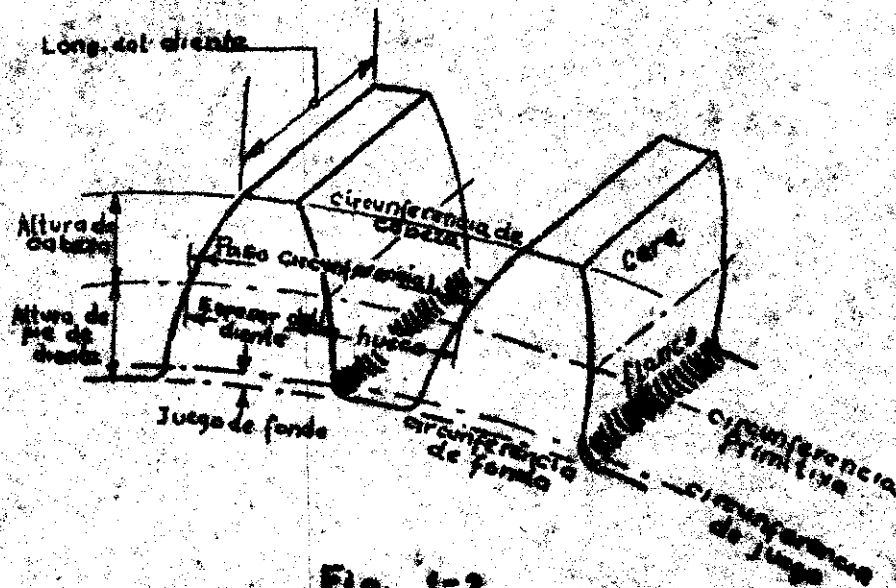


Fig. 1-2

Angulo de presión.- Es aquel formado por una línea trazada por el punto pitch, perpendicular a la línea de centros, y tambien la línea que une el punto pitch con el punto en que dos dientes se tocan.

Circunferencia base.- Es aquella, a partir de la cual se genera la involuta o perfil del diente.

Interferencia.- Es el contacto entre dos porciones del perfil de los dientes que no son conjugados.

CALCULOS INICIALES

Se necesitan los siguientes datos:

- 1.- Potencia a transmitir.
- 2.- Velocidad del piñón o de la rueda.
- 3.- La velocidad de entrada y de salida del tren.
- 4.- El tiempo aproximado que los dientes trabajan.

Una vez que se tienen los datos anteriores, se hacen los siguientes cálculos:

Diametral pitch.- Es referido al extremo grande del diente.

Se calcula de la siguiente manera:

$$P_d = \frac{N}{D_p} \quad (1)$$

donde:

P_d es el diametral pitch (o pitch solamente)

N es el número de dientes

D_p es el diámetro primitivo

Paso circunferencial.- Se calcula mediante la siguiente relación:

$$p = \frac{\pi D_p}{N} = \frac{\pi}{P_d} \quad (1-2)$$

donde

p es el paso circunferencial, el cual es el ancho de un diente mas la distancia del hueco que sigue a ese diente, todo medido sobre la circunferencia primitiva.

Número virtual de dientes.- Los engranajes cónicos de dientes rectos presentan en sus dientes el perfil de evoluta. La forma

de un diente (en una sección normal a éste) se aproxima a la de un engranaje cilíndrico de dientes rectos de un número de dientes llamado "Número virtual de dientes". El número virtual de dientes está dado por:

$$N'_g = \frac{2N_g}{\cos^2 \gamma} ; N'_p = \frac{2N_p}{\cos^2 \Gamma} \Rightarrow N'_g = \frac{N_g}{\cos \gamma} ; N'_p = \frac{N_p}{\cos \Gamma} \quad (I-3)$$

- donde
- N_g es el número actual de dientes
 - γ es el ángulo primitivo
 - r_b es la longitud de la generatriz del cono normal
 - p es paso circunferencial medido sobre el extremo más ancho del diente.

Los engranajes cónicos de dientes rectos se han hecho con ángulos de presión de 14,5 - 17,5 y 20 grados. Este último es el más extensamente usado hoy en día.

Razón de tren o de velocidades. - Está definida de la siguiente manera:

$$m_g = \frac{N_g}{N_p}$$

donde los subíndices p y g se refieren al piñón y rueda respectivamente.

La relación entre los ángulos primitivos de piñón y rueda con el ángulo con que se cortan los ejes es: $\gamma + \Gamma = \Sigma$

La siguiente tabla de las fórmulas básicas para dimensionar los engranajes cónicos de dientes rectos. Esta tabla es únicamente para ángulos de presión de 20 grados y ángulo de corte entre ejes de 90 grados.

TABLA I-I

elemento	Rueda	piñón
ang. primitivo	$\Gamma = \text{arc. tg } \frac{N_g}{N_p}$	$\gamma = \text{arc. tg } \frac{N_p}{N_g}$
generatriz primitiva	$A_g = \frac{D_p}{2 \sin \Gamma}$	$A_p = \frac{D_g}{2 \sin \gamma}$
anchura de cara	$F = \frac{A_g}{2}$ $F = \frac{A_p}{2}$ <small>cualesquiera que sea menor</small>	$F = \frac{A_p}{2}$ $F = \frac{A_g}{2}$ <small>cualesquiera que sea menor</small>

continúa

continuación

elemento	rueda	pinón
profund. del trabajo	$h_k = \frac{2.00''}{P_d}$	$h_k = \frac{2.00''}{P_d}$
altura total	$h_t = \frac{2.185''}{P_d} + 0.002''$	$h_t = \frac{2.185''}{P_d} + 0.002''$
juego	$C = h_t - h_k$	$C = h_t - h_k$
altura de cabeza	$a_g = \frac{0.51}{P_d} + \frac{0.450}{P_d (m_p)^2}$	$a_p = h_k - a_g$
altura de base	$b_g = h_t - a_g$	$b_p = h_t - a_p$
espesor	$T = \frac{P}{2} - (a_p - a_g) \left(\frac{20}{P} + \frac{5}{P^2} \right)$ donde ϵ es como en tabla I-2	$t = P - T$
ángulo de pie	$\delta_g = \arcsen \left(\frac{b_g}{A_o} \right)$	$\delta_p = \arcsen \left(\frac{b_p}{A_o} \right)$
ángulo de fondo de entrada	$\Gamma_r = \Gamma - \delta_g$	$\Gamma_p = \Gamma - \delta_p$
diámetro exterior	$D_o = D + 2a_g \text{ cm}$	$d_o = d + 2a_p \text{ cm}$
juego lateral	véase tabla I-3	véase tabla I-3

TABLA (I-2)

Valores de ϵ

razones de tren	Nº de dientes del pinón					
	13-14	15-16	17-21	22-26	27-31	32-40
1-1.02	CERO	CERO	CERO	CERO	CERO	CERO
1.02-1.075	CERO	+0.020	+0.030	+0.015	+0.015	+0.010
1.075-1.140	CERO	+0.035	+0.035	+0.030	+0.015	+0.020
1.140-1.260	CERO	+0.055	+0.050	+0.045	+0.040	+0.020
1.260-1.855	+0.075	+0.070	+0.070	+0.060	+0.050	+0.040
1.855-2.250	+0.060	+0.060	+0.060	+0.050	+0.040	+0.030
2.250-2.645	+0.040	+0.045	+0.045	+0.035	+0.030	CERO
2.645-3.105	+0.020	+0.025	+0.025	+0.020	+0.015	CERO
3.105-3.650	+0.005	+0.010	+0.010	+0.005	+CERO	CERO
3.650-4.350	-0.015	-0.010	-0.005	-0.005	-0.010	CERO
4.350-5.210	-0.035	-0.030	-0.025	-0.025	+0.030	CERO
5.210-6.290	-0.050	-0.045	-0.040	-0.040	-0.065	CERO
6.290-7.600	-0.070	-0.065	-0.060	-0.060	-0.060	CERO
7.600-9.350	-0.090	-0.080	-0.075	-0.075	-0.075	CERO
9.350-11.550	-0.110	-0.100	-0.095	-0.095	-0.095	CERO

TABLA I-3

Juego lateral recomendado (en pulgadas)

diámetro pitch	juego lateral	diámetro pitch	juego lateral
1,00 - 1,25	0,020 a 0,030	3,50 - 4,00	0,007 a 0,009
1,25 - 1,50	0,018 a 0,026	4,00 - 5,00	0,006 a 0,008
1,50 - 1,75	0,016 a 0,023	5,00 - 6,00	0,006 a 0,007
1,75 - 2,00	0,014 a 0,018	6,00 - 8,00	0,004 a 0,006
2,00 - 2,50	0,012 a 0,016	8,00 - 10,00	0,003 a 0,005
2,50 - 3,00	0,010 a 0,013	10,00 - 20,00	0,002 a 0,004
3,00 - 3,50	0,008 a 0,011	20 y más fines	0,001 a 0,003

Número mínimo de dientes

Lo da el siguiente cuadro:

piñón	16	15	14	13
rueda	16	17	20	30

Diseño tentativo aproximado

Una vez que se tiene las dimensiones de los engranajes, se escoge el material hallando el esfuerzo que soportaría el material (en forma aproximada) por medio de la fórmula de Lewis, la cual es:

$$\sigma = \frac{W^{tr} P_d}{F Y} \cdot \frac{A_0}{(A_0 - F)} \quad (I-4)$$

donde

- W^{tr} es la fuerza transmitida en libras
- σ es el esfuerzo normal del material
- P_d es el diámetro pitch
- F es el ancho del diente
- A_0 es la longitud de la generatriz primitiva
- Y es el factor de forma de Lewis, el cual se presenta en la siguiente tabla:

TABLA I-4

Factor de forma de Lewis para engranajes cuyo ángulo de presión sea de 20 grados:

No. de dientes	Factor	No. de dientes	factor	No. de dientes	factor	No. de dientes	factor	No. de dientes	factor	No. de dientes	factor
7	—	12	0,248	17	0,303	22	0,331	38	0,386	100	0,447
8	—	13	0,261	18	0,309	24	0,337	43	0,392	150	0,460
9	—	14	0,277	19	0,314	26	0,344	50	0,409	200	0,472
10	—	15	0,290	20	0,322	30	0,359	60	0,422	300	0,488
11	—	16	0,296	21	0,328	34	0,371	75	0,436		

Modo de escoger el material

Con el esfuerzo calculado por medio de la fórmula (I-4) y corregido mediante un factor de seguridad conveniente (dado generalmente por la experiencia y cuyo valor está entre 1,00 y 2,00) se escoge el material cuyo límite de fluencia S_y sea aproximadamente igual (o ligeramente mayor).

Diseño definitivo

Los engranajes cónicos de dientes rectos se diseñan teniendo en cuenta el criterio de fallas por fatiga.

Las fallas en estos engranajes se presentan en dos categorías más bien amplias:

- 1.- Rotura de los dientes por repetición del esfuerzo flexionante.
- 2.- Falla superficial, debido a la aplicación muy numerosa de tensiones de contacto.

Esfuerzo flexionante calculado en los dientes

La ecuación para hallar el esfuerzo flexionante es la siguiente:

$$\sigma = \frac{W^{tr} K_o}{K_v} \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_s K_m}{J} \quad (I-5)$$

donde todas las variables están basadas en el extremo grande del diente y:

donde:

- σ es esfuerzo flexionante corregido calculado en psi.
- W^{tr} es carga transmitida en libras
- P_d es diametral pitch
- K_o es factor de corrección por sobrecargas
- K_v es factor de corrección por velocidad o factor de corrección dinámico
- F es anchura del diente
- K_s es factor de corrección por tamaño
- K_m es factor de corrección por distribución de carga
- J es factor de corrección por forma o factor geométrico.

Estudio de cada una de las variables

Carga transmitida

La fuerza real resultante actúa en algún punto entre la mitad y el extremo grande del diente.

Sin embargo para efecto de cálculo hay un criterio para la fuerza que soportan los ejes y los rodamientos y otro diferente para las fuerzas que soportan los dientes del engranaje.

Criterio para diseño de ejes y rodamientos.-

Aquí se asume que la fuerza está concentrada en la mitad del diente (como se ve en la figura I-3). La carga transmitida está dada por:

$$W^{tr} = \frac{T}{R_{av}} \quad (I-6)$$

donde:

T es el torque

R_{av} es el radio primitivo en la mitad del diente, como se ve en la figura I-3 A

La fuerza W tiene tres componentes:

Una tangencial W^{tr} (o fuerza transmitida). Véase fig. I-3A

Una radial W^r (véase figura I-3 A)

Una axial W^a (véase figura I-3A)

Estas fuerzas están relacionadas de la siguiente manera:

$$\left. \begin{aligned} W^r &= W^{tr} \operatorname{tg} \phi \cos \gamma \\ W^a &= W^{tr} \operatorname{tg} \phi \operatorname{sen} \gamma \end{aligned} \right\} \text{piñón ;} \quad \left. \begin{aligned} W^r &= W^{tr} \operatorname{tg} \phi \cdot \cos \Gamma \\ W^a &= W^{tr} \operatorname{tg} \phi \cdot \operatorname{sen} \Gamma \end{aligned} \right\} \text{rueda} \quad (I-7)$$

Se debe tener en cuenta que las fuerzas calculadas por medio de las relaciones I-6 y I-7 no se deben usar en la ecuación I-5.

Criterio para diseño de engranajes cónicos de dientes rectos.-

En este criterio se usa el diámetro primitivo del extremo grande del diente, como se ve en la figura I-3 B

Para hallar la fuerza tangencial en el engranaje se usan las siguientes fórmulas:

$$W^{tr} = \frac{HP \cdot 33,000}{V} \quad (I-8)$$

$$W^{tr} = \frac{3T}{D_p} \quad \text{con:} \quad (I-9)$$

$$T = \frac{63,000 \cdot HP}{RPM} \quad (I-10)$$

donde:

W_{tr} es la fuerza transmitida calculada

HP es el caballaje transmitido

V es la velocidad en el diámetro primitivo del extremo grande del diente

T es el torque

D_p es el diámetro primitivo referido al extremo grande del diente

RPM son las revoluciones del engranaje considerado.

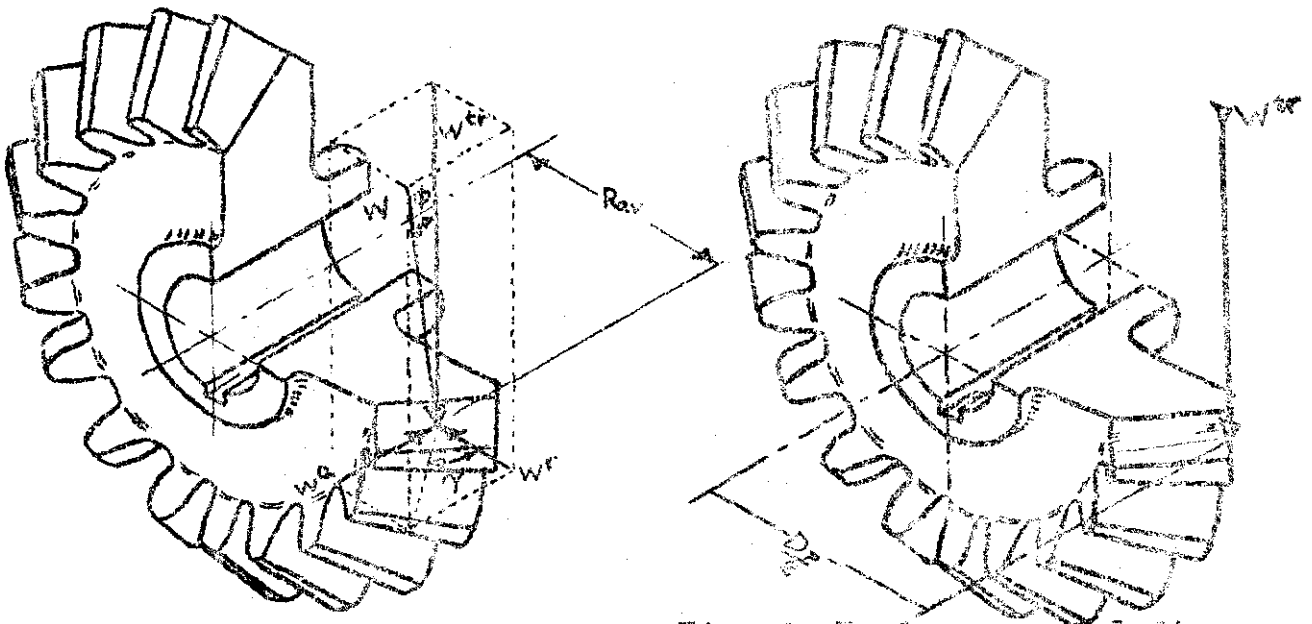


Fig. A: fuerzas para el diseño de ejes y rodam.

Fig. B: Fuerzas para el diseño de engranajes cónicos de dientes rectos

FIGURA I-3

Las ecuaciones I-8, I-9 y I-10 referidas al extremo grande del diente no se deben usar para el cálculo de ejes o rodamientos.

Las fuerzas, tanto para diseño de ejes y rodamientos, como para diseño del engranaje deben ser estadísticamente representativas.

Se considera que la medida estadígrafa más representativa es

la media aritmética ponderada, por ser la medida más influenciada por los valores extremos, en la misma forma que los materiales en ingeniería.

Las variables que se deben tener en cuenta para aplicar la media aritmética ponderada son:

- 1.- Cambio en la caja de velocidades (primera, segunda, etc.)
- 2.- Porcentaje de la fuerza del motor que se consume por el trabajo realizado.
- 3.- Horas de funcionamiento.

Para el presente trabajo, la compañía Massey Ferguson da la siguiente tabla que contempla las variables nombradas en los numerales 1, 2 y 3.

TABLA I-4

Horas de funcionamiento:

velocidad	PORCENTAJE APLICADO DE FUERZA MÁXIMA				Total de horas por una veloc. fondeo
	95 %	75 %	50 %	25 %	
primera	45	250	180	125	600
segunda	730	1825	1990	555	5100
tercera	940	860	350	50	2200
cuarta	50	200	150	200	600
reverso	20	65	125	90	300

Total de horas: 8.800

Factor de corrección por sobrecargas, K_o

Depende de como opere la carga, es decir, que la carga tenga un valor promedio constante o que tenga cambios, los cuales sean suaves o bruscos.

La siguiente tabla da los valores a usarse:

TABLA I-5

Factor de corrección por sobrecarga:

Fuente de potencia	Tipo de carga		
	uniforme	cheque moderado	cheques altos
de uniforme	1,00	1,25	1,25
hay chequeas ligeras	1,25	1,50	2,00
hay chequeas medianas	1,50	1,75	2,25

Factor de corrección por velocidad, K_v

También se le llama factor dinámico. La siguiente figura nos da el factor, con la condición de que no se use cuando la carga con la que se hacen los cálculos sea la dinámica (véase adelante comprobación con carga dinámica).

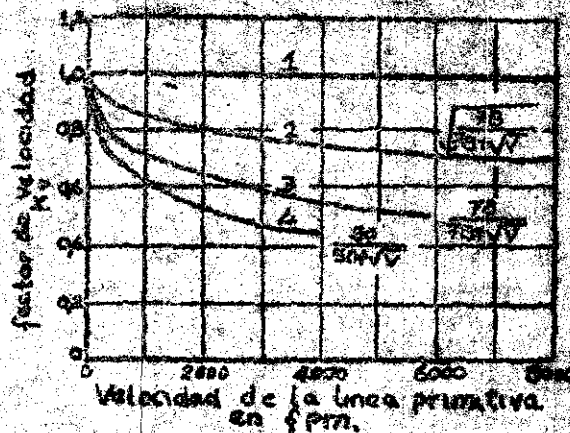


FIGURA I-4 : Factor de corrección dinámico

Modo de usar la figura anterior:

La curva 1 se usa para engranajes de alta precisión, en los que no se desarrollan cargas dinámicas significativas.

La curva 2 es también para engranajes de alta precisión, pero en éstos se desarrollan cargas dinámicas significativas.

La curva 3 se usa cuando se tienen engranajes en los cuales se desarrollan altas cargas dinámicas.

La curva 4 se usa para engranajes fabricados en fresadoras normales.

Factor de corrección por geometría.

No sobra decir que este factor debe tener en cuenta:

- 1.- La forma del diente.
- 2.- La posición de la carga sobre el diente.
- 3.- La concentración de esfuerzos.
- 4.- La manera como la carga se reparte entre uno o más dientes.

La siguiente figura nos da el factor de corrección a usarse.

La figura que transcribiremos (fig. I-5) solo se puede usar para pares de engranajes cuyos ejes formen 90 grados, ángulos de presión de 20 grados y juego $c=0.240/P$.

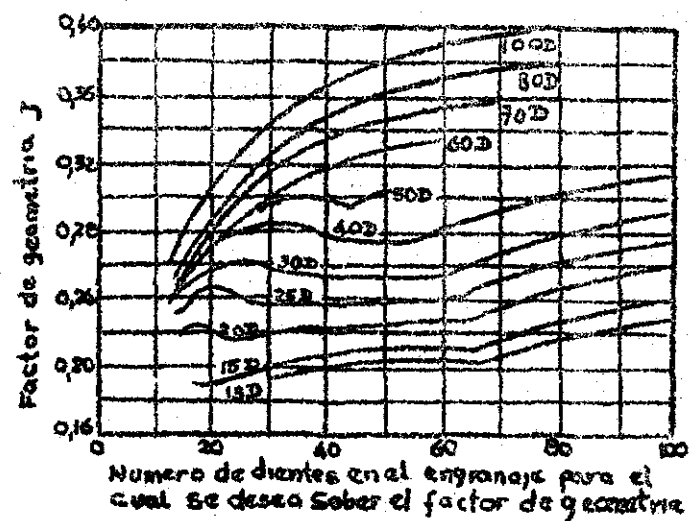


FIGURA I-5: Factor de corrección geométrica

Forma en que se usa la figura I-5:

Se busca en las abscisas el número de dientes que tiene el piñón cuyo factor se desea hallar y se corta con la curva que dé el número de dientes que tiene el engranaje compañero; en este punto se dirige hacia las ordenadas en donde se encuentra el valor J deseado.

Factor de corrección por distribución de carga, k_m

Depende del efecto combinado de desalineamiento en los ejes que soportan los engranajes, desviaciones en el sistema de mandos y deflexiones elásticas de los ejes, rodamientos y carcasa.

La siguiente tabla de los valores a usarse:

TABLA I-6

Factor de corrección por distribución de carga:

Aplicación	ambos engranajes sostenidos	un engranaje sostenido	ambos sin sostener
Industria en general	1,00 a 1,10	1,10 a 1,25	1,25 a 1,40
Industria automotriz	1,00 a 1,10	1,10 a 1,25	
Industria aeronáutica	1,00 a 1,25	1,10 a 1,40	1,25 a 1,50

Factor de corrección por tamaño, k_s

Este factor lo da la siguiente tabla:

TABLA I-7

Diametral Pitch, P_d	k_s	Diametral Pitch, P_d	k_s
1	1,00	6	0,64
2	0,84	8	0,59
3	0,76	10	0,56
4	0,71	16 y Mas de 16	0,50

Esfuerzo flexionante permisible

Este esfuerzo se calcula en base a la resistencia mecánica que tenga el material usado en la confección del engranaje. El valor se corrige con un factor de seguridad. El valor hallado en esta forma debe ser mayor que el esfuerzo flexionante calculado mediante la ecuación I-5.

El esfuerzo permisible se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_p = \frac{S_y K_L}{K_t K_r} \quad (I-II)$$

donde:

- σ_p es el máximo esfuerzo flexionante permisible
- S_y es la resistencia del material de que está hecho el piñón en psi.
- K_L es el factor de vida
- K_t es el factor de temperatura
- K_r es el factor de confiabilidad o factor de seguridad.

Estudio de cada una de las variables:

Los valores de S_y se dan en la siguiente tabla:

TABLA I-8

Valores recomendables para S_y :

Treatmento térm.	Bhn	S_y (Psi)
Recocido de ablandamiento o normalizado	150	30,000
	200	50,000
	250	75,000
Templado y recocido	285	100,000
	300	110,000
	320	120,000
	350	135,000
	400	150,000

Para casos especiales la ecuación I-II se resuelve con la resistencia a la fatiga del material S_f , para cuyo caso se da la siguiente tabla:

TABLA I-9

Valores recomendables para S_f :

Material	Mínima dureza (Bhn)	S_f (Psi)
ACERO	140	21,000
	150	24,000
	200	30,000
	250	38,000
	300	46,000
RMC (Caso de carbón)		30,000
FUNDICIÓN	AGMA grade 25	27,000
	AGMA grade 30	46,000
	AGMA grade 40	70,000

Factor de vida, K_v

La siguiente tabla da el factor de vida a usarse:

TABLA I-10

Factor de vida:

Vida en ciclos	Factor de vida
1.000	4,6
10.000	3,1
100.000	2,1
1.000.000	1,4
10.000.000 ; más	1,0

Factor de confiabilidad o factor de seguridad, K_a

La siguiente tabla da los valores a usarse.

TABLA I-II

Factor seguridad:

Requerimiento de Seguridad	K_a
ALTA	1,50 y más (hasta 3,0)
MÁS DEL 99 %	1,00
DEL 97 AL 99 %	0,70

Factor de temperatura, K_t

Si el aceite o el engranaje no pasa de 160 grados F., úsese $K_t = 1,00$.

Si la temperatura es mayor a 160 grados F., úsese la siguiente fórmula empírica:

$$K_t = \frac{460 + T}{620} \quad (I-12)$$

donde:

T es la máxima temperatura del aceite lubricante o del engranaje.

La relación entre el esfuerzo flexionante calculado y el esfuerzo flexionante máximo permisible es la siguiente:

$$\sigma_p \geq \sigma_c \quad (I-13)$$

Durabilidad superficial

Para asegurar una vida satisfactoria, los engranajes deben diseñarse de tal manera que los esfuerzos dinámicos superficiales estén dentro del límite de la resistencia a la fatiga superficial del material.

La siguiente ecuación basada en la teoría de Hertz, nos da el esfuerzo superficial de contacto:

$$\sigma_{hc} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_d}{C_f} \cdot \frac{1}{b \cdot F} \cdot \frac{C_p}{Y}} \quad (I-14)$$

donde $C_p = \sqrt{\frac{1,5}{\left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}}$ (I-15)

Estudio de cada una de las variables

μ, μ es razón de Poisson para materiales del piñón y rueda respectivamente. Para $\mu = 0,30$ véase tabla I-12.

E, E es módulo de elasticidad del piñón y rueda respectivamente.

TABLA I-12

Valores de C_p para $\mu = 0,30$

Material del piñón	Módulo de Elasticidad E	Material de la rueda, de módulo de elasticidad:			
		ACERO 30×10^6	FUNDICION 19×10^6	BRONCE DE ALUMINIO $17,5 \times 10^6$	BRONCE DE ESTAÑO 16×10^6
ACERO	30×10^6	2,800	2,450	2,400	2,350
FUNDICION	19×10^6	2,450	2,200	2,200	2,150
BRONCE DE ALUMINIO	$17,5 \times 10^6$	2,400	2,200	2,150	2,100
BRONCE DE ESTAÑO	16×10^6	2,350	2,150	2,100	2,050

Factor de sobre carga, C_o

útese la siguiente tabla para hallarlo:

TABLA I-13

Factores de sobrecarga:

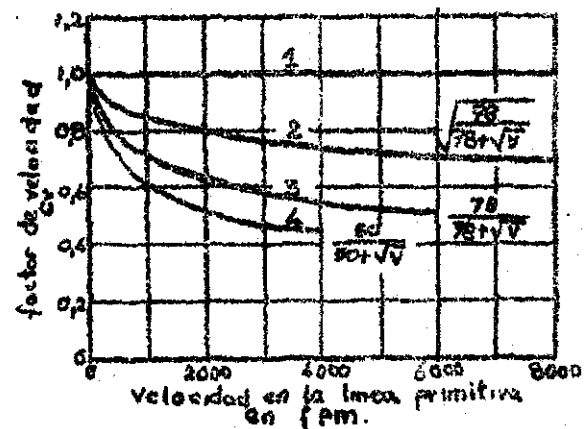
FUENTE DE POTENCIA	TIPO DE CARGA		
	UNIFORME	CHOQUES MEDIANOS	CHOQUES ALTOS
UNIFORME	1,00	1,25	1,75
CHOQUES LIGEROS	1,35	1,50	2,00
CHOQUES MEDIANOS	1,50	1,75	2,25

Factor de velocidad o factor dinámico, C_v

Para hallarlo útese la siguiente figura:

FIGURA I-6

Factor dinámico:



La forma de usar esta gráfica es igual que la gráfica I-4.

Factor de distribución de carga, C_m

Para hallarlo útese la siguiente tabla:

TABLA I-14

Factor de distribución de carga:

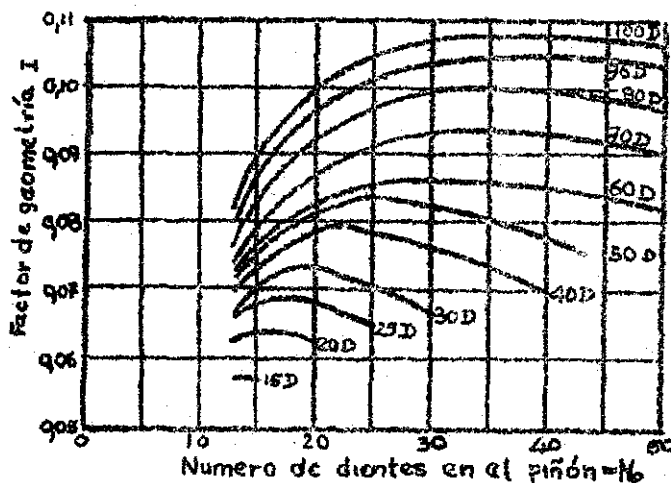
Aplicación	Engranajes		
	ambos sostenidos	uno sostenido	ambos sin sostener
Industria automotriz	1,00 a 1,10	1,10 a 1,25	1,25 a 1,40
Industria general	1,00 a 1,10	1,10 a 1,25	1,25 a 1,40
Industria aeronáutica	1,00 a 1,25	1,10 a 1,40	1,25 a 1,50

Factor de geometría, I

Para hallarlo úsese la siguiente figura:

FIGURA I- 7

FACTOR DE GEOMETRIA:



La anterior figura se usa únicamente para ángulos de presión de 20 grados y ejes que se cortan a 90 grados.

Máximo esfuerzo superficial permisible

Para calcularlo se usa la siguiente ecuación:

$$\sigma_{sr} = \frac{S_{fe} C_1}{C_t C_r} \quad (I-16)$$

Estudio de cada una de las variables

σ_{sr} Es el máximo esfuerzo permisible de diseño en psi.

S_{fe} es el límite de fatiga superficial en psi., calculado así:

$$S_{fe} = 400 \cdot Bhn - 10.000 \quad (I-17)$$

C_1 es factor de vida calculado por medio de la tabla I-10.

C_t es factor de temperatura, calculado por medio de I-12.

C_r es factor de confiabilidad (a veces llamado factor de seguridad); se usa la siguiente tabla para hallarlo:

TABLE I-15

Factor de confiabilidad:

Requisito de seguridad	K_r
Alto	1.25
Medio	1.00
Bajo	0.70

COMPROBACION CON CARGA DINAMICA

Cálculo de la carga dinámica

La fuerza tangencial no es la carga total que actúa sobre el diente del engranaje, porque inexactitudes de la forma del diente y en los juegos y desalineamientos en el montaje, junto con la inercia de las masas relativas producen fuerzas las cuales tambien actúan sobre los dientes.

Las siguientes ecuaciones, aunque no son exactas, dan buena aproximación (por exceso). Se prefieren en vista que otras relaciones mucho más complicadas tampoco son exactas (véase Earle Buckingham, "Analytical Mechanics of gears", McGraw-Hill Book Company, 1959).

Para el cálculo de la carga dinámica se consideran tres casos:

Caso 1.- Engranajes corrientes, fabricados con métodos de corte ordinarios, como las fresas. Las velocidades deben ser menores a 2.000 fpm. Usese la siguiente ecuación:

$$W_d^{tr} = W_t \frac{600 + v}{600} \quad (I-19)$$

Caso 2.- Engranajes comerciales con dientes esculpidos por generación. La velocidad en la circunferencia primitiva debe ser menor de 4.000 fpm. Para este caso úseese la siguiente ecuación:

$$W_d^{tr} = W_t \frac{1200 + v}{1200} \quad (I-20)$$

Caso 3.- Engranajes de precisión (con afeitado, rectificado, etc.). Para este caso úseese la siguiente ecuación:

$$W_d^{tr} = W_t \frac{10 + \sqrt{v}}{10} \quad (I-21)$$

Cuando se calcula σ_c en la ecuación I-5, σ_c en la ecuación I-14 con W_d^{tr} en I-5 se usará $K_v = 1,0$ y en I-14 $C_v = 1,0$; las demás variables no cambian en su valor.

COMPROBACION CON CARGA MAXIMA

Esfuerzo flexionante

Se usa la ecuación I-5 con W^{tr} igual a la carga máxima y las demás variables como antes.

Desgaste superficial

Se usa la ecuación I-I4 con W^{tr} igual a la carga máxima y las demás variables como antes.

Los esfuerzos permisibles se calculan de acuerdo a las ecuaciones I-II y I-I6 para flexión y desgaste respectivamente, pero con la variación de que la resistencia última del material es la resistencia usada en tales ecuaciones.

La resistencia última del material está dada por:

$$S_u = 500 Bhn$$

Una vez que se haya calculado el diferencial en la parte referente al "speed" y a la corona, como también los planetarios y los satélites se procede a calcular:

- 1.-Eje de los satélites.
- 2.-Eje del freno y reducción final, el cual esté acoplado al planetario. Este cálculo se hace de nuevo pues en el proyecto de grado de Buitrago héctor y compañía lo calculan. La razón para rediseñar es la de que se variaron las dimensiones.
- 3.- Cálculo de nuevo del eje de engranajes móviles. La razón para rediseñar es la de que se varió este eje en dimensiones y en funciones.
- 4.- Escogencia de rodamientos.
- 5.- Diseño de la canasta que contiene los planetarios y los satélites.
- 6.- Diseño del bloqueador del diferencial.

Los cuatro primeros numerales se desarrollan en el capítulo que trata del diseño de ejes y escogencia de rodamientos.

Es por esta razón que en el presente capítulo solo se diseñan los piñones, la canasta y el bloqueador del diferencial.

A continuación se presentan los cálculos.

En primer lugar se calcula el diferencial.

DATOS

Potencia del motor:

25 HP a 2400 rpm

20 HP a 1800 rpm

15 HP a 1400 rpm

Rangos de velocidades en rpm:

Velocidad		Rangos de velocidades (rpm) del motor		
		1400	1800	2400
Primera	Piñón	219,0	281,0	373,0
	Rueda	41,4	53,1	70,6
Segunda	Piñón	368,0	474,0	630,0
	Rueda	68,2	89,1	119,0
tercera	Piñón	561,0	721,0	962,0
	Rueda	106,5	137,0	182,3
cuarta	Piñón	1400,0	1800,0	2400,0
	Rueda	264,0	341,0	454,0
reverso	Piñón	230,0	295,0	392,5
	Rueda	83,2	105,6	138,8

Cálculo del torque, tanto en el piñón (speed) como en la corona.

La siguiente tabla da los resultados, con el torque calculado mediante $T = \frac{HP \cdot 63000}{RPM}$

Velocidad		Rangos de velocidades (rpm) del motor		
		1400 (15HP)	1800 (20HP)	2400 (25HP)
Primera	Piñón	4310 lb-in	4280 lb-in	4225 lb-in
	Rueda	22900 lb-in	23700 lb-in	22300 lb-in
Segunda	Piñón	2570 lb-in	2660 lb-in	2500 lb-in
	Rueda	13800 lb-in	14100 lb-in	13250 lb-in
tercera	Piñón	1680 lb-in	1740 lb-in	1635 lb-in
	Rueda	8900 lb-in	9200 lb-in	8610 lb-in
cuarta	Piñón	671 lb-in	700 lb-in	655 lb-in
	Rueda	3560 lb-in	3690 lb-in	3470 lb-in
reverso	Piñón	2100 lb-in	2270 lb-in	2025 lb-in
	Rueda	21850 lb-in	22700 lb-in	21400 lb-in

Diseño geométrico, para efecto de dibujo, del piñón y de la corona:

PIÑÓN

$$P_d = \frac{N}{D_p} \Rightarrow D_p = \frac{N_p}{P_d}$$

Tomemos un pitch de 6

$$P_d = 6$$

Tomemos $N_p = 14$ que es superior al mínimo.

$$D_p = \frac{14}{6} = 2,3334''$$

$$D_p = 2,3334'' \blacktriangleleft$$

$$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{6} \Rightarrow p = 0,5236''$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{N_p}{N_c} = \frac{14}{74} = 0,189$$

$$\gamma = 10,71^\circ \blacktriangleleft$$

Se tomó como ángulo de presión 20°

$$N' = \frac{N_p}{\cos \gamma} = \frac{14}{\cos 10,71} = \frac{14}{0,968}$$

N' = número virtual de dientes

$$N' = 14,46 \text{ dientes} \blacktriangleleft$$

razón de velocidades = M_c

$$M_c = \frac{N_c}{N_p} = \frac{74}{14} = 5,29$$

$$M_c = 5,29 \blacktriangleleft$$

CORONA

$$P_d = \frac{N}{D_c} \Rightarrow D_c = \frac{N_c}{P_d}$$

Tomemos un pitch de 6

$$P_d = 6$$

Tomemos $N_c = 74$, que es superior al mínimo.

$$D_c = \frac{74}{6} = 12,3334''$$

$$D_c = 12,3334'' \blacktriangleleft$$

$$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{6} \Rightarrow p = 0,5236''$$

$$\operatorname{tg} \Gamma = \frac{N_c}{N_p} = \frac{74}{14} = 5,29$$

$$\Gamma = 79,29^\circ \blacktriangleleft$$

Se tomó como ángulo de presión 20°

$$N' = \frac{N_c}{\cos \Gamma} = \frac{74}{\cos 79,29} = \frac{74}{0,186}$$

N' = número virtual de dientes

$$N' = 398 \text{ dientes} \blacktriangleleft$$

La razón de velocidades es igual que en el piñón

RUEDA

generatriz primitiva = A_0

$$A_0 = \frac{D_s}{2 \operatorname{sen} \Gamma} = \frac{12,3334}{2 \operatorname{sen} 79,299}$$

$$A_0 = \frac{6,1667}{0,9825} \Rightarrow A_0 = 6,27''$$

anchura de la cara = F

$$\left\{ \begin{aligned} F_c &= \frac{6,27}{3} = 2,090'' \\ F_c &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_c &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \\ F_c &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \end{aligned} \right.$$

tomamos $F_c = 1,6667''$

Profundidad del trabajo = h_k

$$h_k = \frac{2,00}{P_d} = \frac{2,00}{6} = \frac{1}{3}$$

$$h_k = 0,3334''$$

altura total (con juego) = h_t

$$h_t = \frac{2,188}{P_d} + 0,002 = \frac{2,188}{6} + 0,002$$

$$h_t = 0,3666''$$

Juego = c

$$c = h_t - h_k = 0,3666 - 0,3334$$

$$c = 0,0332''$$

altura de cabeza = a_0

$$a_0 = \frac{0,54}{P_d} + \frac{0,460}{P_d (m_0)^2}$$

$$a_0 = \frac{0,54}{6} + \frac{0,460}{6 (5,29)^2}$$

$$a_0 = 0,0927''$$

altura de base = b_0

$$b_0 = h_t - a_0 = 0,3666 - 0,0927$$

$$b_0 = 0,2739''$$

PIÑON

generatriz primitiva = A_0

$$A_0 = \frac{D_p}{2 \operatorname{sen} \gamma} = \frac{2,3334}{2 \operatorname{sen} 10,71}$$

$$A_0 = \frac{1,1667}{0,186} \Rightarrow A_0 = 6,25''$$

anchura de la cara = F

$$\left\{ \begin{aligned} F_p &= \frac{6,25}{3} = 2,0834'' \\ F_p &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_p &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \\ F_p &= \frac{10}{6} = 1,6667'' \end{aligned} \right.$$

tomamos $F_p = 1,6667''$

Profundidad del trabajo = h_k

$$h_k = \frac{2,00}{P_d} = \frac{2,00}{6} = \frac{1}{3}$$

$$h_k = 0,3334''$$

altura total (con juego) = h_t

$$h_t = \frac{2,188}{P_d} + 0,002 = \frac{2,188}{6} + 0,002$$

$$h_t = 0,3666''$$

Juego = c

$$c = h_t - h_k = 0,3666 - 0,3334$$

$$c = 0,0332''$$

altura de cabeza = a_p

$$a_p = h_k - a_0$$

$$a_p = 0,3334 - 0,0927$$

$$a_p = 0,2407''$$

altura de base = b_p

$$b_p = h_t - a_p = 0,3666 - 0,2407$$

$$b_p = 0,1259''$$

RUEDA

espesor = T

$$T = \frac{f}{2} - (a_p - a_g) \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{E}{P_a}$$

de la tabla 1-2: $E = -0,050$

$$T = \frac{0,5236}{2} - (0,2407 - 0,0927) \cdot 0,344 - \frac{0,050}{6}$$

$$T = 0,1995'' \quad \blacktriangleleft$$

Juego lateral recomendado segun tabla 1-3:

$$B = 0,006'' \text{ a } 0,007''$$

tomamos $B = 0,007'' \quad \blacktriangleleft$

angulo de pie = δ_g

$$\delta_g = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{b_g}{A_0} \right)$$

$$\delta_g = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{0,2739}{6,27} \right)$$

$$\delta_g = 2,5^\circ \quad \blacktriangleleft$$

angulo de fondo = Γ_g

$$\Gamma_g = \Gamma - \delta_g = 79,29^\circ - 2,5^\circ$$

$$\Gamma_g = 79,04^\circ \quad \blacktriangleleft$$

diametro exterior = D_{pe}

$$D_{pe} = D + 2a_g \cos \Gamma$$

$$D_{pe} = 12,3334 + 2 \cdot 0,0927 \cdot 0,984$$

$$D_{pe} = 12,3677'' \quad \blacktriangleleft$$

PIÑON

espesor = t

$$t = p - T$$

$$t = 0,5236 - 0,1995$$

$$t = 0,3241'' \quad \blacktriangleleft$$

Juego lateral recomendado segun tabla 1-3:

$$B = 0,006'' \text{ a } 0,007''$$

tomamos $B = 0,007'' \quad \blacktriangleleft$

angulo de pie = δ_p

$$\delta_p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{b_p}{A_0} \right)$$

$$\delta_p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{0,1259}{6,25} \right)$$

$$\delta_p = 1,15^\circ \quad \blacktriangleleft$$

angulo de fondo = γ_p

$$\gamma_p = \gamma - \delta_p = 10,71^\circ - 1,15^\circ$$

$$\gamma_p = 9,56^\circ \quad \blacktriangleleft$$

diametro exterior = d_{pe}

$$d_{pe} = d + 2a_p \cos \gamma$$

$$d_{pe} = 2,3336 + 2 \cdot 0,2407 \cdot 0,9825$$

$$d_{pe} = 2,8063'' \quad \blacktriangleleft$$

Cálculo de la carga sobre los dientes (W^{tr}), según rango de velocidad del motor y porcentaje de carga:

Se calculó con $W^{tr} = \frac{T}{R}$ (referida al extremo grande del diente)

$$R_p = \frac{D_p}{2} = \frac{12,3334''}{2} = 6,1667''$$

$$R_f = \frac{d_f}{2} = \frac{2,3334''}{2} = 1,1667''$$

La siguiente tabla nos da los valores de la fuerza en libras

Velocidad		rangos de velocidad del motor (rpm)		
		1400 (15 HP)	1800 (20 HP)	2400 (25 HP)
Primera	piñón	3700	3800	3620
	rueda	3700	3800	3620
Segunda	piñón	2210	2280	2140
	rueda	2210	2280	2140
tercera	piñón	1440	1490	1400
	rueda	1440	1490	1400
Cuarta	piñón	575	599	561
	rueda	575	599	561
reversa	piñón	3510	3660	3450
	rueda	3510	3660	3450

Cálculo de los porcentajes (95%, 75%, 50%, 25%) de carga.

Estos porcentajes fueron dados por Massey Ferguson.

Velocidad	rangos de velocidad del motor (rpm)											
	1400 (15 HP)			1800 (20 HP)				2400 (25 HP)				
	95% carga	75% carga	50% carga	95% carga	75% carga	50% carga	25% carga	95% carga	75% carga	50% carga	25% carga	
Primera	3310	2770	1840	925	3640	2880	1920	960	3440	2710	1810	905
segunda	2100	1660	1105	552	2170	1710	1140	570	2025	1601	1070	535
tercera	1370	1080	720	360	1415	1115	745	372	1330	1050	700	350
cuarta	545	431	287	144	569	449	299	149	535	421	280	140
reverso	3330	2640	1755	877	3480	2750	1830	915	3280	2580	1725	862

Cálculo de la carga estadísticamente representativa, W^{tr} .

Método.- En base de la tabla I-4', se saca un promedio ponderado que tenga en cuenta todas las variables.

Paso I.- Cálculo de la carga teniendo en cuenta el porcentaje de carga total y el tiempo en horas que esa carga actúa.

El cálculo se hace en base de la fórmula $W = \frac{W_1 t_1 + W_2 t_2 + W_3 t_3 + W_4 t_4}{\sum t_i}$

Cálculo de la carga, teniendo en cuenta el % de carga total y el tiempo, en que la carga actúa:
 tenemos que $\Sigma t_1 = 600$ horas ; $\Sigma t_2 = 5200$; $\Sigma t_3 = 2200$; $\Sigma t_4 = 600$; $\Sigma t_{rev} = 300$ (horas)
 $\Sigma t_i = 8900$ horas

Velocidad CARGA	Primera			Segunda			tercera			cuarta			reverso		
	1400 15HP	1800 20HP	2400 25HP	1400 15HP	1800 20HP	2400 25HP	1400 15HP	1800 20HP	2400 25HP	1400 15HP	1800 20HP	2400 25HP	1400 15HP	1800 20HP	2400 25HP
$W_{95} t_i$	158,000	164,000	153,000	1335,000	1584,000	1475,000	1290,000	1530,000	1250,000	27,200	28,300	26,700	66,500	69,500	65,500
$W_{75} t_i$	691,000	720,000	679,000	3030,000	3120,000	2920,000	930,000	960,000	901,000	84,500	89,900	84,500	172,000	179,000	168,000
$W_{50} t_i$	333,000	340,000	324,000	2000,000	2270,000	2120,000	252,000	261,000	249,000	43,000	44,800	42,000	219,000	229,000	216,000
$W_{25} t_i$	115,200	120,000	113,000	307,000	317,000	296,000	18,000	18,600	17,500	28,700	29,800	28,000	78,900	82,100	75,500
SUMA	12974,000	13400,000	12670,000	6672,000	7291,000	6911,000	2490,000	2569,600	2410,000	184,700	192,800	181,200	536,400	559,600	523,000

El cálculo de la fuerza, como se dijo, se hace con: $W = \frac{W_{95} \cdot \Sigma t_1 + W_{75} \cdot \Sigma t_2 + W_{50} \cdot \Sigma t_3 + W_{25} \cdot \Sigma t_4}{\Sigma t_i}$

Resultados:

$\frac{W}{t_{40}} =$	2152	2240	2110	1345	1430	1340	1130	1168	1100	308	321	302	1788	1865	1750
----------------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	-----	-----	-----	------	------	------

Paso 2

Cálculo de la carga partiendo de los datos W calculado para para hallar otra media ponderada, que tenga en cuenta las revoluciones a las que gira el motor. El cálculo se hace mediante la fórmula $W_r = \frac{W_{c1} rev_1 + W_{c2} rev_2 + W_{c3} rev_3}{\sum rev_i}$ donde $\sum rev_i = 8800 rev$

Tabla de cálculos y resultados:

Revoluciones cálculos	Primera	Segunda	tercera	cuarte	reversa
$W_{c1} rev_1$	3'025.000	1'880.000	1'580.000	430.000	2'500.000
$W_{c2} rev_2$	4'025.000	2'575.000	2'100.000	579.000	3'350.000
$W_{c3} rev_3$	5'025.000	3'220.000	2'640.000	725.000	4'190.000
Suma	12'075.000	7'675.000	6'320.000	1'734.000	10'040.000
W_r calculado en lb	2150	1370	1130	309	1793

Paso 3. - Cálculo de la carga única estadísticamente representativa, W^{tr} :

$$W^{tr} = \frac{W_{r1} T_1 + W_{r2} T_2 + W_{r3} T_3 + W_{r4} T_4 + W_{rev} T_{rev}}{\sum T}$$

donde T_i son los tiempos totales que el cambio dura.

$T = 8800$ horas.

Tabla de cálculos y resultados:

$W_{r1} T_1$	$W_{r2} T_2$	$W_{r3} T_3$	$W_{r4} T_4$	$W_{rev} T_{rev}$
1'290.000	6'970.000	2'480.000	185.000	538.000

$$\sum W_{ri} T_i = 11'483.000 \quad ; \quad W^{tr} = \frac{11'483.000}{8800} = 1300 \text{ lb}$$

$$W^{tr} = 1300 \text{ lb}$$

Torque medio = $W^{tr} \cdot \frac{D_p}{2} = 1300 \cdot 2,3334/2 = 1517 \text{ lb-in (piñón)}$

Torque medio (corona) = $W^{tr} \cdot \frac{D_c}{2} = 1300 \cdot 12,3334/2 = 8.017 \text{ lb-in}$

Diseño tentativo preliminar (piñón y corona al tiempo)

Se usa la ecuación I-4 :

$$\sigma_p = \frac{W^{tr} P_s}{F Y} \cdot \frac{A_o}{(A_o - F)} \quad \text{De tabla I-4: } Y=0,277$$

Reemplazando valores:

$$\sigma_p = \frac{1300 \cdot 6}{(1,6667)(0,277)} \cdot \frac{6,25}{(6,25 - 1,6667)} = 23.100 \text{ psi}$$

$$\sigma_p = 23.100 \text{ psi}$$

Como se ve, en la ecuación I-4, los valores reemplazados

pertenecen al piñón, porque éste tiene condiciones más desfavorables que la corona. Después el material escogido para el piñón se usa también para la corona. El esfuerzo permisible:

$$\sigma_{pc} = 23100 \times 1.5 = 34650 \text{ psi} \quad (\sigma_{pc} = \sigma_r \cdot F_s) \leftarrow$$

Se tomó el factor de seguridad, $F_s = 1.5$.

Con el valor de 34.650 psi se busca el metal que tenga su S_y 34.650. Además debe tener buena templabilidad, baja de formación al templarlo, buena ductilidad en el núcleo y muy buena resistencia al desgaste.

El material escogido, según las recomendaciones de la AGMA en el artículo "recommended procedure for carburized industrial Gearing" de Enero de 1965 y otros libros, que se nombran al final del capítulo en la bibliografía, es el acero SAE 8620 cuyas características son:

Componentes químicos.

C=0,18 a 0,23 %	S = 0,040 % máximo
Mn=0,7 a 0,9 %	Cr = 0,40 a 0,60 %
Si=0,2 a 0,35 %	Mo = 0,15 a 0,25 %
P = 0,040 % máximo	Ni = 0,40 a 0,70 %

Características mecánicas.

Yield point = 64.000 psi, o sea $S_y = 64.000$ psi.

Resistencia a la tracción = 91.000 psi.

Bhn = 185 (sin temprar).

Este acero se puede conseguir fabricado en el país por la compañía "Sidelpa" bajo la denominación "Sidelpa SPN5".

Comprobación de condiciones más favorables en la corona:

Aplicando nuevamente la ecuación I-4 y reemplazando los valores de la corona y el valor de $Y=0,435$ dado por la tabla I-4 tenemos:

$$\sigma_{pc} = \frac{13000 \cdot 6}{(1,6667)(0,435)} \cdot \frac{6,27}{(6,27 - 1,6667)} = 14.600$$

tenemos que $\sigma_{pc} = \sigma_r \cdot F_s$. Tomando $F_s = 1,5$ como antes y reemplazando tenemos finalmente que $\sigma_{pc} = 14.600 \cdot 1,5 = 21.900$ psi

Como se ve σ_{pc} es menor en el caso de la corona, con respecto al piñón. Entonces con seguridad el material del piñón se puede usar en la manufactura de la corona.

Cálculos definitivos (piñón y rueda)

Esfuerzo flexionante en los dientes

Según la ecuación I-5

$$\sigma_c = \frac{W^{tr} k_o}{K_v} \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_s k_m}{J}$$

Los valores de las variables son:

$W^{tr} = 1300 \text{ lb}$

$K_o = 1,50$. Se halló de tabla I-5, suponiendo que la fuente de potencia tiene choques ligeros y la carga resistente presenta choques moderados.

K_v : Para hallar este valor es necesario saber la velocidad media en la circunferencia primitiva en fpm.

La ecuación I-8 es $W^{tr} = \frac{HP \cdot 33000}{V} \Rightarrow V = \frac{HP \cdot 33000}{W^{tr}}$

tomando caballaje medio como 20 HP y reemplazando tenemos:

$$V = \frac{20 \cdot 33000}{1300} = 508 \text{ fpm. } \leftarrow$$

Con esta velocidad y suponiendo que el piñón desarrolla cargas significativas, en la figura I-4 se halla que:

$K_v = 0,78$

$P_d = 6$

$F = 1,6667''$

$K_s = 0,64$. Se halló de tabla I-7 con $P_d = 6$.

$K_m = 1,20$. Se halló de tabla I-6, teniendo en cuenta que se trata de industria automotriz y es un engranaje sostenido.

$J = 0,25$. Se halló de figura I-5 para 14 dientes en el piñón y 74 en la corona.

Reemplazando tenemos:

$$\sigma_c = \frac{1300 \cdot 1,5}{0,78} \cdot \frac{6}{1,6667} \cdot \frac{1,20 \cdot 0,64}{0,25} = 27.600 \text{ psi } \leftarrow$$

Esfuerzo flexionante permisible

La fórmula I-II es: $\sigma_p = \frac{S_y \cdot k_t}{k_r \cdot k_f}$

$S_y = 64.000 \text{ psi}$. Sacado de la tabla 8 (interpolando)

$K_1 = 1,0$. Este valor se halló de la tabla I-10.

$K_f = 1,5$. Este valor se halló de tabla I-II, para alta confiabilidad, por tratarse de una pieza importante.

$K_t = 1,0$. Se halló con fórmula I-12, porque temperatura es más baja que 160 grados F.

Reemplazando tenemos:

$$\sigma_f = \frac{64000 \cdot 1,0}{1,0 \cdot 1,5} = 42.700 \text{ psi} \leftarrow$$

Relación entre esfuerzo permisible y esfuerzo calculado

Debe ser: $\sigma_f \geq \sigma_c$ $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_f = 42.700 \\ \sigma_c = 27.600 \end{array} \right.$ luego $\sigma_f > \sigma_c$

Factor de seguridad en los cálculos = $\frac{\sigma_f}{\sigma_c} = \frac{42700}{27600} = 1,55 \leftarrow$

Durabilidad superficial

La ecuación I-14 es: $\sigma_n = C_p \sqrt{\frac{W^0 C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{D_p \cdot F} \cdot \frac{C_m}{I}}$

La ecuación I-15 es: $C_p = \sqrt{\frac{1,5}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}}$

Según Hidgon A. "Mecánica aplicada a la resistencia de materiales" Ed. CECSA 1962, pag. 69 tenemos:

$$E = 2(1 + \mu)G \Rightarrow \mu = \frac{E - 2G}{2G}$$

El piñón y corona son de acero triplemente aleado al Cromo-níquel-Molibdeno; entonces $E = 30 \times 10^6$ psi y $G = 11,5 \times 10^6$ psi.

Entonces: $\mu = \frac{30 \times 10^6 - 2 \times 11,5 \times 10^6}{2 \times 11,5 \times 10^6} = 0,304$

Reemplazando:

$$C_p = \sqrt{\frac{1,5}{\pi \left[\frac{1-(0,304)^2}{30 \times 10^6} + \frac{1-(0,304)^2}{30 \times 10^6} \right]}} = 2810$$

$W^0 = 1300 \text{ lb}$

$C_o = 1,5$. Este valor se halló en la tabla I-13, para choques suaves en la fuente de potencia y choques moderados en la carga resistente.

$C_v = 0,78$. Este valor viene de la figura I-6 para una velocidad de 508 fpm.

$C_m = 1,15$. Este valor se halló en la tabla I-14, para industria automotriz y un engranaje sostenido.

$I = 0,078$. Este valor viene de la gráfica I-17 tomando 14 dientes para el piñón y 74 para la corona.

Reemplazando valores tenemos:

$$\sigma_n = 2810 \cdot \sqrt{\frac{1300 \cdot 1,5}{0,78} \cdot \frac{1}{(2,3334)(1,6667)} \cdot \frac{1,15}{0,078}} = 274.000 \text{ psi} \leftarrow$$

Cálculo del esfuerzo permisible al desgaste

La ecuación I-16 es: $\sigma_{tr} = \frac{S_{fe} C_1}{C_t C_r}$

$S_{fe} = 400 \text{ Bhn} - 10.000$

La superficie despues del tratamiento térmico va tener una dureza superior a los 60 Rc. Sin embargo vamos a suponer que la dureza es de 60Rc.; esto supone (o equivale) 627 Bhn. Entonces: $S_{fe} = 400 \times 627 - 10.000 = 240.800 \text{ psi}$.

$C_1 = 1,0$. Este valor viene de tabla I-10, para vida infinita.

$C_t = 1,0$. Este valor viene de fórmula I-12, para temperatura menor a 160 grados F.

$C_r = 0,7$. Este valor se halló de la tabla I-15 para confiabilidad al desgaste del 77% al 99%.

Reemplazando tenemos: $\sigma_{tr} = \frac{240.800 \times 1,0}{1,0 \times 0,7} = 344.000 \text{ psi}$

tenemos entonces que: $\sigma_c = 274.000 \text{ psi}$ de donde: $\sigma_c < \sigma_{tr}$
 $\sigma_{tr} = 344.000 \text{ psi}$

Factor de seguridad = $\frac{344.000}{274.000} = 1,255$

Cálculo de la fuerza dinámica, W_d^{tr}

La ecuación I-20 es: $W_d^{tr} = W^{tr} \left(\frac{1200 + V}{1200} \right)$

para engranajes comerciales, con dientes esculpidos por generación y con velocidad en la circunferencia primitiva menor a 4.000 fpm.

Reemplazando, tenemos: $W_d^{tr} = 1300 \left(\frac{1200 + 508}{1200} \right) = 1850 \text{ lb}$

$W_d^{tr} = 1850 \text{ lb}$

Comprobación del piñón y corona con cargas dinámicas

Esfuerzo flexionante en los dientes

La ecuación es: $\sigma_c = \frac{W_d^{tr} K_v}{K_f} \cdot \frac{F_d \cdot K_a \cdot K_m}{F \cdot J}$

$K_v = 1,0$ cuando se usa W_d^{tr}

Los demás valores son iguales a los usados para cargas estáticas. Reemplazando tenemos:

$$\sigma_c = \frac{1850 \cdot 1,5 \cdot 6 \cdot 1,20 \cdot 0,64}{1,0 \cdot 1,667 \cdot 0,25} = 30.700$$

Comparando σ_c con σ_p , se nota que $\sigma_c < \sigma_p$, lo cual es correcto.

Factor de seguridad para cargas dinámicas = $\frac{42700}{30700} = 1,39$

Comprobación del desgaste para cargas dinámicas

La ecuación es:

$$\sigma_{hc} = C_p \sqrt{\frac{W_d^{tr} C_e}{K_v} \cdot \frac{1}{D_p F} \cdot \frac{C_m}{I}}$$

$K_v = 1,0$, cuando se usa W_d^{tr}

Los demás valores son los mismos que para cargas estáticas.

Entonces tenemos que:

$$\sigma_{hc} = 2810 \sqrt{\frac{1850 \cdot 1,5}{1,0} \cdot \frac{1}{(2,3334)(1,6667)} \cdot \frac{1,15}{0,078}}$$

$$\sigma_{hc} = 287500 \text{ psi}$$

σ_{hc} debe ser menor a σ_{hp} y lo es.

Factor de seguridad para desgaste con cargas dinámicas =

$$F_s = \frac{344000}{287500} = 1,2$$

Comprobación con carga máxima del motor

Esfuerzo flexionante calculado

Según ecuación I-5 y con las variables usadas cuando se hizo el cálculo para cargas medias, excepto W^{tr} .

Aquí se utiliza $W^{tr} = 3800 \text{ lb}$, Según hoja (25) de los cálculos, en tabla (la máxima fuerza que aparece allí).

Entonces:

$$\sigma_c = \frac{3800 \cdot 1,5}{0,78} \cdot \frac{6}{1,6667} \cdot \frac{1,20 \cdot 0,64}{0,25} = 80.900 \text{ psi}$$

Esfuerzo flexionante permisible

Se hacen los cálculos para vida infinita y alta confiabilidad.

$S_u = 500Bhn$ (véase Shigley J.E. "Mechanical Engineering design", McGraw-Hill Book Co., 1963, pag. 410).

$S_u = 500 \times 185 = 92.500 \text{ psi}$.

$$\text{Entonces: } \sigma_f = \frac{92500 \cdot 1,0}{1,0 \cdot 1,5} = 61500 \text{ psi}$$

Se ve que no tiene vida infinita los engranajes cuando actúa sobre ellos la carga máxima, porque $\sigma_c > \sigma_f$.

Entonces vamos a calcular el número de ciclos que aguantan el piñón y la corona cuando actúan sobre ellos la carga máxima, con la misma seguridad en los cálculos que con carga

media.

Factor de seguridad = $\frac{\sigma_f}{\sigma_c} = 1,55$ (igual que con carga media).

Entonces:

$$\sigma_f = 1,55 \sigma_c \Rightarrow \sigma_f = 1,55 \times 80.900 = 125.395 \text{ psi}$$

$$125.395 = \frac{92.500 \cdot K_L}{1,0 \times 1,5} \Rightarrow K_L = \frac{125.000 \times 1,5}{92.500} = 1,97$$

Interpolando en la tabla I-10, para $K_L = 1,97$ el número de ciclos que aguanta es 359.000.

Número de horas = $\frac{359.000}{60 \times 53,5} \approx 100$ horas $\left\{ \begin{array}{l} \text{El piñón da 53,5 ci-} \\ \text{clos por minuto con} \\ \text{carga máxima.} \end{array} \right.$
lo cual es enteramente satisfactorio.

Desgaste superficial, para carga máxima

Se usa la ecuación I-14, pero con la carga máxima; las demás variables son las mismas que antes (para carga estática media).

$$\text{Tenemos: } \sigma_{hc} = 2810 \sqrt{\frac{3800 \cdot 1,5}{0,78} \cdot \frac{1,0}{(2,3334)(1,667)} \cdot \frac{1,15}{0,078}} = 467.000 \text{ psi}$$

Cálculo del esfuerzo permisible al desgaste, con carga máxima

Suponemos que es el mismo que el calculado para carga media.

Se ve que σ_{hc} es mayor que σ_{hp} , por lo que deducimos que el engranaje y corona no van a durar infinito, con carga máxima.

Tomando el mismo factor de seguridad y la misma confiabilidad, hallamos C_f .

$$\text{Seguridad en los cálculos} = \frac{\sigma_{hp}}{\sigma_{hc}} = 1,255 \Rightarrow \sigma_{hp} = 1,255 \times 467.000 = 585.000$$

$$585.000 = \frac{240.800 \cdot C_L}{1,0 \times 0,7} \Rightarrow C_L = \frac{585.000 \times 0,7}{240.800} = 1,7$$

$$C_1 = 1,7$$

Interpolando en la tabla I-10, nos da 630.000 ciclos.

Número de horas que aguanta el piñón y corona con carga máxima, para desgaste = $\frac{630.000}{60 \times 53,1} \approx 197$ horas $\left(\text{piñón da } 53,1 \text{ ciclos/min} \right)$

lo cual es enteramente satisfactorio.

CALCULO DEL DIFERENCIAL (SECCION PLANETARIOS Y SATELITES)

Se calcula un planetario con su correspondiente satélite (el par), porque el otro par es exactamente igual.

Se escoge, según el cuadro página 8 la relación 16-16 dientes. Escogemos $P_d=5$

RUEDA

$$D_o = \frac{N_c}{P_d} = \frac{16}{5} = 3,2'' \triangleleft$$

$$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{5} = 0,6283$$

$$t_g \Gamma = \frac{N_c}{N_r} = \frac{16}{16} = 1$$

$$\Gamma = 45^\circ$$

ángulo de presión = $20^\circ \triangleleft$

número virtual de dientes

$$N' = \frac{N_c}{\cos \Gamma} = \frac{16}{0,708} = 22,6 \triangleleft$$

razón de velocidades = m_o

$$m_o = \frac{N_c}{N_r} = \frac{16}{16} = 1 \triangleleft$$

Longitud de la generatriz primitiva = A_o

$$A_o = \frac{D_p}{2 \sin \Gamma} = \frac{3,2}{2 \cdot 0,708}$$

$$A_o = 2,26'' \triangleleft$$

ancho de la cara = F

$$F_o = \frac{3,2}{3} = 1,06''$$

$$F_c = \frac{10}{5} = \frac{10}{5} = 2''$$

se toma $F_c = 1,06'' \triangleleft$

Profundidad del trabajo

$$h_k = \frac{2,00''}{P_d} = \frac{2,00''}{5} = 0,4''$$

$$h_k = 0,4''$$

PIÑON

$$D_p = \frac{N_r}{P_d} = \frac{16}{5} = 3,2'' \triangleleft$$

$$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{5} = 0,6283$$

$$t_g \gamma = \frac{N_r}{N_c} = \frac{16}{16} = 1$$

$$\gamma = 45^\circ$$

ángulo de presión = $20^\circ \triangleleft$

numero virvial de dientes

$$N' = \frac{N_r}{\cos \gamma} = \frac{16}{0,708} = 22,6 \triangleleft$$

razon de velocidades = m_o

$$m_o = \frac{N_c}{N_r} = \frac{16}{16} = 1 \triangleleft$$

Longitud de la generatriz primitiva = A_o

$$A_o = \frac{d_p}{2 \sin \gamma} = \frac{3,2}{2 \cdot 0,708} = 2,26$$

$$A_o = 2,26'' \triangleleft$$

ancho de la cara = F

$$F_p = \frac{A_o}{2} = \frac{2,26}{2} = 1,06''$$

$$F_r = \frac{10}{5} = \frac{10}{5} = 2,00''$$

Se toma $F_c = 1,06''$

Profundidad del trabajo

$$h_k = \frac{2,00''}{P_d} = \frac{2,00''}{5} = 0,4''$$

$$h_k = 0,4''$$

$$h_t = 0,4386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Juego} = 0$$

$$C = h_t - h_k = 0,4386 - 0,4000$$

$$C = 0,0386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{altura de cabeza} = a_0$$

$$a_0 = \frac{0,54}{P_d} + \frac{0,460}{P_d (m_s)^2}$$

$$a_0 = \frac{0,54}{5} + \frac{0,460}{5 \times 1} = 0,2$$

$$a_p = 0,2'' \quad \leftarrow$$

$$\text{altura de base} = b_0$$

$$b_0 = h_t - a_0 = 0,4386 - 0,2000$$

$$b_0 = 0,2386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Espesor} = T$$

$$T = \frac{p}{2} - (a_p - a_0) \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{E}{P_d}$$

$$\text{según tabla 2, } E = 0$$

$$T = \frac{0,6283}{2} - (0,2 - 0,2) \operatorname{tg} 20^\circ + 0$$

$$T = 0,3141'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Juego Lateral recomendado}$$

$$\text{Según tabla 3}$$

$$B = 0,007'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Ángulo de pie} = \delta_0$$

$$\delta_0 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{b_0}{a_0} \right)$$

$$\delta_0 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{0,2386}{0,2} \right) = 6,05^\circ$$

$$\delta_0 = 6,05^\circ \quad \leftarrow$$

$$\text{ángulo de fondo} = \Gamma$$

$$\Gamma_0 = \Gamma - \delta_0 = 45 - 6,05 = 38,95^\circ$$

$$\Gamma_0 = 38,95^\circ \quad \leftarrow$$

$$\text{diámetro exterior} = D_0$$

$$D_{00} = D_0 + 2 a_0 \operatorname{Cos} \Gamma$$

$$D_{00} = 3,2 + 2 \times 0,2 \times 0,721$$

$$D_{00} = 3,4832'' \quad \leftarrow$$

$$h_t = 0,4386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Juego} = 0$$

$$C = h_t - h_k = 0,4386 - 0,4000$$

$$C = 0,0386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{altura de cabeza} = a_p$$

$$a_p = \frac{0,54}{P_d} + \frac{0,460}{P_d (m_s)^2}$$

$$a_p = \frac{0,54}{5} + \frac{0,460}{5 \times 1} = 0,2$$

$$a_p = 0,2'' \quad \leftarrow$$

$$\text{altura de base} = b_p$$

$$b_p = h_t - a_p = 0,4386 - 0,200$$

$$b_p = 0,2386'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Espesor} = t$$

$$t = p - T$$

$$t = 0,6283 - 0,3141$$

$$t = 0,3141'' \quad \leftarrow$$

$$\text{Juego Lateral recomendado}$$

$$\text{según tabla 3}$$

$$B = 0,007'' \quad \leftarrow$$

$$\text{ángulo de pie} = \delta_p$$

$$\delta_p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{b_p}{a_p} \right)$$

$$\delta_p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{0,2386}{0,2} \right) = 6,05^\circ$$

$$\delta_p = 6,05^\circ \quad \leftarrow$$

$$\text{ángulo de fondo} = \gamma$$

$$\gamma_0 = \gamma - \delta_p = 45 - 6,05 = 38,95^\circ$$

$$\gamma_0 = 38,95^\circ \quad \leftarrow$$

$$\text{diámetro exterior} = D_p$$

$$D_{p0} = D_p + 2 a_p \operatorname{Cos} \gamma$$

$$D_{p0} = 3,2 + 2 \times 0,2 \times 0,786$$

$$D_{p0} = 3,4832'' \quad \leftarrow$$

Cálculo de la carga sobre los dientes

La fuerza media sobre la corona (lado grande del diente) es de 1300 lb.

Esta fuerza produce un torque: $T = \text{fuerza} \cdot (D_p/2)$. O sea:

$$T = 1300 \left(\frac{12,3334}{2} \right) = 8017 \text{ lb-pulg}$$

Se aplica, por tanto, en la parte externa del planetario y sa télite un torque de 8017 lb-pulg.

El estudio de las fuerzas se hace en los casos:

- 1.- El tractor marcha en línea recta.
- 2.- Está dando curva, con el freno aplicado a una de sus ru das, de tal manera que ésta permanece quieta, mientras la o tra se mueve.

1.- Caso en que el tractor marcha en línea recta.

El torque de la corona se reparte por igual entre los dos sa télites, los cuales, mediante sus dientes se lo reparten a los dos planetarios; de éstos el torque va a los tambores de los frenos, en cuyo eje va montado un piñón el cual cede su potencia a un engranaje o rueda, que comunica a las ruedas. Cuando el tractor marcha en línea recta, la velocidad re- lativa entre planetarios y satélites es igual a cero.

Si W_1 es la velocidad angular de la corona, W_2 es la ve- locidad angular del planetario derecho y W_3 es la ve- locidad an- gular del planetario izquierdo, tenemos que: $W_1 = W_2 = W_3$ y

$$T_1 = T_2 + T_3 = \frac{\alpha \text{HP}}{W_2} + \frac{\alpha \text{HP}}{W_3} = \frac{2\alpha \text{HP}}{W_2} \text{ donde } \alpha \text{ es una constante apropiada.}$$

De lo anterior se deduce que como cada planetario recibe la mitad del torque de la corona, y además, se la transmite a los dos satélites, entonces cada diente soporta un cuarto del torque total de la corona.

En números, torque sobre un diente del planetario o sa télite es $= \frac{8017}{4} = 2004 \text{ lb-pulg.}$

2.- Caso en el que el tractor marcha en curva, con una llan- ta frenada

Este es el caso extremo. Como se estudia en mecanismos, la

velocidad de la rueda opuesta a la frenada es el doble de la velocidad angular de la corona, es decir, $W_2 = 2W_1$, cuando $W_3 = 0$. Entonces, $T_1 = \frac{\alpha HP}{W_1}$, $T_2 = \frac{\alpha HP}{W_2} = \frac{\alpha HP}{2W_1}$, de donde $T_2 = \frac{1}{2} T_1$, con lo que demostramos que el satélite en movimiento recibe la mitad del torque de la corona. Como el planetario recibe el torque de dos satélites, entonces cada diente del planetario soporta un cuarto del torque de la corona (igual torque soporta el satélite), es decir 2004 lb-in. Puesto que el planetario es igual al satélite, sólo calcularemos aquel.

Fuerza sobre cada diente del planetario

Se tiene que $W^{tr} = \frac{\text{torque} \cdot 2004}{D_p/2} = \frac{2004}{3,2/2} = 1250 \text{ lb}$
 $W^{tr} = 1250 \text{ lb.}$

Cálculo aproximado para escoger el material

La ecuación I-4 es $\sigma_c = \frac{W^{tr} K_f A_s}{F Y (A_s - F)}$

De la tabla I-4, tenemos que $Y = 0,296$

$\sigma_c = \frac{1250 \times 5}{1,06 \times 0,296} \left(\frac{2,26}{2,26 - 1,06} \right) = \frac{1250 \times 5}{1,06 \times 0,296} \left(\frac{2,26}{1,2} \right) = 37600 \text{ psi}$

Aplicamos un factor de seguridad de 1,1. Entonces:

$\sigma_{pc} = 37600 \times 1,1 = 41360 \text{ psi}$

Con este esfuerzo buscamos el material teniendo en cuenta que

$S_y \geq \sigma_{pc}$

El material a escoger debe tener buena templabilidad, y después de templado alta dureza superficial, buena ductilidad en el nucleo. Al templearlo debe presentar baja deformación.

El material a escoger es un acero para endurecer superficialmente por cementación en caja.

Se escoge el acero AISI 1020 o su equivalente.

Propiedades químicas

- C = 0,18 a 0,23 %
- Mn = 0,3 a 0,60 %
- P = 0,040 máximo
- S = 0,050 máximo

Propiedades mecánicas

Resistencia a la fluencia = $S_y = 43.000 \text{ psi.}$

Dureza 153 Bhn.

Stensión = 65.000 psi.

Este acero se puede conseguir en Colombia manufacturado por la siderúrgica del Pacífico, "Sidelpa"; el nombre con el que se encuentra en el mercado es "Sidelpa SP20".

CALCULOS DEFINITIVOS

Esfuerzo flexionante en los dientes

La ecuación I-5 es: $\sigma_c = \frac{W^t k_o}{K_v} \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{k_s k_m}{J}$
W^t = 1250 lb.

K_o = 1,50. Este valor viene de la tabla I-5.

En línea recta, como se analizó antes, la velocidad relativa entre planetario y satélite es cero. En curvas, en cambio, si hay movimiento relativo, pero el porcentaje del tiempo que gasta en curvas, con respecto al total que trabaja el tractor es muy bajo. Por esto, según el gráfico I-4:

K_v = 1,0

P_d = 5

F = 106"

K_s = 0,68. Este valor viene de la tabla I-7, para P_d = 5 (interpolando).

K_m = 1,15. Este valor viene de la tabla I-6, para industria automotriz y un solo engranaje sostenido.

J = 0,20. Este valor viene de la figura I-5.

Reemplazando tenemos: $\sigma_c = \frac{1250 \cdot 1,5}{1,0} \cdot \frac{5}{106} \cdot \frac{0,68 \cdot 1,15}{0,20} = 34800 \text{ psi}$

Esfuerzo flexionante permisible

La fórmula I-II es: $\sigma_f = \frac{S_y K_L}{K_t K_r}$

S_y = 43.000 psi.

K_L = 1,0, según tabla I-10, para vida infinita.

K_r = 1,0 según tabla I-II, para confiabilidad de más del 99%

K_t = 1,0 porque T < 160 grados F.

Reemplazando tenemos que: $\sigma_f = \frac{43000 \cdot 1,0}{1,0 \cdot 1,0} = 43000 \text{ psi}$

$\sigma_p = 43000 \text{ psi}$

Relación entre esfuerzo permisible y esfuerzo calculado

Debe ser $\sigma_p \geq \sigma_c$

$\sigma_p = 43.000 \text{ psi.}$

luego $\sigma_p > \sigma_c$

$\sigma_c = 34800 \text{ psi.}$

Factor de seguridad en los cálculos = $\frac{\sigma_p}{\sigma_c} = \frac{43000}{34800} = 1,27 \leftarrow$

Durabilidad superficial

La fórmula I-I4 es: $\sigma_{hc} = C_p \sqrt{\frac{W^{0,75} C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{D_p F} \cdot \frac{C_m}{I}}$

$C_p = 2800$

$W^{0,75} = 1200 \text{ lb}$

$C_o = 1,5$. Este valor viene de tabla I-I3, para choques ligeros y fuente de potencia ligera.

$C_v = 1,0$ porque la velocidad media es muy baja.

$D_p = 3,2''$

$F = 1,06''$

$C_m = 1,20$ según tabla I-I4, para industria automotriz y un engranaje sostenido.

$I = 0,059$. Este valor viene de figura I-7, con $N_p = 16$ y $N_g = 16$

Entonces:

$\sigma_{hc} = 2800 \sqrt{\frac{1250 \cdot 1,5}{1,0} \cdot \frac{1}{3,2 \cdot 1,06} \cdot \frac{1,20}{0,059}} = 297000 \text{ psi} \leftarrow$

Cálculo del esfuerzo permisible al desgaste

La ecuación I-II es: $\sigma_{hp} = \frac{S_{fe} C_1}{C_2 C_r}$

$S_{fe} = 400Bhn - 10.000$

Dureza superficial equivalente a 60 Rc = 627Bhn.

$S_{fe} = 400 \times 627 - 10.000 = 240.800 \text{ psi.}$

$C_1 = 1,0$ según tabla I-10, para vida infinita.

$C_2 = 1,0$ porque $T < 160$ grados F.

$C_r = 0,70$ para confiabilidad entre 77% y 99%, según tabla I-II

Reemplazando: $\sigma_{hp} = \frac{240800 \cdot 1,0}{1,0 \cdot 0,7} = 344000 \text{ psi} \leftarrow$

Relación entre esfuerzo permisible y esfuerzo calculado

Debe ser, como tantas veces se ha dicho: $\sigma_{hp} \geq \sigma_{hc}$

$\left. \begin{matrix} \sigma_{hp} = 344.000 \\ \sigma_{hc} = 297.000 \end{matrix} \right\} \text{ luego } \sigma_{hp} > \sigma_{hc}$

Factor de seguridad en los cálculos = $\frac{\sigma_{hp}}{\sigma_{hc}} = \frac{344000}{297000} = 1,16 \leftarrow$

Comprobación con cargas máximas

Torque máximo de la corona = $\frac{W_{max}^{tr} D_p}{2} = \frac{3840 \cdot 12,3334}{2} = 23700$

Torque máximo = 23700 lb-pulg. ◀

Fuerza en los planetarios = $\frac{\frac{23700}{2}}{\frac{5,12}{2}} = \frac{\text{torque max}}{D/2} = 7406 \text{ lb}$ ◀

Fuerza en cada uno de los dientes = $\frac{7406}{2} = 3703 \text{ lb}$. ◀

Esfuerzo flexionante

La ecuación I-5 es: $\sigma_c = \frac{W^{tr} k_s}{k_v} \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{k_s k_m}{J}$

$W^{tr} = 3703 \text{ lb}$. El resto de variables y constantes no cambian.

Reemplazando tenemos:

$\sigma_c = \frac{3703 \cdot 1,5}{1,0} \cdot \frac{5}{1,06} \cdot \frac{0,66 \cdot 1,15}{0,20} = 103000 \text{ psi}$ ◀

Esfuerzo permisible

La fórmula I-II es: $\sigma_p = \frac{S_u k_t}{k_s k_r}$

Los valores son todos iguales excepto S_u .

Resistencia a la rotura en un material = $S_u = 500Bhn$.

$S_u = 500 \times 153 = 76.500 \text{ psi}$.

Se ve que no tiene vida infinita, porque $\sigma_c > \sigma_p$

Vamos a calcular el número de ciclos que aguanta con carga máxima y con la misma seguridad con que se hicieron los cálculos para carga media.

$\frac{\sigma_p}{\sigma_c} = 1,27 \Rightarrow \sigma_p = 1,27 \sigma_c = 1,27 \cdot 103.000 = 130.500 \text{ psi}$

$130.500 = \frac{76.500 \cdot k_t}{1,0 \cdot 1,06} \Rightarrow k_t = \frac{130.500}{76.500} = 1,7$ ◀

Según tabla I-10, interpolando: Número de ciclos = 630.000

Puesto que cada diente tiene dos ciclos por vuelta del planetario y teniendo en cuenta que da 53,1 rpm a carga máxima, se tiene:

horas = $\frac{630.000/2}{53,1 \cdot 60} = 98,9 \approx 100 \text{ horas}$

Lo cual es enteramente satisfactorio.

Desgaste superficial para carga máxima

Se tiene: $\sigma_{hc} = C_p \sqrt{\frac{W_{max}^{tr} C_e}{C_v} \cdot \frac{1}{D_b F} \cdot \frac{S_m}{J}}$

$W_{max}^{tr} = 3703 \text{ lb}$. Todas los demás valores son iguales que antes.

Reemplazando tenemos:

$\sigma_{hc} = 2800 \sqrt{\frac{3703 \cdot 1,5}{1,0} \cdot \frac{1}{3,2 \cdot 1,06} \cdot \frac{1,20}{0,059}}$

$\sigma_{hc} = 511.000 \text{ psi}$ ◀

Fuerza transmitida al depósito

Suponemos que es el mismo para fuerza media. Se ve que, por lo que deducimos, que el engranaje va a durar mucho menos.

Calculo de la vida

Tomando los mismos valores de antes (factor de seguridad y factor de temperatura), tenemos: $\sigma_{hp} = 1,16 \Rightarrow \sigma_{hp} = 1/6 = \sigma_{nc}$

$$\sigma_p = 1,16 \cdot 511000 = 592000 = \frac{240000 \cdot C_L}{1,6 \cdot 0,7} \Rightarrow C_L = \frac{592000 \cdot 0,7}{240000} = 1,73$$

Interpolando en la tabla I-10, nos da un número de ciclos de 620.000

Como cada diente tiene dos ciclos por cada revolución y sabemos que da 53,1 rpm a carga máxima:

$$\text{horas} = \frac{620.000}{2 \cdot 53,1} = 97 \text{ horas}$$

Lo cual es enteramente satisfactorio.

CALCULO DE LAS CARGAS PARA EL DISEÑO DE EJES Y RODAMIENTOS

Speed y corona del diferencial

Torque medio en la corona = 8017 lb-pulg.

Torque medio en el piñón = 1517 lb-pulg.

Tenemos que: Diámetro medio = $D_{pg} = F \text{ sen} \alpha$ (rueda)

Diámetro medio = $D_{pg} = F \text{ sen} \gamma$ (piñón)

En la rueda:

$$D_{pg} = 12,2554 - 1,6167 \cdot \text{Sen } 27,29^\circ \Rightarrow D_{pg} = 10,6984 \text{ "}$$

en el piñón:

$$d_{pg} = 2,5322 - 1,6167 \cdot \text{Sen } 10,71^\circ \Rightarrow d_{pg} = 2,0236 \text{ "}$$

Fuerza media sobre parte media del diente del piñón

$$W_p^{tr} = \frac{\text{torque}}{d_{pg}/2} = \frac{1517}{2,0236/2} = 1500 \Rightarrow W_p^{tr} = 1500 \text{ lb}$$

Fuerza media sobre la parte media del diente de la rueda

$$W_g^{tr} = \frac{\text{torque}}{D_{pg}/2} = \frac{8017}{10,6984/2} = 1500$$

$$W_g^{tr} = 1500 \text{ lb}$$

PIÑON

RUEDA

$$W_p^r = W_p^{tr} \tan \phi \cos \Gamma$$

$$W_p^r = 1500 \tan 20^\circ \cos 10,71^\circ$$

$$W_p^r = 538 \text{ lb} \rightarrow (\text{FUERZA RADIAL})$$

$$W_p^a = W_p^{tr} \tan \phi \sin \Gamma$$

$$W_p^a = 1500 \tan 20^\circ \sin 10,71^\circ$$

$$W_p^a = 101,5 \text{ lb} (\text{FUERZA AXIAL}) \rightarrow$$

$$W_g^r = W_g^{tr} \tan \phi \cos \Gamma$$

$$W_g^r = 1500 \tan 20^\circ \cos 79,29^\circ$$

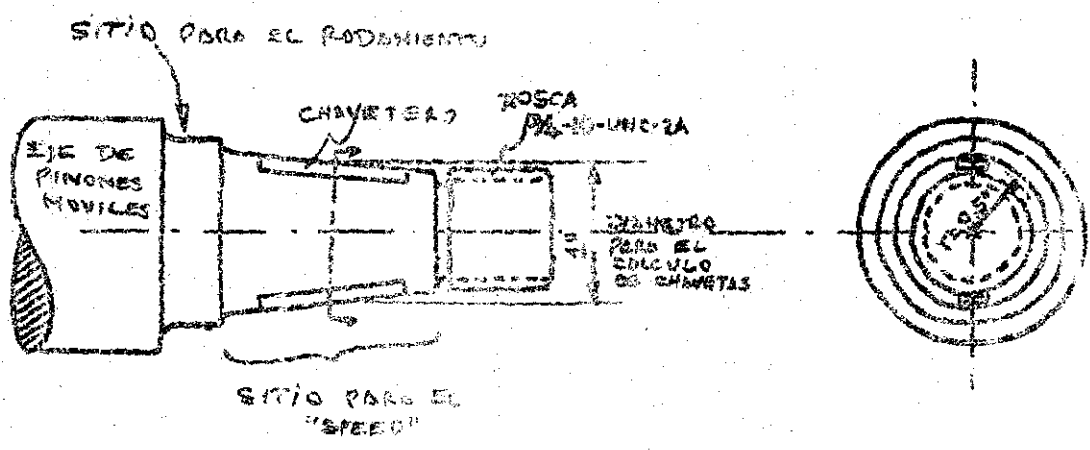
$$W_g^r = 101,5 \text{ lb} \rightarrow (\text{FUERZA RADIAL})$$

$$W_g^a = W_g^{tr} \tan \phi \sin \Gamma$$

$$W_g^a = 1500 \tan 20^\circ \sin 79,29^\circ$$

$$W_g^a = 538 \text{ lb} (\text{FUERZA AXIAL}) \rightarrow$$

cálculo de las chavetas del "speed"



Material del eje de piñones móviles: Acero SAE 1060 o su equivalente.

$S_u = 109000 \text{ psi}$

$S_y = 46000 \text{ psi}$

$S_{sh} = 37000 \text{ psi}$

Material de las chavetas: Acero AISI C 1020 o su equivalente.

$S_y = 43000 \text{ psi}$

Factor de seguridad = 2,0

$S_{sh} = 0,577 S_y$ (por la teoría de la energía de distorsión)

$S_{sh} = 0,577 \times 43000 = 24800 \text{ psi.}$

Esfuerzos máximos permisibles

A la compresión: $= \frac{43000}{2,0} = 21500 \text{ psi}$

Al corte: $= 24800/2,0 = 12400 \text{ psi}$

Fuerza debida al torque, en la superficie del eje = F

$F = \frac{T}{r} = \frac{4480}{0,5} = 8960 \text{ psi}$. Como son dos chavetas: $F = 4480 \text{ psi}$

Para un eje de 1" de diámetro corresponde una chaveta cuadrada de: $h \times b \times l_1 = 1/4 \times 1/4 \times l_1$ (véase tabla 3-2 de Spotts, M.F. "Design of Machine Elements", Prentice-Hall, third edition, 1961)

Esfuerzos reales

Al corte: $S_{sh} = \frac{F}{L_1 h} \Rightarrow L_1 = \frac{F}{S_{sh} h} = \frac{4480}{12400 \times 0,25} = 1,445"$

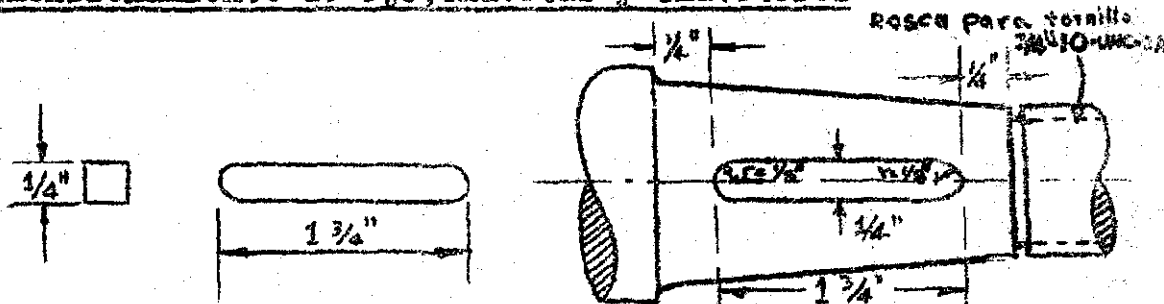
Compresión: El area considerada es la mitad del area para el corte; por tanto:

$S_y = \frac{F}{L_1 h/2} \Rightarrow L_1 = \frac{2F}{S_y h} = \frac{2 \times 4480}{21500 \times 0,25} = 1,66"$

Entonces las chavetas a escoger deben tener una longitud mínima de 1,66 pulgadas. Las dimensiones definitivas son:

Dos chavetas de $h \times b \times l_1 = 1/4 \times 1/4 \times 1-3/4$ en pulgadas. Tolerancia en h es de 0,003".

Dimensionamiento de eje, chavetas y chaveteros



CALCULO DEL NUMERO DE PERNOS QUE SOSTIENEN LA CAMASTA A LA CORDONA

Fuerza aplicada sobre el círculo donde van los ejes de los pernos:

Torque = 23700 lb-in

Diámetro del círculo donde van colocados los ejes de los pernos = 3,875"

$$\text{Fuerza} = \frac{\text{torque } 23700 \text{ lb-in}}{\text{radio } 3,875 \text{ in}} = 6100 \text{ lb}$$

Tornillo o perno a escoger:

Perno 5/8" x II UNC 2A (véase el manual of steel construction de la American Institute of steel construction, Inc., sixth edition, pag. 4-86 a 4-91 y 5-171 a 5-182)

Las propiedades de cada perno (según el nombrado manual) son: Area de cálculo = 0,226 in²

esfuerzo permisible a la tracción = 20000 psi

Esfuerzo max. permisible al corte = 20000 x 0,75 = 15000 psi

Fuerza para evitar deslizamiento entre canasta y corona = F_n

Fuerza de rozamiento = F_n * μ. Del manual AISC pag. 5-178:

$$\mu = 0,35$$

$$F_n = \frac{\text{Fuerza de rozamiento}}{\mu} = \frac{6120}{0,35} = 17500 \text{ lb}$$

Máxima fuerza de apretamiento por cada tornillo = máximo esfuerzo permisible a la tracción por el area de cada perno.

Fuerza de apretamiento = 20000 x 0,226 = 4520 (máx. permisible)

Fuerza de apretamiento real = F_a = $\frac{\text{fuerza max. permisible}}{\text{factor de seguridad}}$

$$F_a = \frac{4520}{1,5} = 3010 \text{ lb}$$

Número de tornillos = $\frac{17500}{3010} = 5,81$ Tomamos 6 pernos.

Cada tornillo aguanta realmente = $\frac{17500}{6} = 2917 \text{ lb}$

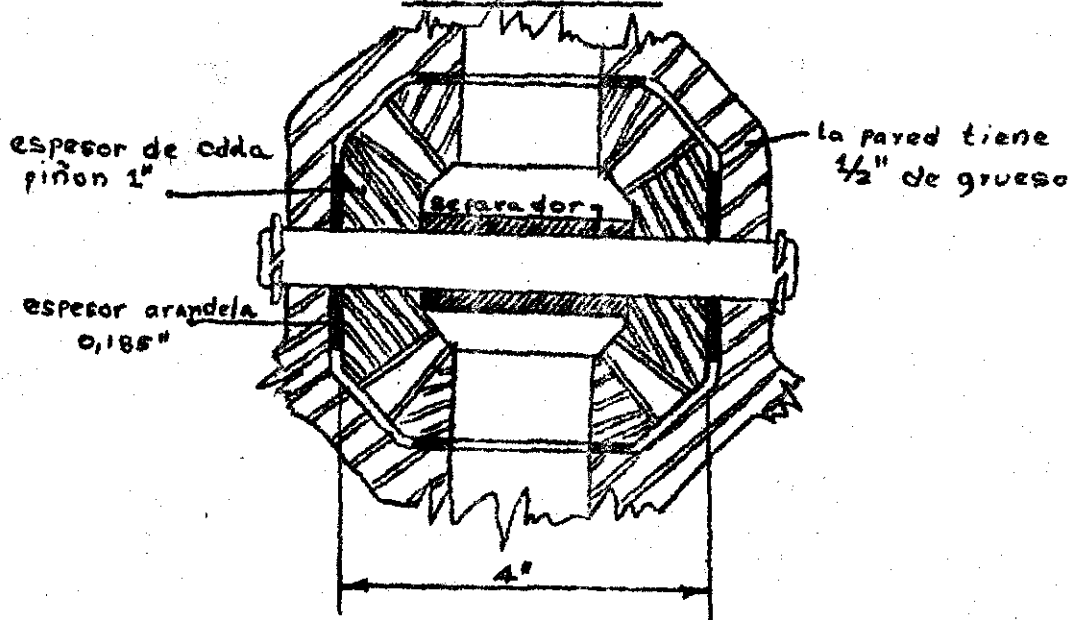
En caso extremo, en que todos los tornillos estén flojos, soportarán un corte real de 6100/6 = 1016 lb

Corte máx. permisible = 15000 x area = 15000 x 0,226 = 3400 lb

Factor de seguridad al corte = $\frac{3400}{1016} = 3,31$ por lo cual es poco probable que se rempan los pernos por corte.

En resumen: Para asegurar la canasta a la corona se deben usar 6 pernos o tornillos 5/8" x II UNC 2A apretados cada uno mediante una llave de torque a 2917 lb (como mínimo)

CALCULO DEL PASADOR QUE SOSTIENE LOS DOS SATELITES DENTRO DE LA CANASTA

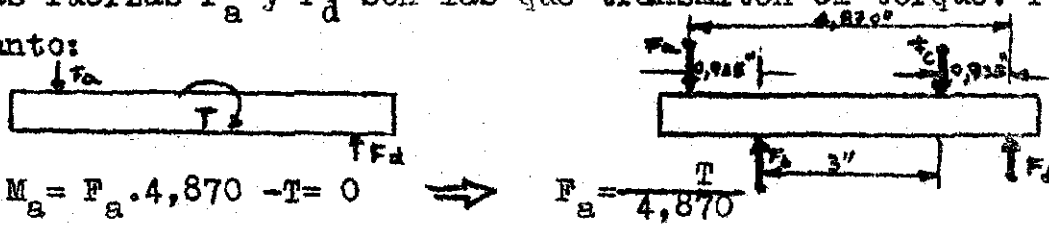


Torque aplicado a la corona, y por tanto, a la canasta:

$$T = 23700 \text{ lb-in}$$

Cálculo de F_a , F_b , F_c , F_d .

Las fuerzas F_a y F_d son las que transmiten el torque. Por tanto:



$$\sum M_a = F_a \cdot 4,870 - T = 0 \Rightarrow F_a = \frac{T}{4,870}$$

$$F_a = \frac{23700 \text{ lb-in}}{4,870 \text{ in}} = 4870 \text{ lb} \downarrow$$

Del mismo modo: $F_d = 4870 \text{ lb} \uparrow$

Reacciones: $\sum F = 0$ (↕)

$$F_a + F_b + F_c + F_d = 0 \Rightarrow 4870 + F_b + F_c - 4870 = 0$$

Entonces: $F_b = -F_c$

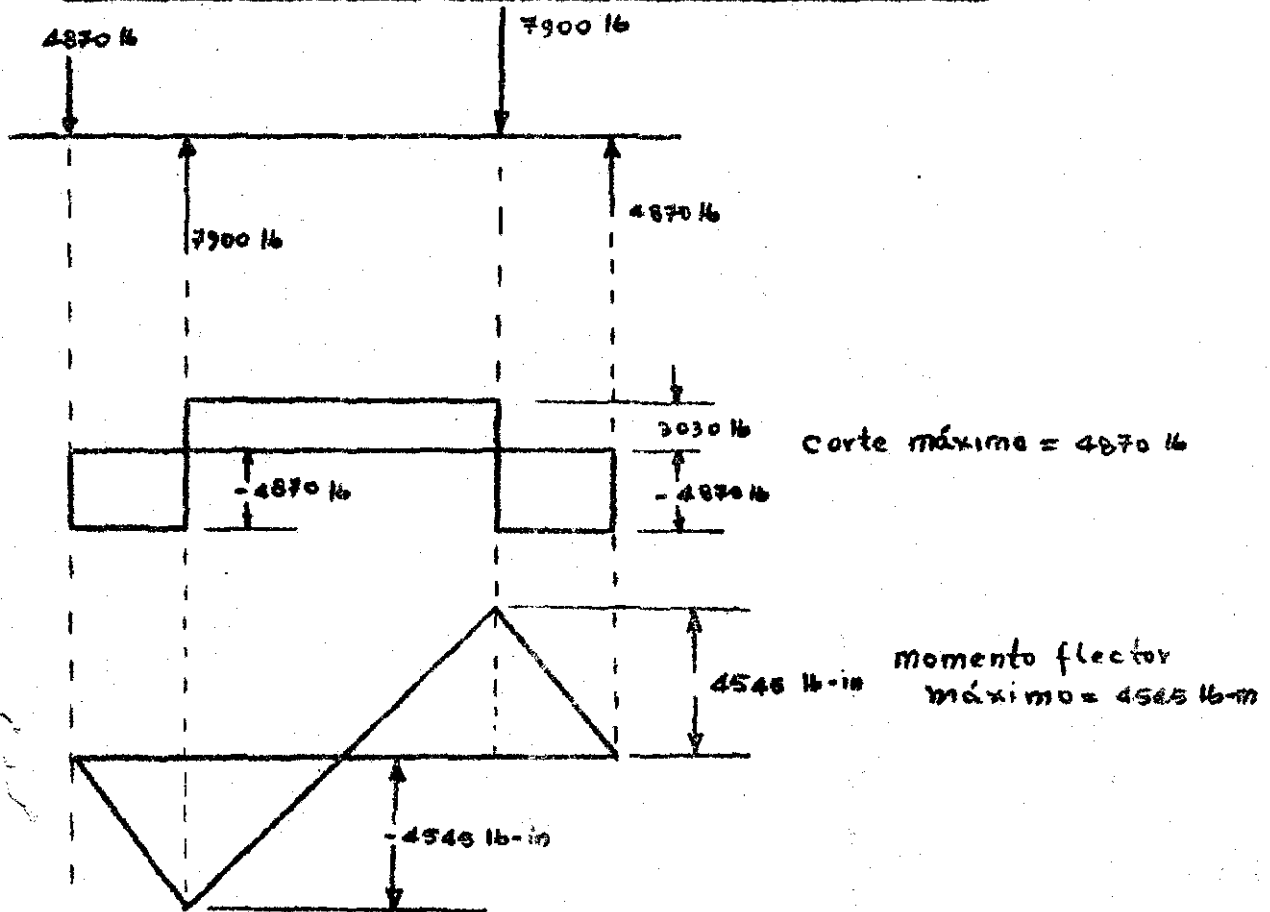
$$\sum M_b = 0$$
 (+)

$$-4870 \times 0,935 + F_c \times 3,000 - 4870 \times 3,935 = 0$$

$$F_c = \frac{4870(3,935 + 0,935)}{3,000} = 7900 \text{ lb } \downarrow$$

$$F_c = -F_b \quad F_b = 7900 \text{ lb } \uparrow$$

Cálculo del corte y momento flexionante máximos



$$\sigma = \frac{Mc}{I} ; \quad I = \frac{\pi d^4}{64} ; \quad c = \frac{d}{2} \quad \text{Reemplazando}$$

$$\sigma = \frac{M_{max} \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{max}}{\pi \sigma}}$$

Si hacemos $\sigma = S_y / F.S.$ hallamos un diámetro tentativo.

F.S. es un factor de Seguridad = 1,4

Cálculo tentativo del diámetro

$$S'_y = S_y / F.S.$$

Para el pasador escogemos un acero SAE 1045 (o su equivalente).

Propiedades: $S_y = 65000$ psi.

$$S'_y = 65000 / 1,4 = 46500 \text{ psi.}$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 4845}{\pi \times 46500}} = 0,999''$$

Tomamos un diámetro de 1,00"

Cálculo del esfuerzo permisible

La ecuación que se utiliza es: $\sigma_p = \frac{1}{K_f} k_a k_b k_c k_d k_e S_y$

donde $K_f = K_c = K_d = K_e = 1,0$

$K_a = 0,78$ = coeficiente de acabado. Se halló con $S_u = 92000$ psi = 64,5 Kg/mm² y R= 30 (porque es torneado fino).

$K_b = 0,925$ = coeficiente de tamaño. Se halló con el diámetro del pasador = 25,4 mm.

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$\sigma_p = 0,78 \times 0,925 \times 65000 = 47000 \text{ psi.}$$

Cálculo del esfuerzo real

Se utiliza la siguiente ecuación: $\sigma_{real} = \frac{MC}{I} C_c = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} C_c$

donde $C_c = 1,0$ porque hay seguridad en la determinación de la carga, no se corre el riesgo de pérdida de vidas humanas por la rotura de la pieza y no se presentan golpes fuertes.

Reemplazando los valores correspondientes, se tiene:

$$\sigma_{real} = \frac{32 \times 4545}{\pi (1)^3} = 46400 \text{ Psi}$$

$\sigma_{real} < \sigma_p$ como debe ser.

Prueba del eje al corte

$$\tau_{real} = \frac{V}{A} C_c = \frac{4870}{\pi (1)^2 / 4} \Rightarrow \tau_{real} = 6200 \text{ Psi}$$

Según Spotts: "Design of machine elements" op. cit., pag 138 el esfuerzo permisible (de trabajo) para el corte en aceros para ejes comerciales es $S_{su} = 8000$ psi.

$$\tau_{\text{PERMISIBLE}} = S_{sw}$$

Entonces tenemos que: $\tau_{\text{real}} < \tau_p$ como debe ser.

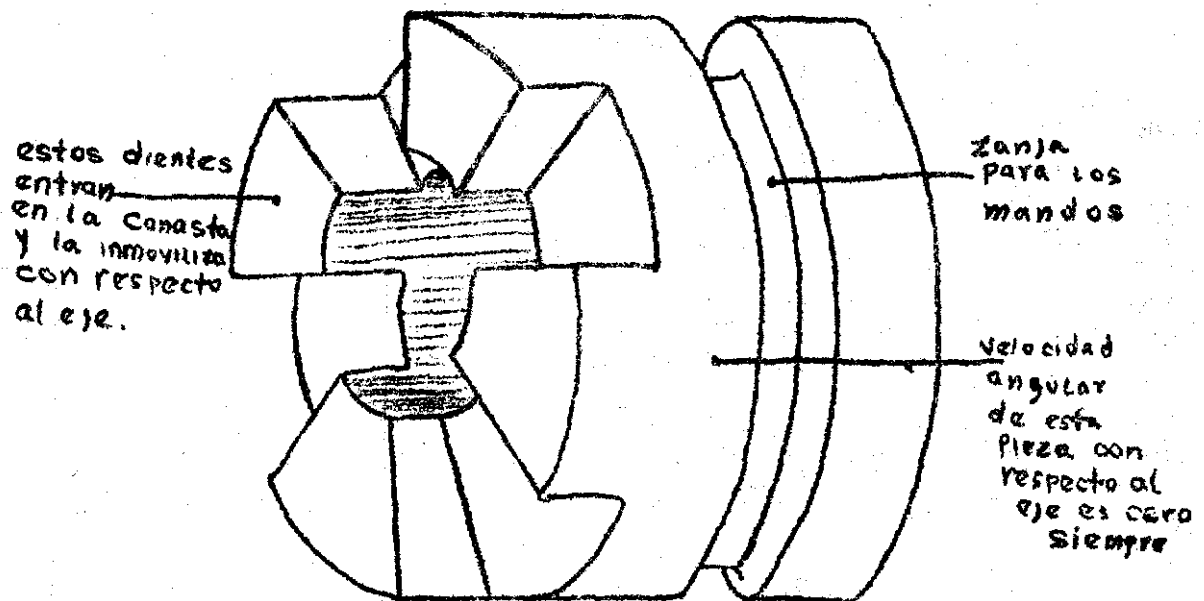
De esta manera queda completo el diseño del pasador.

Resumen

Para fijar los satélites tómesese un eje de un diámetro de de 1,00 pulgadas, de acero al carbono SAE 1045 o su equivalente. Para evitar que deslice cuando los satélites giren con respecto a la canasta, el pasador o eje debe ser un perno de un diámetro de 1,00" y un largo de 4-5/8".

Es decir, perno 1" - 8 UNC 2A de un largo de 4-5/8" y fabricado de acero SAE 1045 (o su equivalente) y con la tuerca exactamente igual a la cabeza. Debe preferirse la cabeza y la tuerca exagonal. Los demás detalles se deben ver en el dibujo.

BLCQUEADOR DE DIFERENCIAL



OBJETO:

Immovilizar uno de los ejes con respecto a la canasta, con el fin de que la velocidad relativa de los planetarios y satélites sea cero con respecto a aquella, y de esta manera hacer que los dos ejes que salen del diferencial tengan

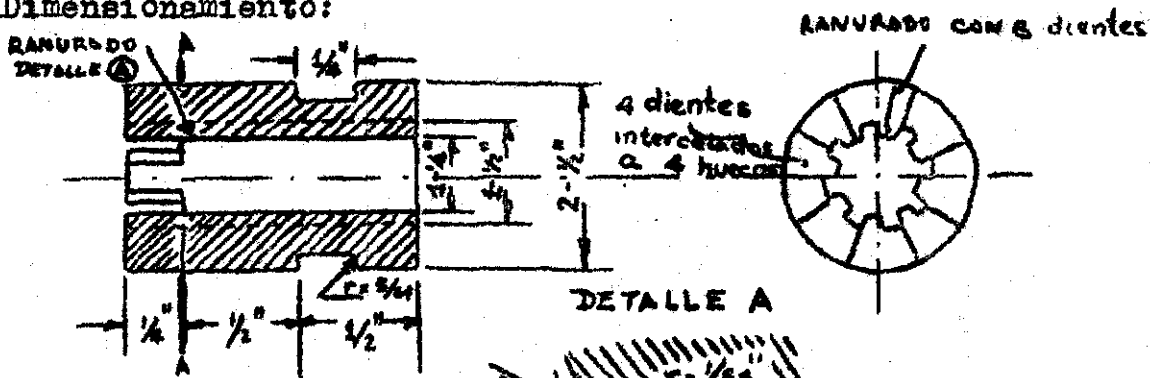
la misma velocidad siempre. En otras palabras que el diferencial deje de serlo y los dos ejes se porten como si estuvieran unidos entre sí por un acople.

Fuerzas actuantes

El bloqueador soporta (cuando trata el tractor de dar curva) un torque, que es la mitad del torque transmitido por el diferencial. Los dientes, entonces, trabajan al corte.

Por tanto: $Torque = \frac{8000 \text{ lb-in}}{2} = 4000 \text{ lb-in}$

Dimensionamiento:



Sección peligrosa: los dientes.

Sección A-A

Solicitud: Corte intermitente por un torque de 4000 lb-in

Material: Acero SAE 1025 o su equivalente.

Propiedades mecánicas: $S_{corte} = 23000 \text{ psi}$.

El torque produce una fuerza (de cálculo) en un círculo imaginario de: $r = \frac{(2.5 + 1.5)}{2} = 1"$

Fuerza = $\frac{4000 \text{ lb-in}}{1 \text{ in}} = 4000 \text{ lb}$

Fuerza sobre cada diente o mandíbula = $\frac{4000}{4} = 1000 \text{ lb}$

Corte = $\frac{\text{fuerza}}{\text{area}} = \frac{1000}{\pi \left[\frac{(2.5)^2 - (1.5)^2}{4} \right]} = \frac{8000}{\pi (6.25 - 2.25)}$

corte = 636 psi

Coefficiente de cálculo = $C_o = a, a, \psi$

con: $a_1 = 1,3$; $a_2 = 1,0$; $\psi = 2,0$; de donde $C_o = 2,6$

Corte real = corte. $C_c = 636 \times 2,6 = 1650$ psi.

Corte permisible:

$$\tau_{perm} = \frac{I}{K_f} K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_{corte}$$

$$K_c = K_d = K_e = 1,0$$

Puesto que en ninguna tabla existe factores para el diente

adoptamos: $\frac{I}{K_f} K_a \cdot K_b = 0,5$

$$\tau_{perm} = 0,5 \times 23000 = 11500 \text{ psi}$$

Seguridad existente al corte = $\frac{11500}{1650} = 7$

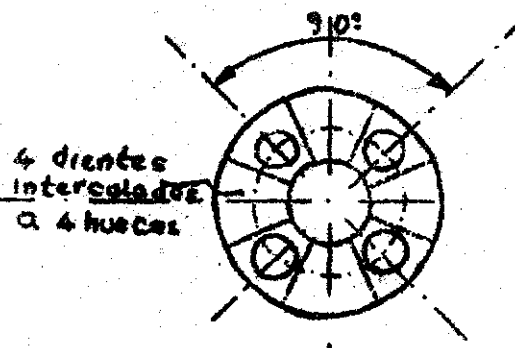
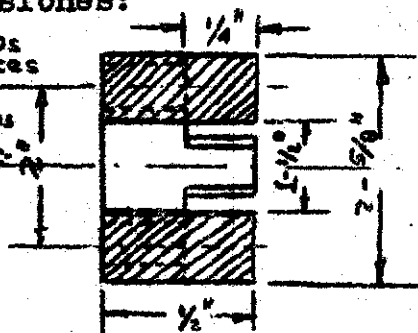
A la flexión no lo probamos pues las condiciones son me- nos duras.

Diseño de la hembra del bloqueador del diferencial

Esta pieza va atornillada a la canasta.

Dimensiones:

4 huecos pasantes para tornillos
1/4" - 20 - UNC - 2A



Esfuerzos y sollicitaciones: Las mismas del bloqueador.

Los dientes están trabajando al corte.

Como se ve en los dibujos anteriores, ésta pieza es idéntica al bloqueador en lo que se refiere a los dientes; es esta la razón por la que no se hacen los cálculos para corte y flexión.

Cálculo de los pernos de sujeción

Tipo de tornillos: 1/4 - 20 - UNC - 2A

Solicitación: Corte intermitente.

Area de cálculo: 0,032 pulgadas cuadradas.

Material: Acero SAE 3335 o su equivalente

Propiedades mecánicas: $S_{corte} = 61000$ psi

Fuerza al corte por tornillo = $\frac{4000}{4} = 1000 \text{ lb}$
 Esfuerzo al corte = $\frac{\text{fuerza al corte}}{\text{AREA}} = \frac{1000}{0,032} = 31250 \text{ psi}$

$$\tau_{\text{perm}} = \frac{I}{K_f} K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e S_{\text{corte}}$$

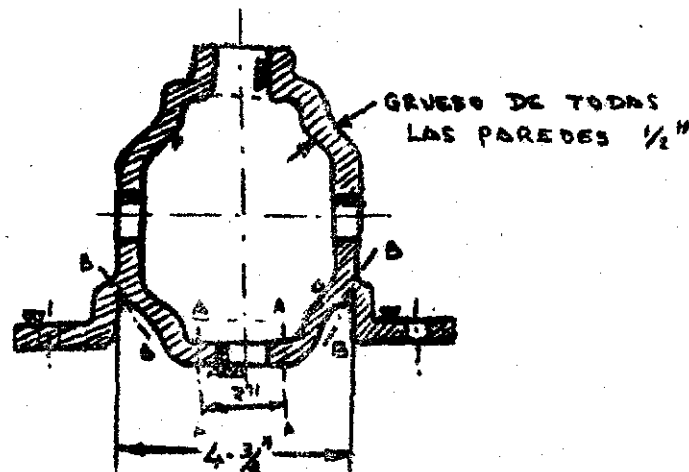
$$K_a = K_b = K_c = K_d = K_e = 1,0$$

$$\tau_{\text{perm}} = 61000 \text{ psi}$$

$$\text{Seguridad existente al corte} = \frac{61000}{31250} = 1,95$$

Cálculo y diseño de la canasta

Dimensiones: Véase dibujo al final del trabajo.



Secciones a controlar: A-A y B-B

Material: Fundición de acero de contenido medio de carbono y no aleada.

Propiedades: Químicas: Contenidos de: 0,3 % C , 0,6 % Mn
 0,36 % Si.

Tratamiento térmico: Normalizado a 1650 grados F.

Propiedades mecánicas: $S_{\text{corte}} = 20000 \text{ psi}$

Sección A-A

Solicitación: Torque = 4000 lb-in intermitente pura
 fuerza axial = 538 lb intermitente pura

Fuerza radial = 101,5 lb intermitente pura.

$$\text{Fuerza debida al torque} = \frac{4000 \text{ lb-in}}{1 \text{ in}} = 4000 \text{ lb}$$

$$\text{Fuerza total} = \sqrt{(4000)^2 + (530)^2 + (101,5)^2}$$

$$\text{Fuerza total} = 4035 \text{ lb al corte}$$

$$\text{Esfuerzo al corte} = \frac{\text{fuerza al corte}}{\text{area}} =$$

Area neta = area total - area de los taladros para pernos

$$\text{Area neta} = (2\pi \cdot 1,0 - 4 \cdot \frac{1}{4}) \cdot 0,5 = 2,64 \text{ in}^2$$

$$\tau = \frac{4035}{2,64} = 1530 \text{ psi}$$

$$C_c = a, a, \psi = 2,6$$

$$\tau_{\text{REDL}} = 1530 \times 2,6 = 4000 \text{ psi}$$

$$\tau_{\text{TEAM}} = \frac{I}{K_f} K_a \cdot K_b K_c K_d K_e \cdot S_{\text{corte}}$$

$$S_{\text{corte}} = 20000 \text{ psi}$$

$$\frac{I}{K_f} K_a \cdot K_b K_c = 0,5 ; \quad K_c \cdot K_d \cdot K_e = 1,0$$

Reemplazando:

$$\tau_{\text{PERM}} = 0,5 \times 20000 = 10000 \text{ psi}$$

$$\text{Seguridad existente al corte} = \frac{10000}{4000} = 2,5$$

Sección B-B

Solicitud: Torque = 8000 lb-in intermitente pura

$$\text{Fuerza debida al torque} = \frac{8000 \text{ lb-in}}{2,375 \text{ in}} = 3360 \text{ lb}$$

Fuerza axial = 538 lb intermitente pura

Fuerza radial = 101,5 lb intermitente pura

$$\text{fuerza total} = \sqrt{(3360)^2 + (538)^2 + (101,5)^2} = 3775$$

$$\text{Fuerza total} = 3775 \text{ lb}$$

$$\text{Esfuerzo al corte} = \frac{\text{fuerza al corte}}{\text{Area}} = \frac{3775}{2\pi \times 2,375 \times 0,5} = 505$$

$$\tau = 505 \text{ PSI}$$

$$C_o = 2,6$$

$$\tau_{\text{REDL}} = 505 \times 2,6 = 1310 \text{ psi}$$

Esfuerzo al corte permisible = 10000 psi (como en la sección

A-A)

Seguridad existente al corte = $\frac{10000}{1310} = 7,6$

Como puede verse en el bosquejo (y mejor todavía en el dibujo al final del trabajo) cualesquier otra sección está en condiciones más favorables en cuanto se refiere a esfuerzos. Es por esta razón que no se controlan otras secciones.

Tratamiento térmico de las piezas diseñadas

No se va a dar ninguna base teórica, pues ésta ocuparía muchísimo espacio, y no sería mas que copia de los libros consultados. Por esto solo daremos los resultados a que se llegó.

CUADRO DE TRATAMIENTO TERMICO DE LAS PIEZAS DISEÑADAS:

PIEZA	MATERIAL	TRATAMIENTO TERMICO	MEDIO	DESCRIPCION Y TEMP.
SPEED	SAE 8620	CARBURIZADO	CEMENTADO EN CAJA Y POSTERIOR TEMPLADO EN ACEITE	CEMENTACION A 1650°F, ENFRIAMIENTO LENTO, LUEGO, TEMPLE A 1600°F Y REVENIDO FINAL A BAJA TEMP.
COXONA	SAE 8620	CARBURIZADO	IGUAL AL ANTERIOR	IGUAL AL ANTERIOR
PLANETARIO	AISI 1020	CEMENTADO	CEMENTACION EN CAJA Y POSTERIOR TEMPLADO EN AGUA	CEMENTACION A 1730°F, ENFRIAMIENTO LENTO, LUEGO, TEMPLE A 1600°F Y REVENIDO FINAL A BAJA TEMPERATURA
SARILITES	AISI 1020	CEMENTADO	IGUAL AL ANTERIOR	IGUAL AL ANTERIOR
CHAVETA	AISI 1020	NINGUNO		
PARADOR SOSTENEDOR DE CATERINA	SAE 1045	NINGUNO		
BIQUERAS DE DIFERENCIAL MEDIO	SAE 1025	CEMENTADO	CEMENTADO EN CAJA Y POSTERIOR TEMPLADO EN AGUA	CEMENTACION A 1730°F, ENFRIAMIENTO LENTO, LUEGO, TEMPLADO A 1620°F Y REVENIDO FINAL A BAJA TEMP.
BLOQUEO DE OPERACION MEMERA	SAE 1025	CEMENTADO	IGUAL AL ANTERIOR	IGUAL AL ANTERIOR
TORNILLO DE SUJECION DEL BLOQUEO MEMERA	SAE 3335	TEMPLE Y REVENIDO	TEMPLE EN ACEITE	CALENTAMIENTO A 1600°F, ENFRIAMIENTO RAPIDO (EN ACEITE), DESPUES RECALENTAMIENTO A 390°F Y ENFRIAMIENTO LENTO
CAMISA	TRATAMIENTO DE ACERO AL CARBONO CON NITROGENO POR CORRIENTE CONTINUA C103% Hn = 05% S1 = 0,36%	NORMALIZADO	HORNOS Y MEDIO AMBIENTE	CALENTAMIENTO A 1620°F Y ENFRIAMIENTO LENTO EN EL MEDIO AMBIENTE.

CAPITULO II

F R E N O

Bases teóricas para el diseño de los frenos de un tractor.-

Las funciones a cumplir por los frenos de los tractores son:

- a) Detenerlo
- b) Auxiliar a la dirección durante la ejecución de giros rigurosos.

El tractor tiene una velocidad máxima de 20 Km por hora y, aunque dicha condición no se da frecuentemente en el uso normal del tractor, debe diseñarse un freno que logre detenerlo a una rata de desaceleración impuesta por las normas de diseño de carreteras; a la vez que pueda detener completamente al eje de la rueda, a baja velocidad, para hacer giros pronunciados durante el laboreo agrícola.

Para el efecto se procederá así: se calculará un freno que detenga al tractor en un espacio dado y a la máxima velocidad (20 Km. por hora) y que detenga una sola rueda para los virajes fuertes.

El cálculo se basará en los torques máximos impuestos sobre los ejes de las ruedas que se calcularán según las condiciones asumidas.

Tipos de frenos.-

Los frenos más comunes se clasifican:

- a) De tambor.
- b) De disco.

Los primeros funcionan por medio de fricción tangencial interna o externa; los segundos por fricción axial.

Los frenos de fricción tangencial externa pueden ser de Patín, de Zapata y de Cinta.

Los frenos de fricción tangencial interna pueden ser de Patín y de Zapata.

Los frenos de fricción axial pueden tener uno o varios discos; son más eficientes pero más costosos.

Selección del tipo de freno conveniente.-

Existen varios factores que intervienen en el diseño del freno y que limitan su cálculo:

a) Debe ser de fácil fabricación y montaje, de acuerdo con las posibilidades de la industria nacional.

b) Su mantenimiento debe poderse llevar a cabo en una forma sencilla.

c) Sus dimensiones no pueden ser demasiado grandes dado que el espacio donde quedará ubicado está definido por la caja de velocidades.

d) Su costo debe ser bajo.

Los frenos de fricción tangencial responden mejor a estas condiciones que los de disco.

Los frenos de fricción tangencial interna son más eficientes que los de rozamiento externo, pero requieren mecanismos de accionamiento más complejos. Además no se exige una alta eficiencia puesto que el tractor difícilmente alcanza altas velocidades; en tal forma que el freno más aproximado al óptimo puede ser una de fricción tangencial externa.

Las limitaciones de dimensión impuestas en el numeral c), son: un diámetro máximo interno de carcasa de 7", y un ancho de banda de 2.5" como máximo. El ancho de banda no es estricto.

Haciendo un estudio de las zapatas y patines existentes en el mercado nacional, se llegó a la conclusión que ninguna de ellas satisface las especificaciones mencionada

das, pero que las fábricas están en capacidad de producir los elementos de fricción en las dimensiones que se les propon - gen.

Los cálculos de un freno de cinta, de mayor e eficiencia en diámetros pequeños, serán efectuados según las Teorías de A. C. Rasmussen, las cuales resumiremos aquí en forma breve:

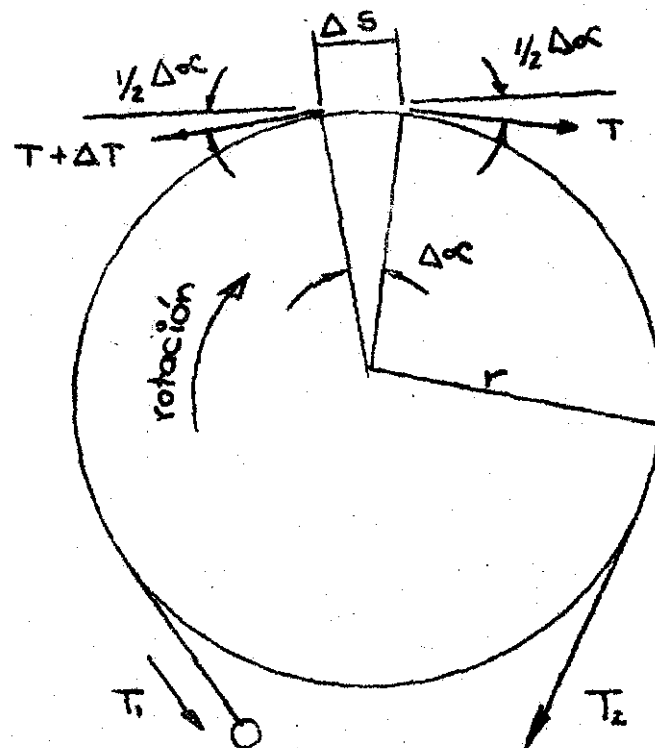


Fig. (2-1)

Los elementos cinemáticos son:

b = ancho de cinta.

p = reacción por unidad de área, del tambor en rotación, contra las fuerzas radiales internas generadas por la tensión en la cinta.

P = Producto de $b \times p$.

T = Tensión en cualquier sección de la cinta. (A la derecha, véase gráfico).

$T + \Delta T$ = Tensión en la misma sección de la cinta (A la izq.)

μ = Coeficiente de fricción de los materiales en contacto.

S = Longitud de la cinta.

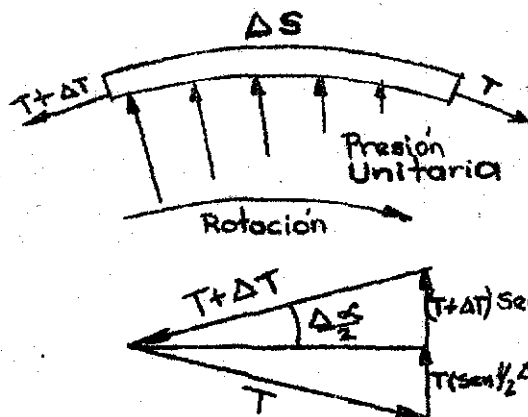
Asumimos que el tambor gira en el sentido de las manecillas del reloj.

T_1 = Tensión en el anclaje o extremo fijo.

T_2 = Tensión de operación, extremo móvil.

Se obtiene siempre un comportamiento similar a lo largo de cualquier elemento de banda ΔS .

Haciendo Σ de fuerzas verticales en el gráfico (2-2) se tiene:



$$P \Delta S = (T + \Delta T) \text{Sen } \frac{1}{2} \Delta \alpha + T \text{Sen } \frac{1}{2} \Delta \alpha \quad (2-1)$$

Lo cual llevado al límite:
Si $\Delta S \rightarrow 0$. . . $\Delta \alpha \rightarrow d\alpha$, y, $\Delta S \rightarrow dS$

Por lo tanto:

$$\text{Sen } \frac{1}{2} \alpha = \frac{1}{2} d\alpha \text{ (radianes)}$$

Y el producto $\Delta T \text{ Sen } \frac{1}{2} d\alpha$ se convierte en un infinitésimo de segundo orden, despreciable para efectos de cálculo.

$$P \, dS = T \, d\alpha \quad (2-2)$$

Fig. (2-2)

Comparando los momentos con respecto al punto O (centro) y con ΔS y $\Delta \alpha$ tan pequeño como se quiera, tal como dS y $d\alpha$.

$$T + dT = T + \mu P dS \quad (2-3)$$

de tal forma que:

$$dT = \mu P dS \quad (2-4)$$

Combinando (2-3) y (2-4) obtenemos:

$$\frac{dT}{T} = \mu \, d\alpha \quad (2-5)$$

Integrando la ecuación (2-5) se tiene:

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T} = \int_0^{\theta} \mu \, d\alpha$$

Donde θ = ángulo abrazado en radianes.

$$\ln T_1 - \ln T_2 = \mu \theta$$

$$\ln \frac{T_1}{T_2} = \mu \theta \quad (2-6)$$

Para efectos de cálculo y tabulación se usan logaritmos decimales según la ecuación (2-6) transformada en:

$$\lg \frac{T_1}{T_2} = 0.43429 \mu \theta \quad (2-7)$$

El ángulo abrazado θ , debe expresarse en radianes, por lo cual como es común tenerlo en ϕ° se hace la siguiente reducción:

$$\theta = \frac{\pi \phi}{180} \quad (2-8)$$

Para facilitar los cálculos de acuerdo con Rasmussen, quien tabuló una serie de datos que se incluyen aquí.

Si a T_1 / T_2 se le denomina Y, y al mismo tiempo se combinan las ecuaciones (2-7) y (2-8), se plantea la ecuación:

$$\log Y = 0.0075799 \mu \phi \quad (2-9)$$

la cual también puede expresarse como :

$$Y = \text{Antlog } 0.0075799 \mu \phi$$

Los valores de Y, correspondientes a $\mu \phi$ entre 1 y 200 están dados en la tabla (2-1). El ángulo ϕ se dará en grados .

Llamando F la fuerza total de fricción entre el tambor y la cinta se tiene:

$$F = T_1 - T_2 = T_2 \left(\frac{T_1 - T_2}{T_2} \right)$$

$$F = T_2 (Y-1) \quad (2-10)$$

$$F = T_1 \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1} \right)$$

$$F = T_1 (1 - 1/Y) \quad (2-11)$$

Para facilitar Rasmussen llamó:

$$Z = 1/(Y-1)$$

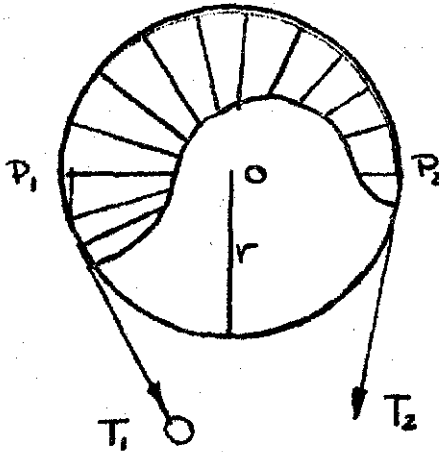
$$F = T_2 (Y-1) \implies T_2 = F / (Y-1) = FZ \quad (2-12)$$

$$F = T_1 - T_2 = T_1 - FZ \implies T_1 = F(1 + Z) \quad (2-12)$$

Los valores de Z también aparecen en la tabla (2-1)

λ_0	γ	z	λ_0	γ	z	λ_0	γ	z	λ_0	γ	z
1	1.018	56.80	51	2.435	0.697	101	5.829	0.207	151	13.950	0.0772
2	1.036	28.15	52	2.478	0.676	102	5.931	0.203	152	14.195	0.0758
3	1.054	18.60	53	2.522	0.657	103	6.036	0.199	153	14.445	0.0744
4	1.072	13.83	54	2.566	0.638	104	6.142	0.194	154	14.699	0.0730
5	1.091	10.97	55	2.612	0.621	105	6.250	0.190	155	14.958	0.0716
6	1.110	9.058	56	2.657	0.603	106	6.360	0.187	156	15.222	0.0703
7	1.130	7.695	57	2.704	0.587	107	6.472	0.183	157	15.490	0.0690
8	1.150	6.674	58	2.752	0.571	108	6.586	0.179	158	15.762	0.0677
9	1.170	5.879	59	2.800	0.555	109	6.702	0.175	159	16.040	0.0665
10	1.191	5.244	60	2.850	0.541	110	6.820	0.172	160	16.322	0.0653
11	1.212	4.725	61	2.900	0.526	111	6.940	0.168	161	16.610	0.0641
12	1.233	4.292	62	2.951	0.513	112	7.062	0.165	162	16.902	0.0629
13	1.255	3.926	63	3.003	0.499	113	7.187	0.162	163	17.200	0.0617
14	1.277	3.613	64	3.056	0.486	114	7.313	0.158	164	17.502	0.0606
15	1.299	3.342	65	3.110	0.474	115	7.442	0.155	165	17.811	0.0595
16	1.322	3.104	66	3.164	0.462	116	7.573	0.152	166	18.124	0.0584
17	1.345	2.895	67	3.220	0.450	117	7.706	0.149	167	18.443	0.0573
18	1.369	2.709	68	3.277	0.439	118	7.842	0.146	168	18.768	0.0563
19	1.393	2.543	69	3.334	0.428	119	7.980	0.143	169	19.098	0.0553
20	1.418	2.394	70	3.393	0.418	120	8.121	0.140	170	19.435	0.0542
21	1.443	2.259	71	3.453	0.408	121	8.264	0.138	171	19.777	0.0533
22	1.468	2.136	72	3.514	0.398	122	8.409	0.135	172	20.125	0.0523
23	1.494	2.024	73	3.575	0.388	123	8.557	0.132	173	20.479	0.0513
24	1.520	1.922	74	3.648	0.379	124	8.708	0.130	174	20.840	0.0504
25	1.547	1.828	75	3.702	0.370	125	8.861	0.127	175	21.207	0.0495
26	1.574	1.741	76	3.768	0.361	126	9.017	0.125	176	21.580	0.0486
27	1.602	1.661	77	3.834	0.353	127	9.176	0.122	177	21.960	0.0477
28	1.630	1.587	78	3.901	0.345	128	9.377	0.120	178	22.347	0.0468
29	1.659	1.518	79	3.970	0.337	129	9.502	0.118	179	22.740	0.0460
30	1.688	1.453	80	4.040	0.329	130	9.669	0.115	180	23.141	0.0452
31	1.718	1.393	81	4.111	0.321	131	9.839	0.113	181	23.548	0.0443
32	1.748	1.337	82	4.184	0.314	132	10.01	0.111	182	23.963	0.0435
33	1.779	1.284	83	4.257	0.307	133	10.19	0.109	183	24.385	0.0428
34	1.810	1.234	84	4.332	0.300	134	10.37	0.107	184	24.784	0.0420
35	1.842	1.188	85	4.408	0.293	135	10.55	0.105	185	25.251	0.0412
36	1.874	1.144	86	4.486	0.287	136	10.74	0.103	186	25.695	0.0405
37	1.907	1.102	87	4.565	0.280	137	10.92	0.101	187	26.148	0.0398
38	1.941	1.063	88	4.645	0.274	138	11.11	0.098	188	26.608	0.0391
39	1.975	1.025	89	4.727	0.268	139	11.31	0.097	189	27.077	0.0383
40	2.010	0.990	90	4.810	0.262	140	11.51	0.095	190	27.553	0.0377
41	2.045	0.957	91	4.895	0.257	141	11.71	0.093	191	28.039	0.0370
42	2.081	0.925	92	4.981	0.251	142	11.92	0.091	192	28.532	0.0363
43	2.118	0.894	93	5.069	0.246	143	12.13	0.089	193	29.035	0.0357
44	2.155	0.866	94	5.158	0.240	144	12.34	0.088	194	29.546	0.0350
45	2.193	0.838	95	5.249	0.235	145	12.56	0.086	195	30.066	0.0344
46	2.232	0.812	96	5.342	0.230	146	12.78	0.084	196	30.595	0.0338
47	2.271	0.787	97	5.436	0.225	147	13.00	0.083	197	31.134	0.0332
48	2.311	0.763	98	5.531	0.221	148	13.23	0.081	198	31.682	0.0326
49	2.352	0.740	99	5.629	0.216	149	13.47	0.080	199	32.240	0.0320
50	2.393	0.718	100	5.728	0.212	150	13.70	0.078	200	32.808	0.0314

Dado que la tensión varía de un punto a otro a través del ángulo abrazado según la gráfica(2-3)



La presión a lo largo de la cinta no será uniforme y variará entre 2 valores máximo y mínimo en los puntos donde se inicia la tangencia.

Si b es el ancho de la cinta y r , el radio del tambor, el incremento de presión correspondiente a un incremento $\Delta\alpha$ es $pbr \Delta\alpha$, ésta es la reacción del tambor contra la cinta en dicho elemento de área. Pero la presión de la cinta sobre dicha área está dada por:

$$T \text{ Sen } \frac{1}{2} \Delta\alpha + (T + \Delta T) \text{ Sen } \frac{1}{2} \Delta\alpha \quad (2-13)$$

Fig. (2-3)
Cuadrando los dos elementos de presión y haciendo $1/2 (\Delta\alpha)$ tan pequeño que sea igual $\text{sen } 1/2 \Delta\alpha$, la relación de presión unitaria, a una tensión T , en cualquier posición del tambor será

$$P = \frac{T}{br} \quad (2-14)$$

Si P_1 y P_2 son las presiones unitarias de la cinta en los puntos próximos a la tangencia, con tensiones T_1 y T_2 , respectivamente se tiene:

$$P_1 = T_1 / (br) \quad \text{y} \quad P_2 = T_2 / (br)$$

La presión P será 0 en los puntos exactos de tangencia. Los cálculos pueden corroborarse con valores intermedios.

Replanteando la ecuación (2-9) se tiene:

$$\log Y = 0.0075799 \mu \phi$$

$$Y = 10^{0.0075799 \mu \phi}$$

(2-15)

$$Y = 1.01761 \mu \phi$$

Para facilitar los cálculos se denominó $i =$
 $i = 1.01761$

y la ecuación se reduce a

$$Y = i^{\phi}$$

De las ecuaciones mostradas se puede ver que la tensión no depende del radio del tambor, pero la presión unitaria sí.

Para llevar a cabo los cálculos, es necesario comenzar por un estudio aproximado de la cinemática del sistema a la máxima velocidad, y de él sacar los valores del torque.

Se estima que el peso total del tractor es de 2.800 lbs.

Se sabe que el tractor tiene una velocidad máxima de 20 Km. por hora, o sea:

$$(20 \times 1.000) / 3.600 = 5.6 \text{ metros/seg.}$$

La velocidad en pies será;

$$5.6 \times 3.2808 = 18.4 \text{ pies/seg.}$$

Para una desaceleración de 8 pies/seg² se tiene a partir de:

$$a = v (dv/ds)$$

$$ads = vdv$$

Integrando: $2as = v^2$

$$s = v^2 / 2a$$

$$s = v^2 / 2a = (18.4)^2 / 16 = 21.5 \text{ pies.}$$

$$s = 21.5 \text{ pies} = 6.45 \text{ metros.}$$

Dentro de las normas existentes de espacio de frenada este valor es aceptable.

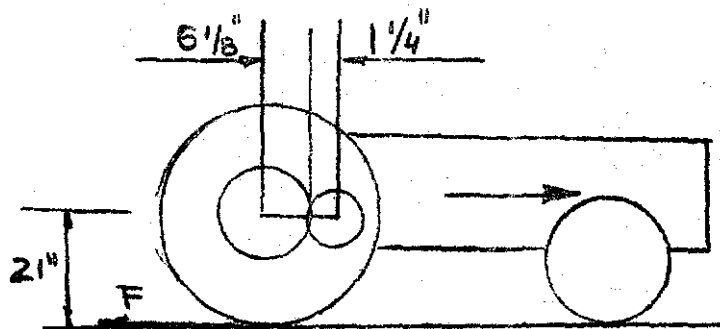


Fig. (2-4)

La relación de piñones que actúan para el frenado del tractor se muestran esquemáticamente. La fuerza:

$$2F = ma$$

es el resultado de la aplicación del freno, y de la transmisión de su efecto a través de los elementos mostrados. Dicha fuerza actúa paralelamente sobre las dos ruedas y de esta forma se justifica el coeficiente "2" en la fórmula anotada.

La masa será;

$$2.800 / 32.2 = 87 \text{ slug}$$

$$2F = 87 \times 8$$

$$F = 87 \times 4 = 348 \text{ lbs. aprox. } 350$$

Dicha fuerza produce un momento torsor en el eje de la rueda:

$$M_R = 350 \times 21 = 7.350 \text{ lbs-inch.}$$

Este momento genera en el eje al frenar un momento dado por la relación de los radios.

$$M_{\Pi} = (7.350 \times 1.25) / 6,125 = 1.500 \text{ lbs-inch}$$

Por otra parte se sabe que la potencia máxima del motor es de 25 H.P., y que la mínima rotación del eje a frenar es de 40 R.P.M.

Si se asume que no existen pérdidas de potencia a través de los elementos de transmisión mecánica (caja de velocidades), el torque en el eje que transmite el movimiento a las dos ruedas será:

$T = (63.000 \text{ H.P.}) / W = (63.000 \times 25) / 40 = 4.000 \text{ lbs-in}$
que repartido en los dos ejes corresponde a 2.000 lb-inch por rueda.

Al asumir que no hay pérdidas de potencia durante la transmisión mecánica, y al trabajar con la máxima potencia del motor se está dando un factor de seguridad.

De los cálculos efectuados se deduce que el máximo torque a frenar, se produce en el momento de los giros.
Torque a frenar: 2.000 lb-inch.

Asumiendo un radio de 3" este torque generará una fuerza tangencial:

$$F_T = 2.000 / 3 = 666 \text{ aprox. } 670 \text{ lbs.}$$

Dicha fuerza debe contrarrestarse por la fuerza total del freno que está dada por $F_{\text{total}} = T_1 - T_2$.

Siendo T_1 y T_2 las tensiones definidas anteriormente. Para efectos de cálculo se asume un coeficiente de fricción de 0.3, para asbestos-fundición. Dicho coeficiente es aproximado puesto que varía de acuerdo a otros factores como: temperatura, presión, tiempo, etc.

Según las fórmulas (2-12) se debe calcular un valor de Z y éste requiere tomar un valor del ángulo ϕ . Para asumir un valor del ángulo ϕ se deben tener en cuenta dos factores importantes:

- a) Entre mayor sea el ángulo abrazado, mejor resulta el diseño.
- b) se debe dejar un ángulo sin abrazar, que

permita el montaje de los mecanismos de accionamiento.

Un valor que permite aprovechar una buena parte del área y a su vez una manipulación sencilla es:

$$\phi = 300^\circ$$

Se asume dicho valor para permitir sea incrementado si las condiciones lo exigen.

Para buscar el valor de Z se requiere el producto $K\phi$ que está dado por

$$K\phi = 0.3 \times 300 = 90$$

Para un valor $K\phi = 90$ de la tabla (2-1) se tiene: $Z = 0.262$

$$T_1 = F (Z+1) = 670 (0.262 + 1) = 670 (1.262)$$

$$T_1 = 850 \text{ lbs.}$$

$$T_2 = FZ = 670 (0.262)$$

$$T_2 = 175 \text{ lbs.}$$

Dichas tensiones se harán en los extremos de la cinta para lo cual se hace necesario diseñar un elemento metálico que la sustente y le transmita la presión.

Las otras variables que condicionan el diseño son: la presión, la velocidad y la temperatura admisibles de funcionamiento.

La presión se puede calcular a partir de la ecuación (2-14) en los extremos y en puntos intermedios para el chequeo.

$$P = T/br$$

Otra de las condiciones impuestas es el ancho de banda b , que debe ser de 2.5". Si la presión resultase excesiva se puede aumentar un pequeño Δ para rebajarla.

$$P_1 = 850 / (2.5 \times 3) = 114 \text{ psi.}$$

$$P_2 = 175 / (2.5 \times 3) = 24 \text{ psi.}$$

Las presiones están más o menos ubicadas dentro de límites aceptables.

El otro factor importante es la velocidad tangencial, que no puede rebasar los 125 pies/seg. Se sabe que el rango de velocidades angulares está entre 1.19 vueltas/seg. y 7.25 vueltas por seg. El rango de velocidades tangenciales se rá:

$$V_{t1} = 1.19 (1/4) = 0.295 \text{ pies/seg.}$$

$$V_{t2} = 7.25 (1/4) = 1.81 \text{ pies/seg.}$$

La velocidad no tiene una incidencia marcada en estos cálculos.

Cálculo aproximado de la temperatura de funcionamiento.-

La presión producida por la fuerza sobre el tambor genera una energía de rozamiento que se disipa en forma de calor. La rata de disipación de energía está dada por:

$$\mu P A v_m \frac{(\text{ft-lb})}{\text{min.}}$$

donde:

μ = Coeficiente de rozamiento.

P = Presión

A = Area sobre la que actúa

v_m = velocidad en pies/minuto.

Dicha energía puede expresarse por la siguiente fórmula:

$$\text{H.P./A} = (\mu P v_m) / 33.000$$

que equivale a dar la potencia disipada por pulgada cuadrada.

Los valores aconsejables de Pv_m se encuentran en la literatura al respecto, tanto de fabricantes como de investigadores

Borchardt H.A. recomienda los siguientes valores:

- $Pv_m = 5.500$ para uso frecuente.
- $= 16.500$ para uso medio.
- $= 49.500$ para uso esporádico.

Raybestos -Manhattan establece que los valores promedios de Pv_m para el diseño se hallan comprendidos entre 1.500 u 10.000.

Los siguientes valores son dados por Hütte;

- $Pv_m = 55.000$ para aplicaciones intermitentes con períodos largos de reposo; pero con disipación pobre de calor; carga rígida.
- $Pv_m = 28.000$ para aplicaciones continuas con carga liviana; disipación pobre.
- $Pv_m = 83.000$ para aplicaciones de carga continua con buena disipación de calor.

Se asume el primer valor dado por Hütte.

La potencia disipada será:

$$H.P. / 1 = A \wedge 55.000 / 33.000$$

$$H.P. = A \wedge 1,6650$$

$$H.P. = 0.3 \times 1.6550 A$$

Cálculo del área:

$$Area = 300^\circ = 5.15 \text{ radianes.}$$

$$Area = br \theta = 7.5 \times 5.15 \text{ radianes.}$$

$$Area = 48.6 \text{ in.}^2$$

De donde $H.P. = 24,3$

Dentro de los cálculos hechos este valor es aceptable. Toda esta energía se traduce en calor. Dicho calor hace que los elementos sometidos a fricción eleven su temperatura a valores de pico bastante altos. El fenómeno de disipación de calor es bastante interesante. A continuación se hace un análisis somero de dicho fenómeno.

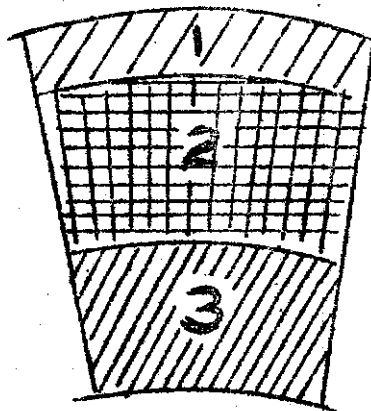


Fig. (2-5)

En la figura (2-5) se muestra un elemento de trabajo del freno de cinta; la capa 1 representa una lámina de acero, que será calculada posteriormente. La capa 2, una lámina de asbesto, y la capa 3 representa el tambor de fundición. En la superficie de contacto del asbesto y la fundición se genera calor por rozamiento. Dicho calor debe fluir por alguna parte; no puede fluir con facilidad hacia la cinta metálica exterior dado que el asbesto es uno de los materiales aislantes térmicos más efectivos.

El calor fluirá por la superficie del tambor de fundición como se ilustra en la gráfica (2-6).

Las temperaturas más altas se presentarán en el centro del tambor, sobre su eje de simetría bilateral. Se puede desarrollar toda una teoría del comportamiento térmico del sistema; pero muy probablemente las conclusiones no sean muy consecuentes, dada la heterogeneidad de las variables que afectan al diseño. Las recomendaciones de los fabricantes de frenos y embragues son muy empíricas; lo cual plantea la necesidad de experimentar sobre los modelos hechos.

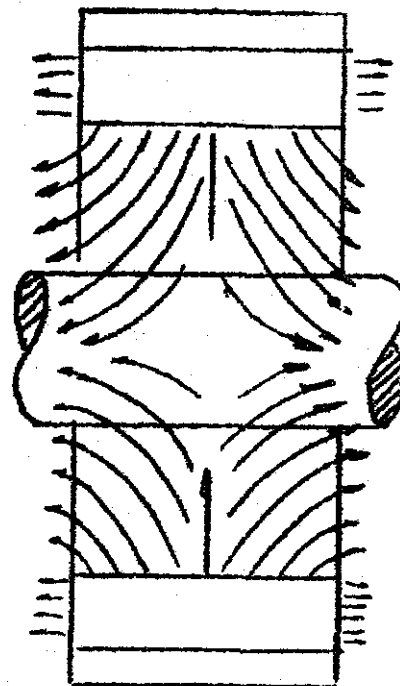


Fig. (2-6)

Un cálculo aproximado de la temperatura lo da Gagne a partir de su ecuación:

$$\frac{HN}{A} = C(t_{av} - t_1) \left(\frac{Nt}{3600} + 1.5 \left(1 - \frac{Nt}{3600} \right) \right) \quad (2-15)$$

donde C= coeficiente total de transmisión de calor.

t_{av} = temperatura promedio de equilibrio.

t_1 = temperatura ambiente.

N= número de frenadas.

t= tiempo de embrague.

H= calor generado durante la operación.

A= área exterior.

Para calcular la temperatura de fricción es necesario conocer los parámetros hasta donde sean calculables, o asumirlos de acuerdo con la literatura.

El coeficiente C de transmisión de calor depende de la velocidad tangencial, los materiales y el medio ambiente.

La tabla (2-2) muestra el valor del coeficiente para condiciones ambientales promedio en función de la velocidad.

VELOCIDAD	Pies/seg.	00	20	40	60	80	100
COEFICIENTE	BTU	1.5	249	332	395	4.5	5.1
C	hora ft ² °F						

Tabla (2-2)

t_{av} será el valor de la temperatura a calcular.

t_1 = temperatura ambiente. Para condiciones desfavorables se dará un valor de 80°F. Se ha tenido en cuenta que el tractor se diseña para regiones montañosas de clima medio.

N = Número de frenadas por hora. Asumir un valor promedio de 40.

t = Tiempo de frenada en segundos.

Para calcularlo se parte de los datos obtenidos anteriormente:

$$\begin{aligned}
 a &= 8 \text{ pies/seg}^2 \\
 S &= 21.5 \text{ pies.} \\
 S &= at^2/2 = 8t^2/2 \\
 t^2 &= 43/8 \\
 t &= 2.3 \text{ seg} \\
 H &= \text{calor generado durante la frenada en BTU}
 \end{aligned}$$

Para calcular el valor de H, se busca la energía cinética disipada en una frenada y se multiplica por $\frac{1}{778}$

Dicha energía está dada por:

$$E_k = 2\pi Tnt / 1.440 \quad (2-16)$$

Donde:

$$T = \text{torque} = 1.500 \text{ lb-inch} = 125 \text{ lb-ft.}$$

$$n = \text{revoluciones} = 431 \text{ RPM}$$

$$t = \text{tiempo de frenada} = 2.3 \text{ seg.}$$

$$E_k = \frac{2\pi \times 125 \times 431 \times 2.3}{1.440}$$

$$E_k = 540 \text{ ft-lb.}$$

$$H = 540 / 778 = 0.69 \text{ BTU}$$

La velocidad tangencial es de 2 pies/seg, lo que corresponde a un coeficiente C= 1.6 de la tabla (2-2).

Reemplazando los valores se tiene:

$$1.6(t_{av} - 80)(40 \times 2.3 / 3.600 + 1.5(1 - \frac{40 \times 2.3}{3.600})) = \frac{169 \times 144 \times 40}{48.6}$$

$$1.6(t_{av} - 80)(0.027 + 1.5(1 - 0.027)) = 82$$

$$\text{Operando: } t_{av} = 80 + 35 = 115^\circ \text{F.}$$

Dicho valor se encuentra muy por debajo de los valores recomendados.

Tanto la temperatura como la presión límites de los productos hechos en el país, fueron solicitados a las

casas fabricantes, pero ellas consideraron que no se podía su-
ministrar tal información, por lo cual se trabaja con datos
existentes en libros de diseño.

Con todos estos cálculos previos se puede pa-
sar a diseñar los elementos mecánicos que accionan el freno.

Elementos mecánicos del freno del tractor.-

- a) Tambor o elemento de transmisión al eje.
- b) Cinta de asbesto.
- c) Cinta de acero y remaches.
- d) Elementos de cierre.
- e) Mecanismo de accionamiento.

Para el diseño de estos elementos se hará mu-
cho énfasis en las limitaciones impuestas, tanto por el dise-
ño como por la naciente industria nacional.

a) Diseño del tambor.-

El tambor tiene una serie de limitaciones geo-
métricas definidas:

- 1) Su diámetro exterior es de 6".
- 2) Su ancho debe ser 2.5".
- 3) Será solidario a un eje ya calculado, con
una sección determinada.

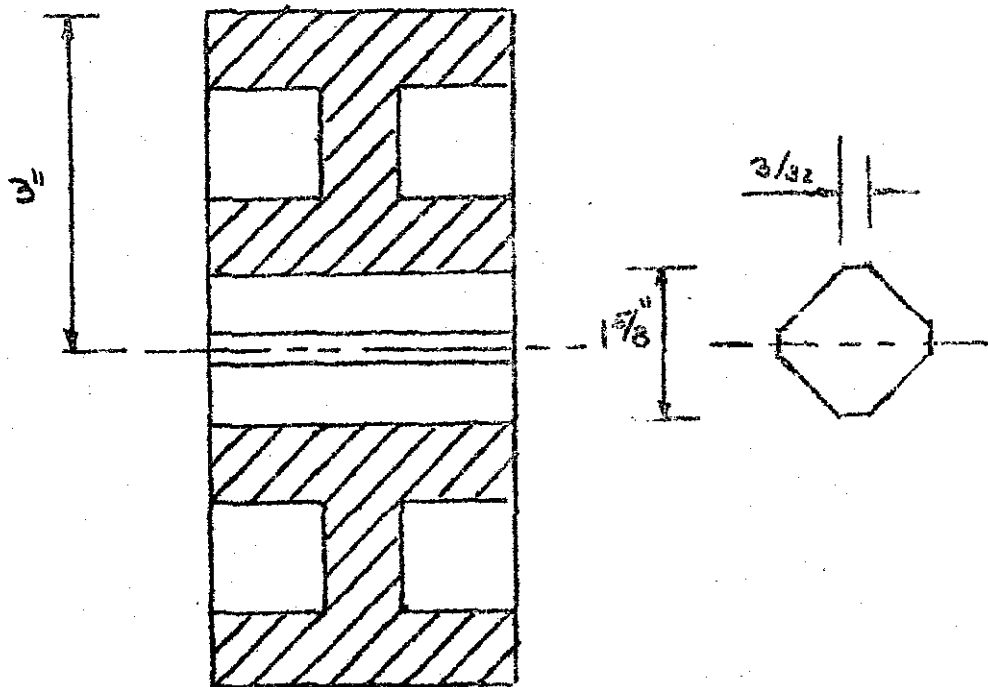
Además de dichas limitaciones es aconsejable
aumentar el área lateral debido a que a través de ella se e-
fectúa un proceso convectivo de disipación de calor generado
durante el accionamiento del freno.

Debido a la forma del tambor y a las solici-
taciones que tenga, se escoge el material, el cual debe lle-
nar dentro de lo posible, los siguientes requisitos:

- 1) Buena resistencia a la torsión.

- 2) Conservación de sus propiedades mecánicas a temperaturas moderadas.
- 3) Facilidad al maquinado.
- 4) Bajo costo de elaboración.

A partir de las dimensiones dadas expone la forma del cilindro y del orificio que aloja el eje.



(Fig. 2-7)

Paralelo a la escogencia del material debe hacerse un estudio del proceso de fabricación, de tal forma que se integren las dos condiciones.

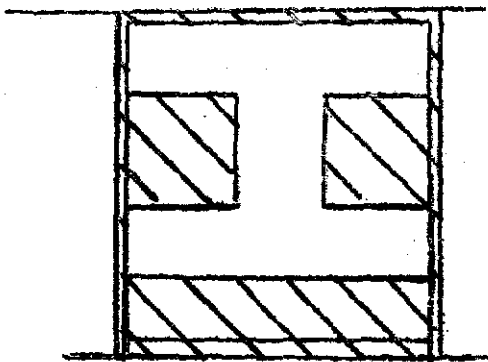
Se trata de aumentar el área de disipación de calor y para ello se pueden hacer unas incisiones circulares como lo ilustra la figura (2-7).

Se puede partir de un cilindro de un acero

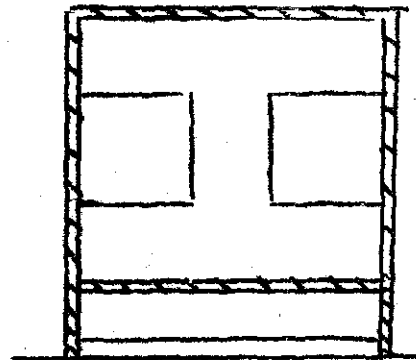
dado y maquinarlo hasta llevarlo a la forma deseada; esto es tornearlo, taladrar y cepillar el agujero central. Esta forma de fabricación resulta ventajosa puesto que se puede escoger un material de alta maquinabilidad y, por medio de tratamientos térmicos, darle las propiedades requeridas. Pero resulta demasiado costoso si se le compara con un proceso de fundición, dado que el precio de una varilla de 6" es demasiado alto y el maquinado es engorroso.

El proceso de fabricación puede ser: fundirlo y maquinarlo, presenta varias ventajas de fabricación, pero algunas desventajas en cuanto a características mecánicas. Dentro de las ventajas se tiene: se puede dar una forma bastante aproximada a la forma definitiva a partir del modelo; se disminuye el maquinado en más de un 70%, como se ilustra en la gráfica (2-7)(A)

A partir del cilindro



A partir de Fundición.



Gráf. (2-7) (A)

Una de las limitaciones de la fundición es que se debe evitar la concentración de masas calientes durante el proceso de solidificación y enfriamiento para evitar rechupes; esta limitación la aprovechamos para aumentar al área de disipación de calor.

Existen normas de composición de la fundi -

ción, por ejemplo; del "Metal Hand book" se toman las composiciones recomendadas para campanas de frenos y para volantes de automóviles. (Tabla (2-3))

Componentes	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
Campanas de freno	3.30	1.90	0.65	0.15	0.08	1.75	0.50
Volantes	3.35	0.65	0.60	0.35	0.12		

Aunque estas son las composiciones recomendadas , no es aconsejable diseñar en base a ellas por razones de costo; mientras en otros países se cuenta con industrias especializadas en tambores y rines fundidos, aquí se debe trabajar con fundiciones menos exigentes, más baratas y que garantizan un funcionamiento aceptable. Se recomienda controlar únicamente el porcentaje de Carbono, en razón de proveer el que las piezas no tengan zonas de hierro blanco, que dificulten el maquinado y le den fragilidad. Los otros porcentajes pueden ser aproximados.

El diseño de la geometría del tambor obedece más a las condiciones de fabricación que a las condiciones impuestas por el funcionamiento. Esto se muestra en un estudio posterior de esfuerzos.

El diseño de un volante se inicia generalmente en el cubo del mismo y de allí se sigue hacia la periferia.

En cuanto al diseño del cubo, no existen normas específicas y la bibliografía en general, coincide en dar como criterio de selección que la pieza sea suficientemente rígida; para ello se procede como si fuera un eje hueco. Se sumen unas dimensiones y después se pueden corregir para optimizar el diseño.

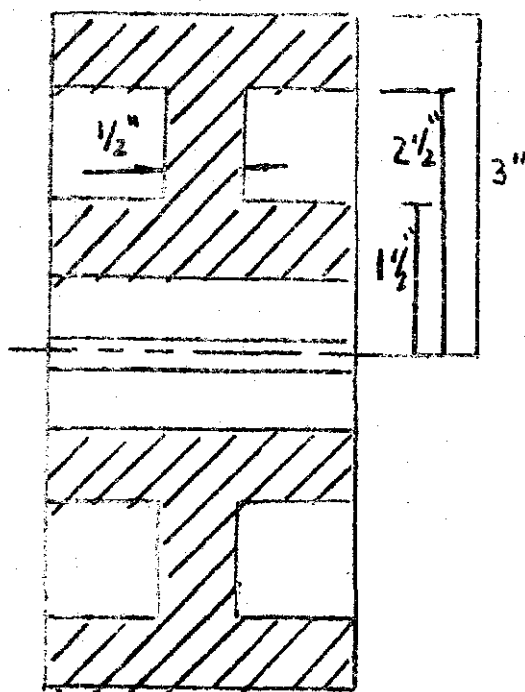


Fig. (2-8)

Otra de las condiciones impuestas por el material, es tratar de conservar el espesor de las paredes constantemente delgado para evi - tar las concentraciones de masa caliente, anotadas anteriormente. En la gráfica (2-8) se muestran] dimensiones asumidas y luego el control que se les hace de acu erdo a las solicitaciones a que va a estar sometido.

El principal esfuerzo es el es - fuerzo cortante debido a la tor - sión, el cual se calcula según la fórmula:

$$\bar{\tau} = Tr / J \quad (2-17)$$

Donde T = momento torsor

r = radio del elemento con - siderado

J = momento de inercia

En la tabla (2- 4) se muestran los valores segun diferentes radios, momentos de inercia, etc.

	T	r	Da	Di	J	$\bar{\tau}$
1	2.000	3	6	5	66	91
	2.000	2.5	6	5	66	76
"	2.000	2.5	5	3	54	93
	2.000	1.5	5	3	54	56
3	2.000	1.5	3	1.62	7.3	410
	2.000	0.81	3	1.62	7.3	230

Tabla (2-4)

Se hacen también presentes esfuerzos de com

presión debidos a la acción de la fuerza centrífuga y de la presión de la cinta sobre el tambor.

Cálculo de los efectos debidos a la fuerza centrífuga.-

La carga por fuerza centrífuga está dada por

$$P = \frac{wv^2}{g} \quad (2-18)$$

Para lo cual:

w = peso del volante

v = velocidad tangencial

g = aceleración de gravedad.

Para calcular el peso del volante se tiene que calcular el volumen del mismo:

$$V = \pi r_0^2 b - \pi (r_1^2 - r_2^2) (b - a)$$

$$r_0 = 3''$$

$$r_1 = 2.5''$$

$$r_2 = 1.5''$$

$$a = 0.5''$$

$$b = 2.5''$$

Reemplazando los valores dados y operando se tiene;

$$V = 14.5 \text{ in}^3$$

y el peso:

$$W = V\rho$$

$$W = 14.5 \times 0.26 = 3.8 \text{ lb.}$$

La densidad de la fundición gris

es de 0.26 lbs/ in³.

La carga P será dada por:

$$P = \frac{3.8 \times (1.81)^2}{32.2} = 0.387 \text{ lbs.}$$

Si se consideran las fuerzas que intervienen en el volante, esta fuerza es despreciable.

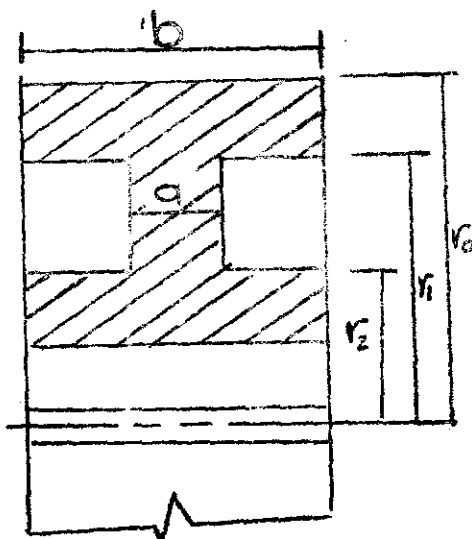


Fig. (2-8) (A)

El comportamiento de cilindros huecos con pa-
redes delgadas puede ser una buena aproximación del esfuerzo
debido a presión interna o externa, pero es necesario hacer
un estudio de paredes gruesas. Se recomienda hacer el estudio
por medio de una serie de paredes delgadas superpuestas, lo
cual sería más valioso que lo anterior, pero se presenta el
problema de no conocerse la variación de la presión a lo lar-
go del radio.

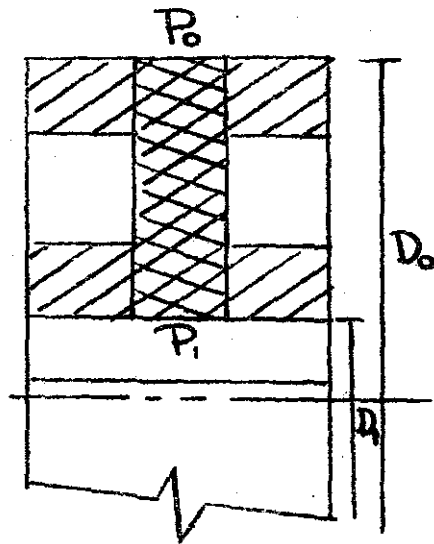


Fig.(2-9)

Se analizará únicamente la parte central del
elemento y se supone que las aletas tienen una sollicitación
menos rígida. El esfuerzo cortante resultante se superpone al
calculado por el momento torsor.

El valor de P_0 se puede asumir igual a la
presión de la cinta; el valor de P_1 o presión interna no se
conoce, pero puede ser evaluado según la fórmula :

$$P_1 = \frac{E_i}{2D_1} (1 - (D_1 / D_0)^2) \quad (2-21)$$

Los valores "r" corresponden a radios y "D"
a diámetros. El valor de E, es una constante.

Se sabe que el máximo esfuerzo
normal se presenta en $r = r_1$, y
está dado por:

$$\sigma = \frac{P_1(r_0^2 + r_1^2) - 2P_0r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \quad (2-19)$$

y que el máximo esfuerzo cortante
debido a estas condiciones está
dado por:

$$\bar{\tau} = \frac{r_0^2 (P_1 - P_0)}{r_0^2 - r_1^2} \quad (2-20)$$

Los valores de P , corresponden a presiones ; los subíndices 0, corresponden a la zona externa y los subíndices 1, a la parte interna.

De la bibliografía se ha tomado, que para un cubo de hierro colado contra un eje sólido de acero, el valor de $E = 10.430$ psi. Evaluando la fórmula (2-21), se tiene:

$$P_1 = 10.430 / 2X6 (1 - (13/ 8X6)^2)$$

$$P_1 = 815 \text{ psi}$$

Para efectos de los cálculos se toma:

$$P_0 = 120 \text{ psi} \quad r_0 = 3''$$

$$P_1 = 820 \text{ psi} \quad r_1 = (13/16)''$$

Reemplazando los valores en la fórmula se tiene:

$$\tau_m = (820(9.66) - 720) / 8.34 = 870 \text{ psi}$$

Evaluando el esfuerzo cortante se tiene:

$$\tau = 9(820 - 120) / 8.34 = 760 \text{ psi}$$

Además se tiene un esfuerzo máximo (cortante) calculado según la torsión de 410 psi que puede ser superpuesto al calculado.

$$\tau_{max} = 1170 \text{ psi.}$$

Además se tiene un esfuerzo longitudinal, en este caso paralelo al eje; y dado por:

$$\sigma_r = (P_1 r_1^2 - P_0 r_0^2) / r_0^2 - r_1^2 = 44 \text{ psi} \quad (2-22)$$

Estos valores pueden ser llevados a un círculo de Mohr como se muestra en la gráfica (2-10)

Por medio del círculo de Mohr, se pueden calcular esfuerzos principales, los cuales sirven para aplicar el criterio de Von Misses, para compararlo con el punto de fluencia.

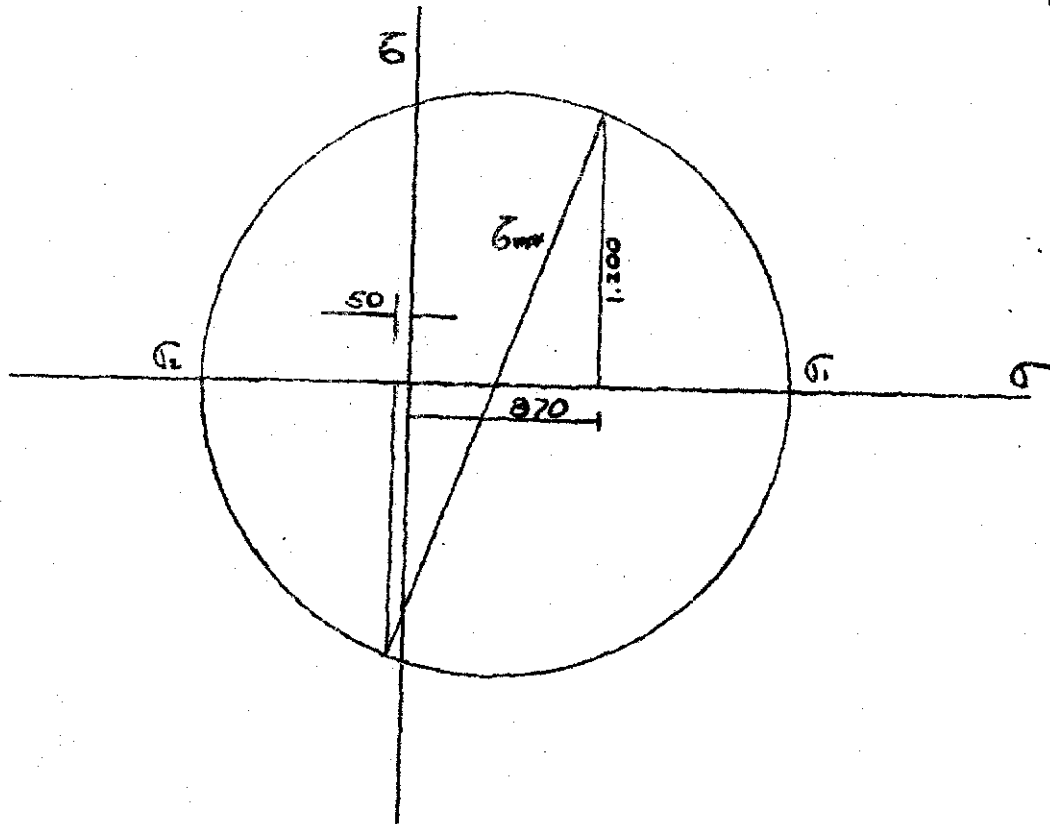


Fig. (2-10)

De este círculo se obtiene:

$$\sigma_{max} = \sqrt{460^2 + 1.200^2} = 1.300 \text{ psi}$$

Los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 1.700 \text{ psi}$$

$$\sigma_2 = -1.250 \text{ psi}$$

Según el criterio de Von Mises:

$$\sigma_a = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2)^{1/2}$$

$$\sigma_a = 1.585 \approx 1.600$$

Dicho valor comparado con el punto de fluencia nos da un margen de seguridad aproximado.

Para una fundición de regular calidad, se puede estimar un punto de fluencia de 25,000 psi. El margen de seguridad será:

$$S = 25.000 / 2 (1.600) = 7.8$$

También es posible dar un valor aproximado de la vida útil del espécimen en cuestión; El material considerado tiene un esfuerzo máximo a la tracción de:

$\sigma_m = 54.000$ psi. El punto máximo para la gráfica (2-11), está dado por :

$$\sigma_e = 54.000 \times 0.9 = 48.500 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = 48.500 \times 0.4 = 19.500 \text{ psi}$$

Estas fórmulas han sido dadas para fundición

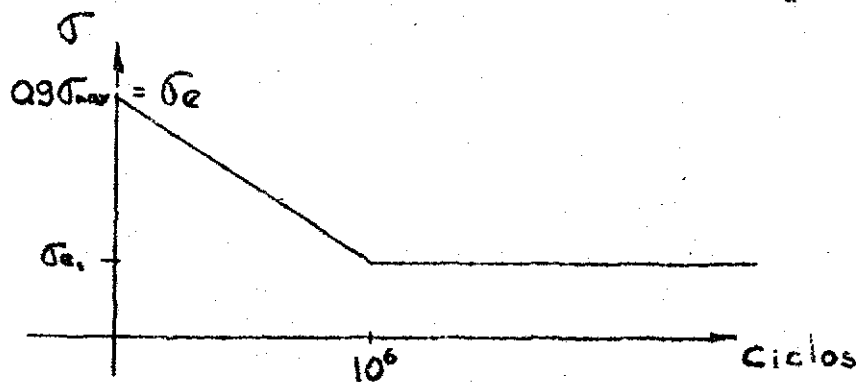


Fig. (2-11)

El esfuerzo máximo calculado por combinación de los esfuerzos principales y del esfuerzo cortante máximo está por debajo del límite inferior de la gráfica, lo cual significa que ésta pieza tiene vida infinita.

Muy probablemente, la pieza se halle sobrediseñada, pero si el espesor de paredes se hace más pequeño, el enfriamiento durante el proceso de fundición será acelerado e vitándose la grafitización del hierro y dando lugar a estructuras de hierro blanco, que dificulta el maquinado y hace frágil la pieza.

Las paredes podrían adelgazarse y obtener al mismo tiempo hierro de estructura gris adicionando componentes especiales a las arenas de moldeo, pero esto hace muy costoso el proceso.

b) Diseño de la cinta de asbesto.

La cinta de asbesto y la cinta metálica tienen en conjunto una limitación de espacio debido a las condiciones impuestas anteriormente.

Se sabe que el diámetro del tambor es de 3" y que todo el sistema debe estar alojado en una carcasa cilíndrica con diámetro interno de 7". De esto se deduce que se cuenta con 1/2" en radio para alojar: cinta de asbesto y cinta de acero, y dejar un espacio libre de juego para el accionamiento.

Se puede hacer un intento de distribución geométrica de dicho espacio; calcular la vida de la cinta, y los esfuerzos que soporta la cinta metálica; y en razón de ello corregir las dimensiones.

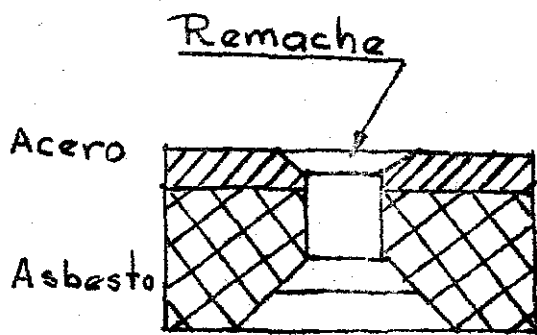


Fig. (2-12)

Se asume un espesor básico de 1/4" para la cinta de asbesto ; 1/16" para la cinta metálica y 3/16" para juego de accionamiento. el asbesto debe ir solidario a la cinta de acero por medio de unos remaches como lo ilustra la figura (2-12).

A medida que el material se va desgastando, el espacio libre irá aumentando.

Se asume que el material desgastable sea la mitad del material de la cinta; o mejor, cuando el tambor to que los remaches, la cinta debe ser cambiada.

Cálculo de la vida aproximada de la cinta de asbesto.-

Se asume que la cinta se desgasta proporcionalmente con el tiempo de servicio, si las condiciones perma

neces constantes. La vida del elemento está dada por:

$$L = V / qH.P._r \quad (2-23)$$

Donde:

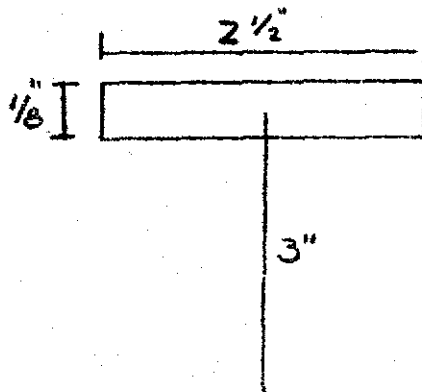
L = vida en horas.

V = volumen a desgastar, in³

q = coeficiente de desgaste específico.
dado en in³/H.P.

H.P._r = Potencia disipada en una hora.

El volumen se calcula según el teorema de Pappus.



V = A X L , donde:

A = área de la sección.

L = recorrido del centro de gravedad.

L = r α

α = ángulo abrazado = 300°

α = 5.25 radianes.

Reemplazando los valores:

$$V = (2.5 \times 1/8) (3 \times 5.25)$$

$$V = 4.91 \text{ in}^3$$

El valor de q, se toma de la bibliografía:

Fig. (2-13)

bliografía:

$$q = 0.0075 \text{ in}^3 / \text{H.P.-hora}$$

La potencia se calcula así: de acuerdo con la evaluación de la fórmula (2-16) se sabe que el tractor disipa 540 pie-lb en una frenada. Se asumió que el número de frenadas en una hora es de 40; de donde en una hora disipa 21.600 pie-lb. Evaluando la fórmula (2-23) se tiene:

$$L = 4.91 / (0.0075 \times \frac{21.600}{33.000})$$

$$L = 1.000 \text{ horas (aprox.)}$$

En el país no existen datos estadísticos sobre las horas de trabajo de un tractor, al año. Estudios he-

chos en los Estados Unidos estiman en 560, las horas de servicio al año. Esto indica que la cinta dura aproximadamente dos años. El desgaste del volumen de asbesto hace que la carrera del mecanismo de accionamiento no sea constante con el tiempo y plantea la necesidad de proveer un mecanismo de regulación sobre el mismo. Podría calcularse una serie de tiempos para la regulación y el ajuste, pero la experiencia demuestra que es mejor hacerlos empíricamente.

No se profundiza más sobre los procesos de fabricación dado que la industria no suministra literatura al respecto, los coeficientes y demás constantes han sido promediados de acuerdo con las tablas existentes en los libros de diseño; también se ha tratado de conservar dimensiones ubicadas dentro de la gama de dimensiones de los productos elaborados en el país por concesiones americanas.

En casos de emergencia es posible reemplazar la cinta de asbesto por una de cuero común, pero no es aconsejable dejarla mucho tiempo, debido a que se cristaliza y/o cuarteas.

c) Diseño de la cinta metálica.-

La cinta metálica es el elemento que transmite a la cinta de asbesto las fuerzas T_1 y T_2 producidas al accionar el freno. Este elemento soporta las solicitaciones más rigurosas de todo el conjunto de piezas del freno.

Al dar dimensiones elementales a la cinta de asbesto, se le dio a la cinta metálica un espesor básico de 1/16". Se puede hacer un estudio de los esfuerzos a los cuales está sometida y en base a ello, seleccionar el acero adecuado para su fabricación. Simultáneamente puede hacerse un estudio de la fijación de las cintas por medio de remaches.

Un primer paso para afrontar el problema, es

definir el funcionamiento y la geometría a grosso modo. La figura 2-14 muestra los datos conocidos y/o asumidos. El extremo con 850 lbs. corresponde al punto fijo. Se debe analizar un elemento en una zona donde las condiciones sean más adversas. Aislando un elemento en la zona crítica y ubicándolo en un sistema coordinado se pueden calcular los esfuerzos que sobre él actúan.

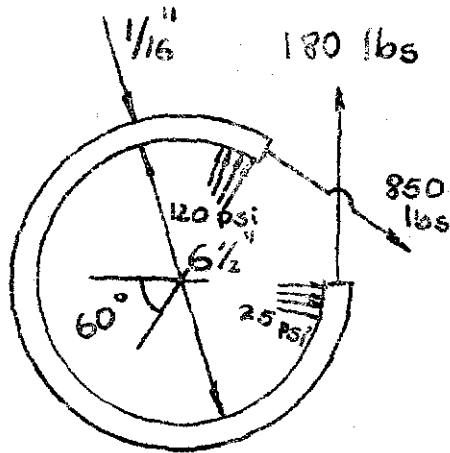


Fig.(2-14)

Para el efecto se puede asumir que la fuerza se reparte uniformemente a lo ancho de la cinta; esto es más o menos cierto, como se verá en el estudio de los remaches.

La figura 2-15 ilustra el elemento aislado tomado en la zona crítica. El esfuerzo en el sentido X, o tangencial estará dado por;

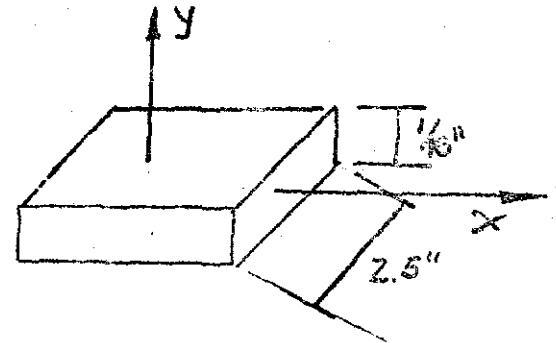


Fig. (2-15)

La figura 2-15 ilustra el elemento aislado tomado en la zona crítica. El esfuerzo en el sentido X, o tangencial estará dado por;

$$\sigma_x = F/A = 850/0.156 = 5.400$$

$$\sigma_x = 5.400 \text{ psi (tracción).}$$

Además existe un esfuerzo cortante producido por la fuerza de rozamiento. Una forma apriorística de determinar lo es "desenrollar" la cinta y mostrar las fuerzas aplicadas; se asume además que se reparten uniformemente a lo largo de ella, como se ve en la figura 2-16. Esto no es cierto, pero puede corregirse con un factor de seguridad aceptable, por ejemplo, 5.

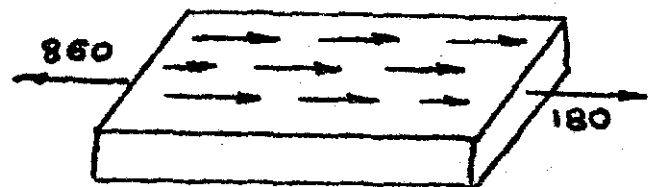


Fig. (2-16)

De esta manera se tiene que el esfuerzo en tante esté dado por:

$$\bar{\sigma} = F/A = \frac{850 - 180}{r \times b} = 670 / 39.5 = 17$$

$\bar{\sigma} = 17$ aprox. 20 psi, que corregido con su factor de seguridad da 100.

En el sentido "Y", se tiene un esfuerzo dado por la presión máxima, o sea: $\sigma_y = 120$ psi (compresión)

De acuerdo con las teorías para depósitos de paredes delgadas sometidas a presión, se generan también esfuerzos que, para seguridad en la evaluación deben ser calculados y superpuestos.

De esto se sabe que;

$$\sigma_x = PD / 2t \quad ; \quad \sigma_y = PD / 4t \quad (2 - 24)$$

que relacionan la Presión "P", el diámetro promedio "D", el espesor de la pared "t", y los esfuerzos en sentidos radial y tangencial. Asumiendo P= 120 psi y evaluando las fórmulas (2-24) se tienen valores de:

$$\sigma_x = 5.800 \text{ psi}$$

$$\sigma_y = 2.900 \text{ psi}$$

Superponiendo los esfuerzos calculados se tienen valores de esfuerzos totales dados por:

$$\sigma_{xT} = 11.200 \text{ psi}$$

$$\sigma_{yT} = 3.120 \text{ psi}$$

$$\tau_{xyT} = 100 \text{ psi}$$

Estos valores pueden relacionarse entre sí mediante el círculo de Mohr, que nos da un σ máximo de 4.100 psi y valores de esfuerzos principales de: 11.200 y 3.000 respectivamente en psi.

Aplicando nuevamente los criterios de Von Mises:

$$\sigma_c^2 = (11.200)^2 + (3.000)^2 - (11.200 \times 3.000)$$
$$\sigma_c = 10.050 \text{ psi}$$

Se debe tomar un material con un punto de fluencia $\sigma_y \leq 20.100$ psi.

Otro factor importante es la fijación del anclaje en el punto fijo. Para esto se tienen dos alternativas:

- a) Fijación por medio de un pivote.
- b) Fijación de la cinta empotrada, en canti-lever.

La gráfica (2-17) compara las reacciones que pueden tener los dos sistemas.

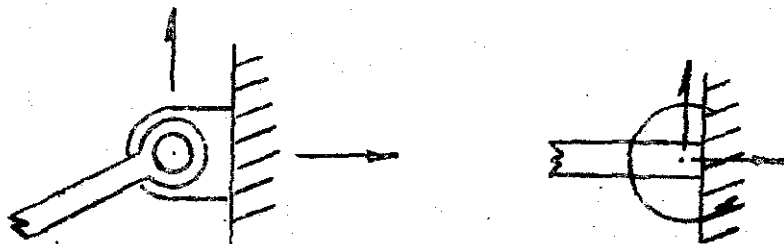


Fig. (2 - 17)

La primera alternativa plantea una sollicitación menos rígida, lo cual redundará en economía del diseño, al poderse poner un material más barato. La segunda alternativa da oportunidad de que la cinta sirva de resorte luego de accionarlo; esto requiere un material más fino, especial para resortes y, por ende, más costoso. La segunda posibilidad elimina el resorte de recuperación, pero hace un trabajo más rudo.

Además se ha hablado de un mecanismo de regulación de carrera, que puede utilizarse también para montar el mecanismo de recuperación. La primera alternativa es más sencilla y por eso se ha elegido; al diseñar el mecanismo de regulación, se le pueda integrar el resorte de recuperación.

Se sabe que el promedio de los puntos de fluencia de los aceros Paz del Río es de 33.000 psi; y según el criterio de Von Mises solamente se requieren 20.000 psi, lo cual nos da un margen más de seguridad.

Una vez seleccionada la forma del anclaje fijo, se estudia la forma de sujetar la cinta en los extremos ; la cual debe ser igual en ambos para facilitar la fabrica - ción, el montaje y el mantenimiento. Para evitar soldaduras que alteren la estructura y/o composición del acero, se apela a remaches y para permitir giros se puede hacer que la cinta abrace un pivote de acero y que luego sea remachada sobre sí misma.

El cálculo del pivote se reduce a calcular una viga simplemente apoyada con una carga de 850 lbs uniforme - mente repartida. El eje-pivote-fijo se sustentará en la carga, y el móvil se desplazará por medio de una biela. Para efectos de rigidez se asume 1/2" más en los extremos. La carga unitaria sobre el eje abrazado por la cinta es:

$$850/2.5 = 340 \text{ lbs/in.}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas y de momentos en la figura (2-18) , se tiene $R_a = R_b = 425 \text{ lbs.}$

Dichas fuerzas repartidas uniformemente sobre 1/2" de los extre - mos se tiene una carga unitaria : $425 / 0.5 = 850 \text{ lbs/in.}$

En los puntos M - m se presentan los máximos esfuerzos cortantes :

$$\bar{\tau} = P/A = 850/A$$

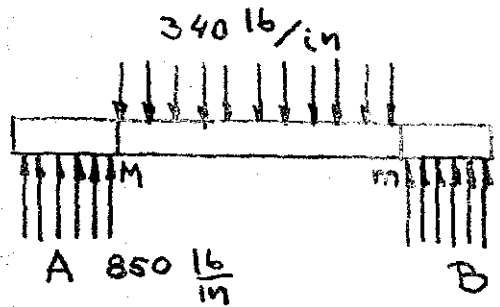


Fig. (2-18)

Además se presenta un máximo esfuerzo normal dado por:

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$$

M = momento flector

I/c = módulo de la sección

$$I/c = \frac{\pi d^3}{32}$$

Calculando el máximo momento flector se tiene :

$$M = 1/8 (P \cdot L) = 1/8 (850)0.5 = 53 \text{ lb-in. (para los extre - mos) y}$$

$$M = 1/8 (850) 2.5 = 265 \text{ lb-in.}$$

Evaluando el esfuerzo normal se tiene :

$$\sigma = 265 / \frac{\pi d^3}{32}$$

De la fórmula anterior es necesario conocer el diámetro; para evaluarlo se toma un acero: C1040 laminado en frío con un punto de fluencia de 85.000 psi y con un factor de seguridad de 5, se tiene: un σ admisible de 9.500 psi. Entonces:

$$8.500 = (265 \times 32) / 3.14 d^3$$
$$d^3 = 0.316$$
$$d = 0.68 \text{ in.}$$

0.68 corresponde aproximadamente a 11/16". Para hacerlo más normalizable se asume un diámetro de 3/4".

El máximo esfuerzo cortante planteado anteriormente se evalúa con el área equivalente a un diámetro de 3/4" y resulta :

$$\tau = 1.920 \text{ psi. valor inferior al admisible.}$$

Los valores de esfuerzos máximos evaluados actúan en sitios diferentes. El esfuerzo flector se hace menor si se tiene en cuenta que la viga no es simplemente apoyada sino empotrada.

Al hacer los anillos o cilindros huecos en los extremos se debe buscar que la cinta actúe en forma tan gente al tambor y esto se logra por medio de los remaches , como se ilustra en la figura 2-19

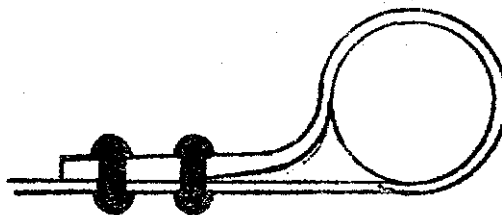


Fig. (2-19)

Dado el espesor tan reducido de la cinta , (1/16"), es difícil establecer la distribución de esfuerzos de la conexión remachada, pero es posible asumir que no se presentan esfuerzos flectores apreciables y que más importante es el esfuerzo cortante. Se puede calcular un solo re

mache que de un área de trabajo, la cual puede dividirse en áreas menores. Tomando un acero Paz del Río con un punto de fluencia de 32.000 aproximadamente. Para el diseño $\sigma_y / 2$ igual a 16.000 psi y con un factor de seguridad de 8, se tiene un σ admisible de 2.000 psi.

$$\sigma = F/A = 850/A = 2.000$$

$$\text{de donde : } A = 850/2.000 = 0.425 \text{ in}^2.$$

Dicha área puede dividirse en 10 áreas iguales, para calcular el diámetro del remache. El área de un remache es:

$$A_1 = 0.425/10 = 0.0425 \text{ in}^2$$

$$0.0425 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = 0.22 \text{ aprox. } 0.25 = 1/4''$$

Se tienen 10 remaches que deben ser distribuidos sobre un ancho de 2.5". Si se pusiesen seguidos resultaría todo el ancho dado. Se puede hacer una distribución a tras bolillo en tal forma que se prevenga el desagarramiento de la cinta debido a la cercanía de los remaches.

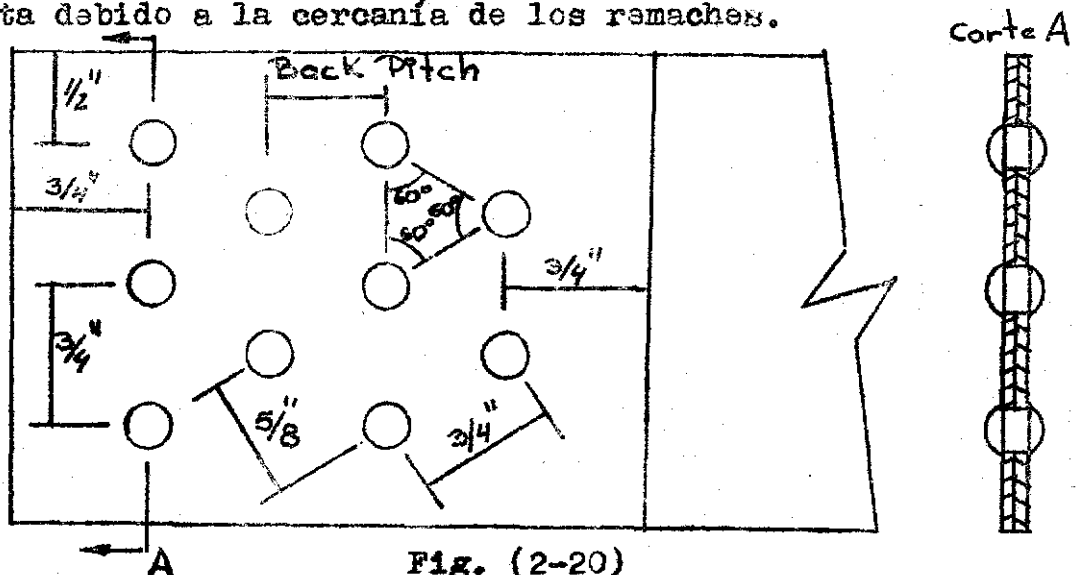


Fig. (2-20)

La figura anterior ilustra la forma de distribución de los remaches. Cabe anotar que el back pitch se encuentra en su límite inferior, pero se ha hecho así para dar cierta uniformidad. Se puede hacer un control en la sección A-A' sometida al máximo esfuerzo de tracción y con sección mínima.

El área en dicha sección está dada por:

$$A = (2.5 - 0.75) 1/16 = 0.116 \text{ in}^2$$

y el esfuerzo será:

$$\sigma = 850 / 0.116 = 7.200 \text{ psi}$$

Dicho valor comparado con los valores que dieron al seleccionar la cinta, resulta aproximadamente de la misma magnitud. Si se tiene en cuenta que la fuerza puede distribuirse en las dos cintas y no en una sola, se puede pensar que dicho esfuerzo disminuye en un gran porcentaje.

Simultáneamente puede calcularse el remachado de la cinta de asbesto. Los remaches entre la cinta de asbesto y la metálica deben ser de bronce. Se usará el mismo criterio y método anteriores y se variarán las fuerzas y el material. Se sabe que la fuerza es:

$$F = 850 - 180 = 670 \text{ lbs.}$$

El promedio de los bronces tiene un punto de fluencia de 20.000 psi aproximadamente. Entonces:

$\sigma / 2 = 10.000$ con un factor de seguridad de 10 al igual que el anterior se tiene:

$$\sigma_{od} = 1.000 \text{ psi}$$

$$\bar{\sigma} = F/A = 1.000 \text{ psi}$$

$$A = F / \bar{\sigma} = 670 / 1.000 = 0.67 \text{ in}^2$$

Se puede asumir que el diámetro de los remaches de bronce sea idéntico al de los remaches de acero; lo anterior para facilitar la operación de taladrado de la lámina, o la hechura del troquel si se justificase (estudio económico).

El área de un remache con diámetro de 1/4" es 0.049 in² y el número de remaches estará dado por:

$$\# = 0.67 / 0.049 = 14 \text{ aprox. (mínimo)}$$

Realmente el número es pequeño, pero puede aumentarse para darle rigidez a la pieza. En el dibujo general se ilustra la distribución. En el extremo móvil de la cinta se pone la mitad de los remaches que se pusieron en el extremo fijo.

d) Elementos de cierre.-

Al calcular la cinta se hizo necesario de terminar los pasadores que actúan como elementos de cierre. Se sabe que el pasador del extremo fijo debe empotrarse en la carcasa que irá sujeta al chasis; para ello se dejó una longitud extra de 1/2" en cada extremo; dicha longitud puede alargarse si fuere necesario.

El pasador del extremo móvil tiene igual dimensión que el anterior, y el problema vital es darle la trayectoria que permita accionarlo con facilidad.

En el plano general se ilustra la forma como actúan los pasadores obedeciendo primordialmente a la geometría del sistema. Los elementos de cierre se concluyen con una biela en relación 1 : 6 para que de esta forma no se requieran sino 30 lbs. La biela se hará de una platina de acero Paz del Rio. Realmente las fuerzas que soporta son pequeñas y la rigidez misma de la pieza al construirla garantiza su correcto funcionamiento.

e) Mecanismo de accionamiento.-

Para sus cálculos se hace necesario un conocimiento más profundo de la distribución general del tractor ; caja, embragues, transmisión, etc. Cabe anotar que se proveerá de mandos independientes para el freno de cada una de las ruedas, y que dichos mandos puedan integrarse en una unidad.

La carrera del pedal debe tener un máximo de 6" para darle mayor seguridad. En la barra que accione la pieza se provee un mecanismo de regulación de la carrera y un resorte de recuperación, esto se ve más claramente en el plano general.

C A P I T U L O I I I

DISEÑO DE LOS EMBRAGUES PRINCIPAL Y DEL P.T.O.

Notas preliminares

Se desean seleccionar y diseñar las formas de acople más adecuadas para llevar la potencia del motor a la caja de velocidades y a la toma de fuerza (P.T.O.)

Se posee el diseño de la caja de velocidades que impone, como un caso particular en tractores con P.T.O., una entrada de la energía del motor tanto para movimiento del tractor como para movimiento del eje del P.T.O.. Esta solución siendo muy económica - por utilizar el mismo tren reductor tanto para la caja como para la toma de fuerza - presenta, no obstante, algunos inconvenientes que es necesario estudiar a continuación.

Una de las recomendaciones de la A.S.A.E. Se presenta muy a propósito para realizar esta evaluación (Farm Tractor Power Take-off: Determinations and terminology). Existen dos condiciones de importancia para el trabajo del tractor, que enuncia la norma mencionada así:

1. " Se proveerá de medios auxiliares para detener el tractor en su marcha sin detener el P.T.O."
2. " El P.T.O. podrá ser puesto en marcha o detenido sin afectar la marcha del tractor."

Se trata, si es posible, de aportar medios a la caja de velocidades propuesta para que cumpla con estos requisitos.

Es necesaria la localización de un acople entre la salida del motor y la entrada a la caja de velocidades que permita los cambios de velocidad y la detención del tractor sin tener que apagar el motor. Esta exigencia implica que al acoplar el motor a la caja se obtendrá, si se desea, tanto movimiento del tractor como del P.T.O. Y que al desembragar

ambos quedarán separados del motor. Por tanto es imposible mantener en movimiento el P.T.O. al detener el tractor o realizar cambio de velocidades.

El P.T.O. se podrá acoplar o desacoplar de la caja de velocidades, por un medio cualquiera, sin alterar para nada el movimiento del tractor.

Se presenta ahora la escogencia de el acople más adecuado para cada función. El acople entre el motor y la caja debe cumplir con los siguientes requisitos:

a. Acoplar y desacoplar la caja estando en movimiento el motor

b. Limitar el torque máximo que pasa del motor a la caja para evitar daños en esta.

El acople del P.T.O. debe cumplir con las siguientes condiciones:

a. Acoplar y desacoplar el P.T.O. mientras la caja está en movimiento.

b. Limitar el torque de salida de la toma de fuerza al máximo que se puede obtener en el del motor. Se cumple además la norma editada por la A.S.A.E. sobre operación y requerimiento de la toma de fuerza que dice en uno de sus apartes:

" Tractores que no son capaces de producir un torque de esta magnitud (7500 lb.-in. para el diametro del eje del P.T.O. de 1 3/8") tendrán una transmisión lo suficientemente fuerte como para permitir el torque máximo que son capaces de liberar a la línea del P.T.O.

El acople que mejor cumple con las condiciones requeridas - las mismas para ambos sistemas- es el de fricción. Se hará a continuación el estudio de estos acoples y el cálculo del más adecuado para cada caso.

BASES TEORICAS PARA EL DISEÑO DE EMBRAGUES DE FRICCION

Los acoplamientos o embragues de fricción, en su funcionamiento, no son influidos por el número de revoluciones a las cuales trabajan, dependiendo su comportamiento exclusivamente del momento de rozamiento que pueden transmitir sin deslizar. En caso de deslizamiento, tales acoplamientos transmiten el momento deslizante de rozamiento, como si se tratase de un momento de giro, al eje de la transmisión. Al existir deslizamiento la energía disipada por el trabajo de rozamiento se transforma en calor y desgaste. Las propiedades antedichas, nos dan a ver la utilidad de los embragues de fricción no sólo para acoplar o desacoplar las partes rotantes de las máquinas, sino también para acelerarlas hasta la velocidad de régimen y para proteger estas partes por limitar el momento de giro.

Por presentar las siguientes características, se ha escogido el embrague de disco único tanto para el principal del tractor como para el del P.T.O.:

- a) La presión superficial media es baja con relación a su tamaño por poseer superficies de fricción grandes.
- b) Posee un área de transmisión de calor grande lo que permite obtener temperaturas de trabajo reducidas. Esta condición es de gran importancia ya que permite localizar los embragues en sitios difíciles de refrigerar.
- c) Los elementos constructivos que lo constituyen son fáciles de fabricar en el país y no requiere importación de materiales. (A excepción del disco del embrague por ser su fabricación demasiado costosa)
- d) Gran precisión del máximo torque que puede transmitir.

Este embrague consta esencialmente de un disco que gira con el eje conducido, aunque puede deslizar axialmente sobre él, y dos superficies, una a cada lado del

disco, que giran solidarias al eje motriz. En el momento de embragar, el disco queda prensado entre las dos superficies, transmitiendo, por fricción, al eje conducido la fuerza y velocidad desde el eje motriz. (Fig. 3-3).

Antes de accionar el embrague la velocidad rotacional del eje motriz es n_1 , mientras el eje conducido se encuentra en reposo ($n_2=0$). Desde el momento de embragar el eje conducido es acelerado, mientras el eje motriz disminuye un poco su velocidad, hasta que ambos giran a la misma velocidad n , mientras transcurre un tiempo t . Esto sólo es posible siempre que el momento resistente T_u debido a las cargas estaticas sea inferior al producido por la fricción T_R . El momento T_u será transmitido desde el instante en que el embrague es accionado, siendo el máximo que permite transmitir el embrague.

Por tanto unicamente la diferencia

$$T_s = T_R - T_u$$

produce la aceleración del eje conducido hasta llevarlo a la velocidad de régimen (n), momento en el cual deja de existir deslizamiento. La aceleración continua desde n al número de revoluciones de equilibrio sin resbaleamiento del acoplamiento (Fig. 3-4)

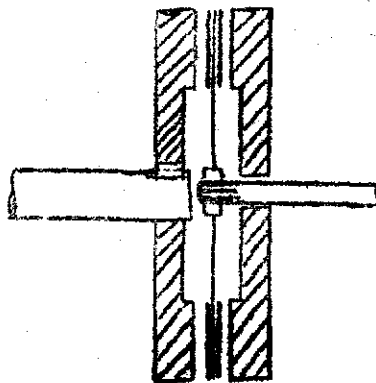


Figura 3-3

El tiempo t del proceso de resbalamiento se obtiene al igualar el trabajo de aceleración W_a y el incremento de energía cinética W_c en ese espacio de tiempo

$$W_a = W_c$$

Tenemos que

$$W_a = \int_0^t P_t dt = W_c$$

$$W_a = \int_0^t (2 T / 60) n_t dt = W_c$$

que aplicando al caso de la figura 3-4

$$W_a = T_p (nt/2) (2\pi/60) = W_c$$

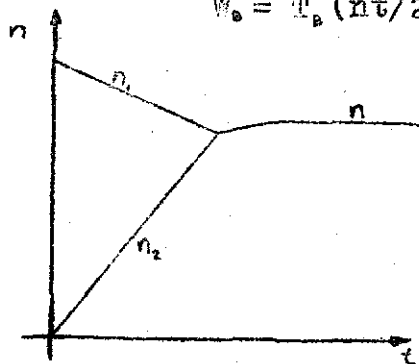


Figura 3-4

El trabajo de rozamiento W que se convierte en calentamiento y desgaste está dado por

$$W_r = \int_0^t T_r \Delta n (2\pi/60) dt$$

donde $\int \Delta n dt$ es la superficie comprendida entre las curvas del número de revoluciones n_1 y n_2 en el intervalo de t . Para el caso mostrado en la figura tenemos

$$W_r = T_r n_t (\pi/60) t$$

El valor medio de la potencia de rozamiento asciende para un número de N de embragues por hora a

$$P_r = W_r N$$

Para poder realizar los cálculos pertinentes al diseño de un embrague, es necesario disponer de los datos de el caso concreto sobre: n , T_r , T_H , y W_c .

Es necesario para la construcción del embrague por un lado considerar los límites de trabajo que nos imponen los materiales utilizados y por otro conocer las fuerzas que

debemos suministrar, a través de mecanismos de mando, al sistema.

Para las superficies de fricción se han escogido como materiales asbesto, para las superficies del disco, y fundición, para las prensas.

Las tablas publicadas coinciden con los siguientes valores respecto a las propiedades del asbesto a utilizar:

Material	μ	$P_{MAX. ADM}$	$\theta_{MAX. ADM}$	$\frac{q}{V} \left[\frac{in^3 seg}{lb. P.H.} \right]$
Asbesto contra Fundición	0.3-0.5	100-120 PSI	350-500 °F	0.014, 10 ⁻³

Tabla 3-1

Al imponernos los materiales las limitaciones de presión y temperaturas máximas de trabajo, se debe encontrar la forma de evaluarlas para certificar el diseño adecuado del embrague.

Para hacer este estudio, tomaremos inicialmente sólo una de las superficies del disco de fricción, para luego, tomar los cambios adecuados a las dos superficies que trabajan.

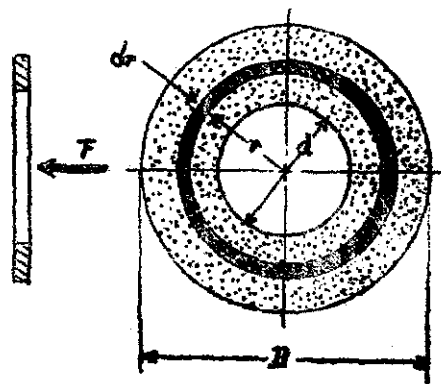


Figura 3-5

Tomemos la figura 3-5 que representa la sección anular que trabaja en una superficie del disco. Si se construye esta superficie de tal forma que sus partes sean suficientemente rígidas como para obtener desgaste uniforme, y siendo este desgaste proporcional a la velocidad y a la presión, tenemos que:

$$= Kpv = K'pr \quad 1$$

por ser la velocidad proporcional a la distancia del centro de rotación r . Como el desgaste es constante para toda la superficie, la máxima presión se presentará en el radio mínimo r_i . Por lo tanto

$$= K'p_{MAX} r_i \quad 2$$

Si igualamos las ecuaciones 1 y 2 obtenemos:

$$K'pr = K'p_{MAX} r_i$$

$$p = p_{MAX} r_i/r$$

La fuerza normal F_n necesaria para accionar el embrague se encontrará al multiplicar el elemento de área $2 r dr$ por la presión e integrando para toda la superficie:

$$F_n = \int_{r_i}^{r_e} p \, dA = \int_{r_i}^{r_e} (p_{MAX} r_i/r) 2 r \, dr = 2\pi p_{MAX} r_i (r_e - r_i)$$

Y el torque o momento creado por rozamiento T debido a esta fuerza está dado por:

$$T_R = \int_{r_i}^{r_e} \mu p r \, dA = \int_{r_i}^{r_e} \mu (p_{MAX} r_i/r) 2\pi r^2 \, dr$$

$$T_R = \pi \mu p_{MAX} r_i (r_e^2 - r_i^2)$$

O expresado en función de la fuerza normal

$$T = (1/2) \mu (r_e + r_i) F_n$$

En el caso del disco se tienen dos superficies trabajando, por lo cual, se debe tener en cuenta que cada una de ellas transmite al aplicar la fuerza normal F_n el torque T_R , por lo tanto el torque total se obtendrá tomando 2 veces T_R .

$$T_T = 2 T_R = \mu (r_e + r_i) F_n$$

Los materiales imponen otro límite de trabajo, la temperatura máxima admisible $\theta_{M.A.}$. Debe estudiarse por lo tanto

el fenómeno de transformación de energía mecánica a térmica en este caso particular.

El trabajo de rozamiento se transforma en calor. La temperatura θ de las zonas sometidas a fricción debe permanecer, como ya se dijo, por debajo de la temperatura límite admisible θ_{maxadm} .

Llamemos temperatura de equilibrio θ_{e} a la temperatura alcanzada después de algún tiempo de trabajo, siendo la máxima que va a adquirir la superficie de trabajo. Esta temperatura se alcanza después de algún tiempo de trabajo, ya que en las operaciones iniciales, se almacena parte del calor producido en la masa del embrague y sólo hasta que se llega a esta temperatura todo el calor producido es pasado totalmente a la atmósfera; y dado que si se sobrepasa durante un corto espacio de tiempo el límite de temperatura, no perjudica demasiado, podemos encontrar esta temperatura de equilibrio y, si permanece por debajo de la admisible se puede considerar que el embrague diseñado trabajará satisfactoriamente.

La capacidad del embrague queda pues limitada por dos factores, las características del material y la habilidad del embrague para disipar calor.

Como el trabajo de la fuerza de rozamiento se convierte en calor la temperatura de equilibrio depende de la magnitud de la potencia a disipar P_R . Además es necesario conocer el número de embragues y el tiempo de deslizamiento en cada uno de ellos, así como el área que permite evacuar el calor y las condiciones de los alrededores.

Gagne sugiere la siguiente aproximación:

$$P_R/A = C(\theta_{e} - \theta_{amb}) (Nt/3600) + 1.5 (1 - (Nt/3600))$$

Donde

P_R está expresado en B.T.U./hora

A en ft.²

t el tiempo de operación en segundos

θ_{eq} en °F

θ_{AMB} temperatura del medio °F

C el coeficiente de transmisión de calor en B.T.U./Hr²°F

El coeficiente C depende de la velocidad del aire, de los materiales utilizados y de los aislamientos existentes.

Los valores de C aparecen en la tabla 3-2 y son sugeridos para condiciones promedio (esta tabla ha sido obtenida del libro Mechanical Engineering Design de J. Shigley). Gagne establece que θ_{eq} obtenida a partir de la ecuación por él recomendada, debe ser entre 100 y 150 °F por debajo de la temperatura máxima admisible

Vel [ft/seg]	0	20	40	60	80	100
C	1.5	2.49	3.32	3.95	4.50	5.10

Tabla 3-2

El trabajo de rozamiento, además de aumento en la temperatura, produce desgaste. Este desgaste obliga a calcular la duración que tendrá el revestimiento, con el fin de determinar el diseño que sea más económico y adecuado para cada caso particular, y por lo tanto, los períodos de mantenimiento.

El desgaste ocasional en el proceso de rozamiento constante. Con el volumen del material de fricción desgastable V_s , el desgaste específico q_v del apareado de fricción elegido y la potencia de rozamiento media P_r , se obtiene la duración de los materiales de fricción en horas de funcionamiento, por la fórmula:

$$L = V_s / q_v P_r$$

Con las bases expuestas se calculan en el siguiente numeral el embrague principal y el del P.T.O.

CÁLCULO DE LOS EMBRAGUES PRINCIPAL Y DEL P.T.O.

Los embragues a diseñar deben cumplir con las siguientes funciones:

1- Embrague del P.T.O.:

a- Acoplar y desacoplar los elementos a él impuestos sin alterar la marcha del tractor, llevándoles la potencia requerida para su funcionamiento y

b- Proteger de cargas torsionales demasiado grandes, impuestas por los implementos, a las partes rotantes del tractor.

2- Embrague Principal:

a- Permitir los cambios de marcha y parada de tractor.

b- Limitar el torque máximo que debe pasar del motor a la caja de velocidades.

CÁLCULO DEL EMBRAGUE DEL P.T.O.

Según estadísticas publicadas, (realizadas en E.E.U.U.) en las cuales estará basado el presente cálculo por no existir estudios equivalentes en el país, para tractores medianos el torque medio, más representativo del trabajo del P.T.O., es del 68% del máximo que le puede transmitir el motor.

Según datos del fabricante del motor este produce su máximo torque a 1.800 R.P.M. suministrando 20 H.P.. Por lo tanto el máximo torque en el P.T.O. será:

$$T_R = (20 \times 63000 / 540) = 2333 \text{ lb.-in.}$$

El 68% de este torque será:

$$T_H = 2333 \times 0.68 = 1586.44 \text{ lb.-in.}$$

Se ha denominado T_R al máximo torque transmitido ya que el embrague debe diseñarse de tal forma que este valor no sea sobrepasado, y T_H al torque medio impuesto por los implementos al P.T.O. en su trabajo normal.

Se tiene entonces que el torque que llevará del reposo a la velocidad de trabajo al implemento está dado por:

$$T_s = 2333 - 1586.44 = 746.56 \text{ lb.-in.}$$

Encontrar ahora el tiempo de rozamiento es indispensable, para lo cual se requiere conocer la energía cinética necesaria para llevar al equipo a su velocidad de trabajo. Son escasos los valores publicados a este respecto y múltiples los posibles equipos que pueden ser utilizados. Sin embargo Clyde recomienda (Agri. Eng., April, 1.949) un valor promedio de 1680 ft.-lb. Por lo tanto el tiempo medio de fricción será :

$$t = W_c \times 60/n\pi = 1680 \times 60 \times 12/540 \times \pi \times 746.56 = 0.955 \text{ s.}$$

Para tractores medianos se acepta como valor adecuado de diseño tomar 40 embragues por hora de trabajo. Con este dato se evalúa a continuación la magnitud del trabajo de rozamiento.

$$W_r = 2333 \times 540 \times 1/60 \times 12 = 5482.6 \text{ ft.-lb.}$$

y la potencia de rozamiento será:

$$P = 5482.6 \times 40/3600 = 60.92 \text{ ft.-lb./seg.}$$

Teniendo en cuenta el sitio donde debe localizarse el embrague se han adoptado las siguientes dimensiones para el revestimiento de asbesto colocado sobre cada una de las superficies del disco.

	<i>D_{ext.}</i>	<i>D_{int.}</i>	<i>Esp.</i>	<i>DESGASTE</i>
	6 1/2"	3 1/2"	3/16"	1/32"

Tabla 3-3

El área de cada una de las superficies de fricción es:

$$A = \pi((D_e + D_i)/2) \cdot ((D_e - D_i)/2) = 7.5 \pi \text{ in.}^2$$

y el área total

$$A = 2A = 15 \text{ in.}$$

La fuerza de rozamiento sobre cada una de las superficies valdrá:

$$F = T/2R = T/D = 2333 \times 2/(6.5+3.5)$$

$$F = 466.6 \text{ lb.}$$

La fuerza de rozamiento total F_R será:

$$F_R = 933.2 \text{ lb.}$$

y la presión superficial media;

$$P_M = F_R/A = 466.6/0.3 \times 7.5 \text{ in}^2 = 66.6 \text{ lb./in}^2$$

que es un valor muy inferior a la presión máxima permisible del material escogido. Por tanto las dimensiones escogidas son adecuadas.

La fuerza normal F_N necesaria para producir el torque T_R será:

$$F_N = F_R/M = 466.6/0.3 = 1555 \text{ lb.}$$

Se calcula a continuación la temperatura θ_{EQ} a partir de la formula recomendada, ya mencionada, por no existir otro dato que permita calcularla con mayor certeza. Se tiene que la temperatura ambiente media en regiones agrícolas colombianas es de 80.6°F (27°C). El área a través de la cual el calor producido pasa a la atmósfera será tomado para efectos de cálculo como la correspondiente a la del revestimiento, aun cuando en realidad es superior a este valor asumido. La velocidad entre el aire y el embrague, necesaria para escoger el coeficiente de transmisión de calor, es la que lleva éste en su radio medio

$$V = 540 \times 2\pi \times 10/12 \times 2 = 1413 \text{ ft./min.}$$

$$V = 23.55 \text{ ft./seg.}$$

Por tanto el valor de C según la tabla 3-2 es de 2.49 . Reemplazando todos estos valores en la ecuación tendremos que

$$\theta_{EQ} = 5842.6 \times 40 \times 144 / 15\pi \times 778 \times 2.49 (40/3600 + 1.5(1-40/3600)) + 80.6$$

$$\theta = 325.2^\circ \text{F}$$

valor muy por debajo de la temperatura máxima admisible ($\theta_{ADM} = 425 \text{ F}$).

La duración del revestimiento en horas de trabajo, de los valores ya calculados, será:

$$L = 15\pi \times 10^3 / 32 \times 0.014 \times 60.92 = 1720 \text{ horas.}$$

Si recordamos que el P.T.O. trabaja 2000 de cada 10000 horas de uso del tractor tenemos:

$L_p = 10000 \times 1720 / 2000 = 8600$ horas trabajadas por el tractor. Por tanto el cambio de revestimientos debe hacerse cada

$$C = 8600 \times 17.7 / 10000 = 15 \text{ años.}$$

Duración que se considera muy satisfactoria.

CARACTERISTICAS DEL DISEÑO

Torque máximo transmitido	2333 lb.-in.
Temperatura de trabajo	325 F
Fuerza de accionamiento	1555 lb.
Presión media de trabajo	66.6 psi.
Duración del revestimiento	15 años
Potencia media transmitida a implementos	13.6 H.P.
Diámetro del disco	6 1/2 in.

CALCULO DEL EMBRAGUE PRINCIPAL

El máximo torque que debe transmitir este embrague será el máximo que pueda producir el motor. Este se encuentra a 1800 R.P.M. y 20 H.P.

$$T_R = 20 \times 63000 / 1800 = 700 \text{ lb.-in.}$$

Según estadísticas publicadas por la Compañía Massey-Ferguson, para tractores medianos, se obtiene que el torque medio requerido para el trabajo del tractor corresponde a 66 % del máximo producido por el motor.

$$T_H = 0.66 \times 700 = 462 \text{ lb.-in.}$$

y el torque acelerante

$$T_a = 700 - 462 = 238 \text{ lb.-in.}$$

Es necesario ahora el conocimiento de la energía que debe suministrarse para llevar al tractor y a sus equipos a la velocidad de trabajo. Las estadísticas publicadas coinciden en que la velocidad promedio en las labores agrícolas es de 3.8 kph.

Según datos recopilados por Copland (Agr.Eng.Year-book,1962) el peso promedio de los implementos agrícolas de tractores es, mas o menos, el 10 % del peso del tractor. Por tanto la energía cinética de traslación

$$W = 2800 \times 1.1 \times (3.8 \times 0.911) / 2 \times 32$$
$$W = 589.2 \text{ ft.-lb.}$$

La energía cinética media de las partes rotantes de equipos impuestos al P.T.O. es de 1680 ft.-lb.

Para encontrar la energía cinética que se debe suministrar a las partes rotantes del tractor, impuestas al embrague, se debe realizar un cálculo tendiente a encontrar el momento de inercia de rotación. Este cálculo es difícil de realizar con exactitud por que algunas de estas piezas aun no se han diseñado. Sin embargo, a continuación aparece un cuadro que tabula estos valores aproximados y que servirá de guía en el presente cálculo

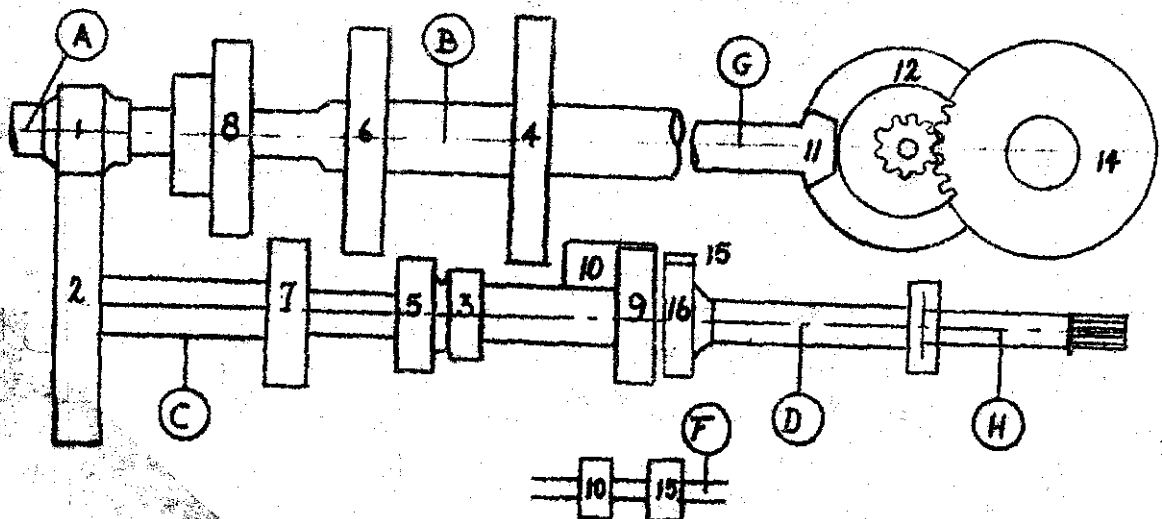


Figura 3-6

CALCULO DE LA ENERGIA CINETICA DE LAS PARTES ROTANTES IMPUESTAS AL EMBRAGUE PRINCIPAL A LA VELOCIDAD PROMEDIO.

Parte	Nº de Piezas	D_p^2	d_p^2 plg ²	P lb	$I \cdot 10^3$ slug-pie ²	$I_{total} \cdot 10^3$ Slug-pie ²	ω rad/seg ²	E_c Total lb-pie
A	1	1.583	—	1.240	0.531		35495.	
1	1	5.060	1.000	0.680	0.110		35495.	
B	1	2.640	—	3.600	0.258		35495.	
8	1	16.000	1.562	2.400	1.1424		35495.	
6	1	23.760	2.640	4.100	2.9316		35495.	
4	1	34.500	2.640	7.100	7.006		35495.	
11	1	—	1.583	0.500	0.002	11.985	35495.	425.29
C	1	2.250	—	6.100	0.392		4189.	
2	1	37.500	2.250	5.850	6.271		4189.	
7	1	19.150	2.250	2.810	0.629		4189.	
5	1	12.250	2.250	1.910	0.750		4189.	
3	1	6.250	2.250	1.280	0.294		4189.	
9	1	6.890	2.250	1.030	0.255	8.591	4189.	36.030
F	1	1.891	—	2.870	0.470		5852.	
10	1	5.640	1.891	1.780	0.363		5852.	
15	1	4.510	1.562	0.900	0.199	1.032	5852.	6.026
16	1	8.260	1.000	2.020	0.506		3195.	
D	1	2.132	—	7.800	0.449		3195.	
Entr. P.TQ	1	64.00	8.00	30.000	58.530	69.485	3195.	190.348
12	1	34.500	—	25.000	23.373		1270.	
13	2	6.250	3.510	1.360	0.368		1270.	
Frenos	2	45.000	4.000	70.000	92.920	116.661	1270.	148.59
Ruedas	2	200.000	—	140.000	758.50		51.	
14	2	150.060	5.060	64.500	270.93	1029.43	51.	5.253
Total					—	1227.184	—	811.536

La energía cinética total de rotación valdrá:

$$W_{c_r} = 1680 + 811.54 = 3491.54 \text{ ft.-lb.}$$

y la energía cinética total

$$W_c = 3491.54 + 589.20 = 4080.74 \text{ ft.-lb.}$$

Con este dato se calcula a continuación el tiempo medio de rozamiento

$$W_t = 4080.74 \times 60 \times 12 / 1800 \times \pi \times 238 = 2.18 \text{ Seg.}$$

La potencia de rozamiento para los 40 embragues por hora

$$P_R = W_R \times N$$

donde el trabajo de rozamiento

$$W_R = 700 \times 1800 \times \pi \times 2.18 / 60 \times 12 = 12075 \text{ ft.-lb.}$$

y $P_R = 12075 \times 40 / 3600 = 134.16 \text{ ft.-lb./seg.}$

Las dimensiones escogidas para el revestimiento del disco aparecen a continuación

	$D_{ex.}$	$D_{in.}$	$Esp.$	$Desg.$
	6 1/2"	3 1/2"	3/16"	1/16"

Tabla 3-4

El área de cada una de estas superficies es

$$A = \pi (D_E + D_I) / 2 = 7.5 \pi \text{ in}^2.$$

y el área total

$$A_T = 15 \pi \text{ in}^2.$$

La fuerza de rozamiento sobre cada superficie será:

$$F_R = T_R / 2R_M = 700 \times 2 / (6.5 + 3.5) = 140 \text{ lb.}$$

y la fuerza total

$$F_{R_T} = F_R + F_R = 280 \text{ lb.}$$

Por tanto la presión superficial media

$$P_M = 140 / 0.3 \times 7.5 \pi = 20 \text{ lb./in}^2.$$

que es inferior a la máxima presión del trabajo del material escogido y por tanto, bajo este aspecto, el diseño es adecuado.

Se calcula a continuación la temperatura de trabajo θ_{sq} según la ecuación recomendada por Gagne, y a partir de los siguientes datos:

$$\theta_{AMB} = 80.6^{\circ}F$$

$$A = 15\pi/144 \text{ Ft.}^2$$

$$P_R = W_R \times N = 12075 \times 40 / 778 \text{ B.T.U./Hora}$$

$$N = 40 \text{ veces/hora}$$

$$t = 2.18 \text{ seg.}$$

$$V = 1800 \times 2 \times 10 / 12 \times 2 \times 60 / \pi = 78.5 \text{ ft./seg.}$$

Por tanto

$$C = 4.5$$

$$\theta_{sq} = 12075 \times 40 \times 144 / 778 \times 15\pi \times 4.5 (40/3600) + 1.5(1-40/3600) + \theta_{AMB}$$

$$\theta_{sq} = 121.4 + 80.6 = 202.0^{\circ}F$$

que es ampliamente inferior a la temperatura máxima permisible.

La duración del revestimiento será:

$$L = 15\pi \times 10^3 / 16 \times 0.014 \times 134.16 = 1564 \text{ horas}$$

Por tanto el reemplazo se debe realizar cada

$$L_T = 1564 / 565 = 2.8 \text{ años}$$

La fuerza normal necesaria para producir el torque requerido es

$$F_N = F_R / \mu = 140 / 0.3 = 466.6 \text{ lb.}$$

CARACTERISTICAS DEL DISEÑO

Torque máximo transmitido	700 lb.-in.
Temperatura de trabajo	202 F
Fuerza de accionamiento	466.6 lb.
Presión media de trabajo	20 lb/in ²
Duración del revestimiento	2.8 años
Diametro del disco	6 1/2 in.

DISEÑO DE LOS RESORTES PARA EL ACCIONAMIENTO DE LOS EMBRAGUES

El embrague requiere una fuerza de accionamiento F_n suficiente para producir el torque máximo de rozamiento. Se debe suministrar por medio de algún implemento que permita fácil regulación y certifique la magnitud de la fuerza que realiza. Los resortes son utilizados con este fin por cumplir a cabalidad con las condiciones antedichas.

Los resortes irán localizados de tal forma que logren una distribución uniforme de la fuerza en las superficies de fricción. Para lograr esto se pueden distribuir a intervalos regulares sobre un círculo de radio r (comprendido entre el máximo y el mínimo radio del revestimiento). En general se utilizan en la práctica distribuciones de tres o seis resortes dependiendo de la magnitud de la fuerza normal y las características del trabajo requerido.

Se plantea pues, en un estadio inicial, discutir la localización más adecuada de los resortes. Con el fin de evitar al máximo esfuerzos innecesarios sobre las piezas y lograr un mejor contacto en toda la superficie de fricción, se deben aplicar las fuerzas de los resortes de tal suerte que lleven la misma dirección y sentido opuesto a la realizada por el disco sobre la prensa. Si estudiamos la ecuación

$$T_R = 4 F_n (r_e + r_r) / 2 = 4 F_n r_m$$

observamos que el torque total producido por la fricción de toda la superficie es equivalente a considerar toda la fuerza de rozamiento localizada en el radio medio r_m .

Por tanto se tiene que a la fuerza normal F_n aplicada, el disco responde con fuerzas localizadas en su radio medio de tal forma que su suma sea igual a F

$$\sum_n^N \text{Fuerzas en el radio medio} = F_n$$

El estudio concreto para cada caso de la localización de los resortes se realizaran cuando se tenga escogido el número de resortes a utilizar.

BASES TEORICAS PARA EL DISEÑO DE LOS RESORTES

Se sabe que los resortes se comportan según la ecuación

$$P = K_R y$$

donde K_R es la constante del resorte, P es la fuerza que se realiza sobre él e y la elongación o deformación producida por esta fuerza.

Al someter un resorte helicoidal a una carga que lo comprime P , como se muestra en la figura 3-7, puede ser reemplazada por la fuerza centrada P' y el par PR . Esta fuerza y este par se encuentran en equilibrio por el esfuerzo cortante resistente P'' y el momento de rotación T . El esfuerzo cortante transversal debido a la carga centrada será:

$$\tau_1 = P/A = P/\pi r^2$$

Que se considera uniformemente distribuido en toda la sección transversal de la varilla. El esfuerzo cortante de torsión será:

$$\tau_2 = T/J = TRr/\pi r^4/2$$

que es máximo en la superficie exterior de la varilla y tiene el mismo sentido que el esfuerzo cortante directo en el borde interno de la sección transversal. Por tanto el esfuerzo cortante crítico se presenta en la superficie interior de la bobina y es la suma de los esfuerzos cortante directo y torsional; esto es:

$$\tau_{MAX} = (P/A) + Tr/J \quad 1$$

Wahl ha demostrado que la fórmula fundamental de la torsión puede ser usada si se utiliza un factor de concentración de esfuerzos.

$$\tau_{MAX} = K2PR/\pi r^3 \quad 2$$

siendo $K = (4C-1/4C-4) + 0.615/C$

Donde C es la relación R/r . La ecuación 1 se puede transformar en

$$\tau_{MAX} = (8PD/\pi d^3) + 4P/\pi d^2$$

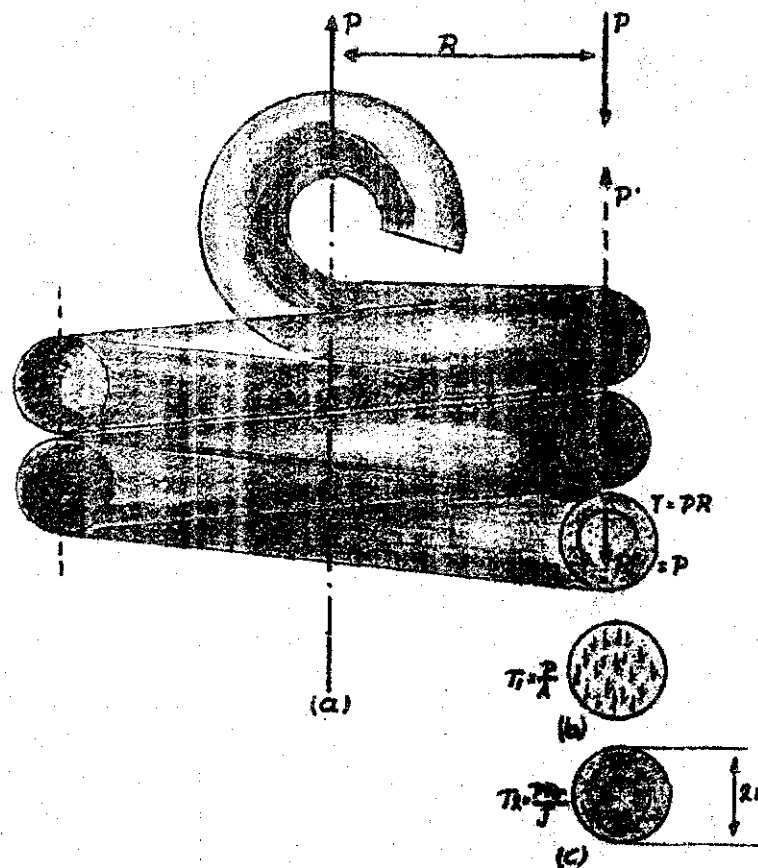


Figura 3-7

que puede ser expresada como

$$\tau_{MAX} = 8FD(1+0.5/C)/\pi d^3 = K_s 8FD/\pi d^3 \quad 3$$

donde el factor $(1+0.5/C)$ es llamado de esfuerzo constante (K_s) por tener en cuenta los esfuerzos directos pero no el de curvatura de la barra. Si el resorte está sometido a cargas estáticas, el efecto de curvatura puede ser negado, y se puede utilizar sin error la ecuación 2. El factor de concentración de esfuerzos por curvatura será

$$K_c = K/K_s$$

Consideremos ahora una sección del resorte como la mostrada en la figura 3-8 de longitud dx y diámetro d . Consideremos la línea AB en la superficie del resorte que lleva la dirección del eje de la espira. Después de la deformación rota un ángulo θ y ocupa una nueva posición AC .

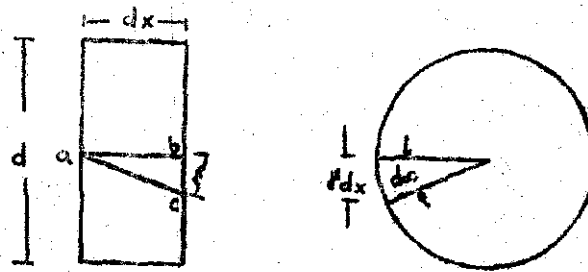


Figura 3-8

En la ecuación de Hooke para torsión

$$\gamma = \tau / G = 8PD / \pi d^3 G$$

cuando el valor de τ es obtenido de la ecuación de Wahl, y tomando según lo indicado el valor de K . La distancia BC es γdx , y el ángulo $d\alpha$ será:

$$d\alpha = \gamma dx / d/2 = 2\gamma dx / d$$

Si tomamos un número N de espiras, la longitud total de la deflexión es πDN . Si integramos para este límite se tendrá que

$$\alpha = \int_0^{\pi DN} 2\gamma dx / d = 16PD^2 N / d^4 G$$

La carga P produce un momento de brazo $D/2$ y la deflexión total será

$$y = \alpha D/2 = 8PD^3 N / d^4 G$$

y por tanto la ecuación de la constante del resorte será

$$K_r = d^4 G / 8D^3 N \quad 4$$

Usualmente los resortes pueden ser diseñados por el uso de las ecuaciones que preceden mediante un proceso de ensayo y error para determinar el diámetro del alambre, el diámetro medio y el número de espiras. Para resolver el problema se deben determinar ante todo las condiciones de diseño requeridas tales como: diámetro exterior máximo, diámetro interior mínimo, máxima y mínima longitud de trabajo, valor deseado de la constante del resorte y exigencias del material requerido. A continuación se resume el método indicado por J.J.

Intintolo para evitar muchos de los tanteos requeridos y cumplir con las condiciones pedidas por el diseño. El procedimiento es en general gráfico y consta de los pasos siguientes:

1. Sobre un par de ejes coordenados se coloca el diámetro medio D en las ordenadas y el diámetro del hilo d en las abscisas. Se realiza la gráfica D llevando a los ejes coordenados la ecuación

$$D = (D_0 - d)$$

Toda el área por encima de esta curva se eliminará por exeder las condiciones del diseño.

2. Usando la ecuación 4 para valores deseados del número de espiras y el valor más bajo posible de la constante del resorte se encuentra para diferentes diámetros del hilo d los correspondientes al diámetro medio D . Se grafica D contra d para cada número de espiras N .

3. Para los valores de número de espiras utilizados - teniendo en cuenta las espiras inactivas- se encuentra el diámetro del hilo que produce la máxima longitud sólida deseada. Se obtiene la gráfica de la máxima longitud sólida por union de los puntos de intersección de la curva del número de espiras con el respectivo valor de d . El área a la derecha de esta curva se elimina por presentar posibilidades con mayor valor que el requerido de la longitud sólida.

4. A partir del máximo esfuerzo torsional que puede soportar el material seleccionado para un diámetro d del hilo y utilizando la ecuación 2 se encuentra el valor del diámetro D . Se grafican estos pares de valores (D contra d) para los diferentes diámetros escogidos del hilo. Esta gráfica representará el máximo valor del esfuerzo, por lo cual, toda el área de la izquierda queda eliminada.

5. El resorte se debe diseñar de tal forma que al ser comprimido no sufra pandeo. Para realizar un diseño que

certifique la no aparición de pandeo se puede utilizar la gráfica de la figura 3-9, recomendada por la Associated Spring Corporation. El valor del diámetro medio es independiente del diámetro del hilo por lo cual se obtendrá una horizontal sobre el eje coordenado. Toda el área bajo esta horizontal no cumplirá con las condiciones de diseño.

6. El área no eliminada define las combinaciones posibles de parámetros que cumplen con las condiciones impuestas por el diseño. Se recomienda escoger valores sobre la esquina superior derecha por presentar mayor factor de seguridad para el esfuerzo de torsión.

SELECCION DEL MATERIAL DE LOS RESORTES

Como la finalidad del presente diseño es lograr un tractor que se pueda construir en el país se estudian a continuación las disponibilidades de materiales para la construcción de resortes. SIDELPA es la única industria que ofrece aceros especiales para resortes, dando algunos datos técnicos sobre ellos, utilizables para el presente diseño. En el momento la lista de aceros para resortes producidos por SIDELPA es la siguiente:

Acero SAE 1070 = SIDELPA SP70

Acero SAE 1085 = SIDELPA SP85

Acero SAE 1095 = SIDELPA SP95

Acero SAE 5160 = SIDELPA SP MAS 3

Acero SAE 9260 = SIDELPA SP MAS 2

Ahora bien, para hacer la selección del material entre estos, será necesario aclarar las necesidades específicas del diseño propuesto.

La temperatura calculada de los embragues no excede los 325 F en la superficie del revestimiento siendo mucho menor en las demás partes del mecanismo. En los resortes esta temperatura aunque no es calculable es muy inferior a este valor. A continuación aparecen los valores recomendados

de temperaturas de operación de los aceros indicados atrás.

Aceros	Temper. de servicio recom.	Aceros	Temper. de servicio recomend.
SAE 1070	400	SAE 5160	400
SAE 1085	250	SAE 9260	400
SAE 1095	250		

Tabla 3-5

Por tanto se puede considerar que cualquiera de los materiales puede ser seleccionado si sólo se tuviera la limitación de temperatura.

El trabajo al cual se deben someter los resortes será el de una carga inicial aumentada durante los ciclos de trabajo en un pequeño incremento debido a una ligera compresión. Los resortes no estarán sujetos a impactos ni a condiciones de carga que sobrepasen los valores calculados. Por tanto será antieconómico utilizar aceros aleados como lo son el SAE 5160 o el SAE 9260 especiales para estas condiciones de trabajo.

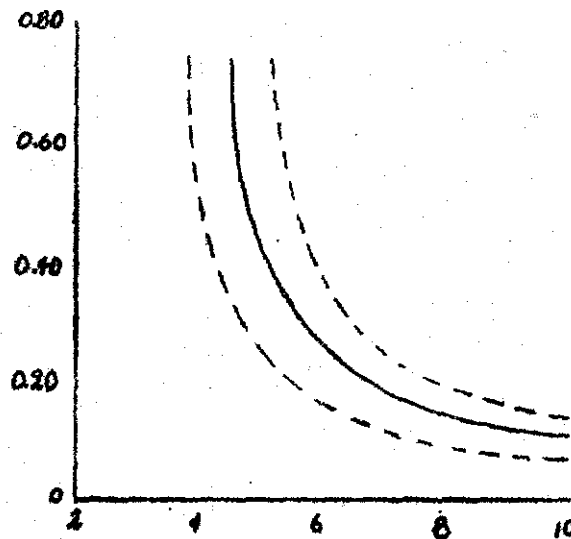


Figura 3-9

Se ha escogido entre los restantes materiales por poseer excepcionales propiedades físicas a temperaturas moderadas y por ser muy económico, el acero SAE 1085 denominado Music Wire.

PROPIEDADES DEL MATERIAL ESCOGIDO.

Los datos técnicos publicados por SIDELPA respecto al acero SP85 corresponden unicamente a pruebas de tensión. Sin embargo estos valores se encuentran dentro de las normas dadas por la SAE como se muestra en la tabla que sigue.

Acero	Esfuerzo último. *Tensión	Límite Elastico *Tensión	Esfuerzo Torsional *Último	Límite Elastico *Torsional	Módulo Elasticidad *Tensión	Módulo Elastic. *Torsión
SAE 1085	200-500	150-350	150-300	90-180	30,000	11,500
SP 85	200-234	164	—	—	—	—

Todos los valores se dan en lb./in x 1000

Tabla 3-6

Por tanto cuando se requieran datos no publicados por SIDELPA se tomarán los correspondientes dados por la SAE.

Según el servicio que deba prestar el resorte el esfuerzo que debe sufrir el material no debe sobrepasar cierto límite. Con el fin de adecuar el diseño a esta condición.

Harold C.R. Carlson ha dividido en tres categorías de servicio el trabajo de los resortes.

El servicio moderado corresponde a resortes sometidos a cargas estáticas y sujetos a pequeñas deflexiones con ligeros cambios en el valor de los esfuerzos. Corresponde esta categoría a resortes con vida de servicio entre 1000 y 10000 ciclos.

El servicio medio agrupa la mayor parte de los resortes en uso tales como soportes de motores, resortes de accionamientos y trabajos generales en implementos y maquinaria. Las condiciones de trabajo no incluíran cargas de choque permitiendo

al resorte operar entre 100000 y 1000000 de ciclos sin sufrir rotura.

El servicio pasado incluye todos los resortes sometidos a rápidas deflexiones durante tiempos largos de trabajo. Los esfuerzos a que puedan ser sometidos corresponden a una vida de 10 ciclos como mínimo. Y en general alcanzarán el valor correspondiente a la vida infinita, que se considera en este caso como 10 ciclos.

A continuación se incluye la figura 3-10 correspondiente a los esfuerzos máximos que debe sufrir el acero seleccionado para los diferentes diámetros de hilo logrando cada uno de los límites de vida indicados en las diferentes clasificaciones de trabajo. (La gráfica se ha obtenido del libro Spring Design and application, editado por P. Chironis, ver bibliografía.)

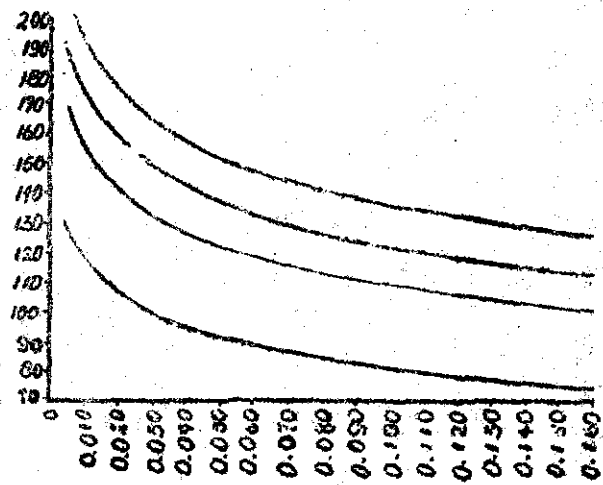


Figura 3-10

Por las condiciones de uso a que ha de ser sometido el resorte clasificado en el grupo de servicio medio, por lo tanto se usará el valor de esfuerzos máximo permisible correspondiente a una vida superior a 100000 ciclos, o sea, que se tomarán los valores del esfuerzo torsional máximo en la figura 3-10 gráfico 3 para el diámetro del hilo seleccionado.

CONDICIONES IMPUESTAS POR EL DISEÑO A LA ESCOGENCIA DE LOS RESORTES.

Las condiciones específicas en que trabajan los resortes de los embragues y las restricciones que impone el diseño hacen necesario que antes de proceder a su cálculo y selección se hace una pequeña discusión sobre ellas. Estas condiciones se pueden enumerar como sigue:

a) Los resortes, al desembragar, deben disminuir su longitud para dejar libre de las prensas al disco. Para sufrir esta compresión el accionamiento ha de realizar una fuerza mayor que la fuerza normal F_n calculada. Es conveniente para los mínimos esfuerzos en las piezas que esta fuerza de accionamiento sea lo mas pequeña posible.

b) Las superficies de los asbestos, como ya se ha estudiado, a través del uso van a sufrir desgaste, por lo cual, para lograr un funcionamiento uniforme a lo largo de toda la vida útil del revestimiento, se debe obtener que los resortes apliquen durante ella aproximadamente la misma fuerza normal.

c) Dado que el embrague es utilizado como elemento de protección, a las partes rotantes del tractor, es necesario que la fuerza normal aplicada por los resortes no exceda en ningún momento la fuerza calculada F_n .

d) Se requiere un mecanismo efectivo y sencillo para lograr la regulación de la fuerza realizada por los resortes, por lo cual, es conveniente que al inducir pequeños cambios en la longitud del resorte se logren los cambios requeridos de fuerza.

e) El espacio en el cual se deben colocar los resortes es reducido, por lo tanto, teniendo en cuenta que la longitud de ellos está directamente relacionada con el número de espiras, se debe lograr que la cantidad de ellos se adapten a este espacio.

En el diseño se tratará de llenar en una forma amplia con todos estos requisitos que serán base para la escogencia de cada resorte en particular.

CALCULO DE LOS RESORTES DEL EMBRAGUE DEL P.T.O.

Se debe definir ante todo cada una de las condiciones expresadas atrás. Dado que la fuerza de accionamiento será menor cuanto más pequeño se haga la deformación inducida al resorte, o la longitud de accionamiento, se ha encontrado que es suficiente una holgura de $d = 1/32"$ a cada lado del disco para lograr que este quede totalmente libre.

Si se recuerda que por cada superficie de revestimiento se va a tener un desgaste a lo largo de su vida útil de $1/32"$, el resorte va a sufrir en ese período un cambio de longitud de $x_A = 2x1/32 = 1/16"$.

El máximo aceptable de variación de la fuerza normal para este período es del 8 %, teniendo en cuenta, por un lado, que este valor es de la misma magnitud que la desviación especificada para el motor, y por otro, que se puede disminuir por regulación o ajustes periódicos.

El diseño del embrague da el valor de la fuerza normal F_n

$$F_n = 1555.5 \text{ lb.}$$

siendo la magnitud de esta fuerza elevada para colocarla concentrada en unos pocos lugares, se ha escogido la distribución de 6 resortes colocados sobre un mismo radio R (que se determinará posteriormente), separados entre sí por un ángulo

$$\beta = 360/6 = 60^\circ = \pi/3 \text{ radianes}$$

Cada resorte en la posición embragado realizará una fuerza igual a

$$F_{N_{ind.}} = 1555.5/6 = 259.25 \text{ lb.}$$

La variación máxima aceptada para esta fuerza, según lo dicho anteriormente, será

$$V = F_{N_{max.}} - F_{N_{min.}} = (259.25) - (259.25(1-0.08))$$

$$V = 259 - 238.5 = 20.75 \text{ lb.}$$

La máxima longitud aceptable para el resorte, teniendo en cuenta la localización del embrague, es de 2". Por tanto la longitud sólida del resorte (longitud que posee el resorte cuando se ha comprimido hasta hacer que cada espira esté en contacto con sus vecinos) será:

$$L \approx (N+2) d = 2"$$

Se toman $N+2$ espiras ya que por ser un resorte a compresión posee algunas espiras de sus extremos inactivas. Se ha escogido como tipo de construcción el llamado Squared end ground ends - o extremos planos y a ras- que requiere dos espiras inactivas.

Se puede proceder ahora a determinar la constante del resorte. Si se recuerda que la máxima variación en la fuerza para el desgaste del revestimiento es de 20.75 lb.

$$\nabla = K_R x_A = K_R x l / 16 = 20.75 \text{ lb.}$$

entonces

$$K_R = 16 \times 20.75 = 332 \text{ lb./in}$$

que será el máximo valor que pueda tomar la constante para cumplir con las condiciones impuestas.

Para este valor de la constante K_R tendremos que la fuerza de accionamiento valdrá:

$$P = 259.2 + K_R x 2 x d = 259.25 + 669 x l / 32$$

$$P = 280 \text{ lbs.}$$

Se utiliza ahora, a partir de estos datos, el método indicado para escoger el resorte mas adecuado.

1. Gráfico del máximo diámetro exterior

$$D = D_0 - d$$

$$d_1 = 0.162$$

$$D_1 = 0.838$$

$$d_2 = 0.177$$

$$D_2 = 0.823$$

$$d_3 = 0.192$$

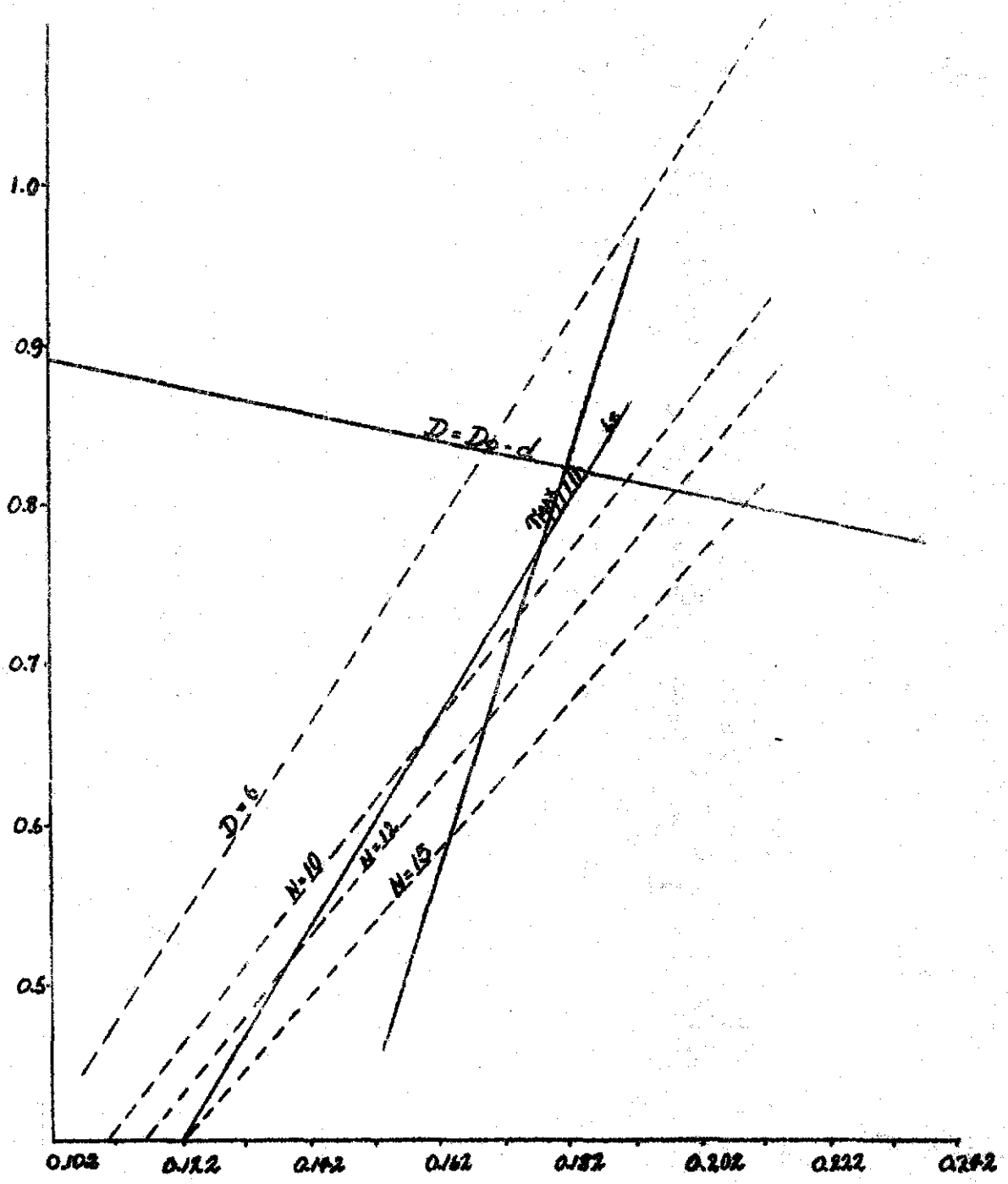
$$D_3 = 0.808$$

$$d_4 = 0.207$$

$$D_4 = 0.793$$

2. Gráfico del número de espiras N

$$D = \sqrt{d^3 G / 8 K_R N} \text{ para un } N \text{ escogido}$$



d	N	D	N	D	N	D	N	D
0.162	6	0.74	10	0.67	12	0.63	15	0.58
0.177	6	0.89	10	0.75	12	0.71	15	0.66
0.192	6	0.99	10	0.84	12	0.78	15	0.73
0.207	6	1.10	10	0.92	12	0.87	15	0.81

Tabla 3-7

3. Máxima longitud sólida deseada

$$L_{MAX} = 2^n = (N+2)d \Rightarrow d = 2^n / (N+2)$$

$N_1 = 6$	$d_1 = 0.25$
$N_2 = 10$	$d_2 = 0.167$
$N_3 = 12$	$d_3 = 0.143$
$N_4 = 15$	$d_4 = 0.118$

4. Curva del máximo esfuerzo torsional que puede soportar la pieza para obtener la vida deseada

d	$\tau_{MAX.TORS.}$	D
0.162	100.000	0.578
0.177	98.000	0.770
0.192	96.000	0.945
0.207	95.000	1.20

Tabla 3-8

La única solución posible, teniendo en cuenta los diámetros de alambre disponibles, será la de diámetro del hilo

$$d = 0.177 \quad D = 0.7605$$

y diámetro exterior

$$D_o = 15/16''$$

La longitud sólida será

$$L_s = 0.177 (9.67+2) = 1.91''$$

El número de espiras será de:

$$N = d^4 G / 80^3 K_R = 9.67 \text{ espiras}$$

El esfuerzo constante máximo al que está sometido el resorte será

$$T = 2.55 \times 2.80 \times 7.605 \times 10 / 5.545 \times 10^{-3} = 97500 \text{ psi.}$$

El resorte llevará una deformación previa, o sea que se debe comprimir a partir de su longitud libre hasta lograr la fuerza necesaria para el trabajo del disco. Esta longitud será:

$$L_s = P_{\text{min}} / K_R = 259.52 / 332 = 0.78''$$

La longitud libre del resorte será:

$$L_L = 0.78'' + 2'' = 2.78''$$

Siendo el recorrido requerido para el accionamiento de $1/16''$, la longitud del resorte cuando se separan las preñas del disco será:

$$L_o = 2.78 - 0.78 - 1/16 = 1.9375''$$

El ángulo de paso α se calcula a partir de la longitud de trabajo del resorte. Si se resta a la longitud total libre la longitud correspondiente a las espiras que no trabajan,

$$L_r = 2.78'' - 2 \times 0.177 = 2.426''$$

se obtendrá la longitud de trabajo. Por lo tanto la longitud de alambre necesario para construir esta parte del resorte será:

$$L_A = 2 \times 9.6 \times R_M / \cos \alpha = \pi \times 9.6 \times 0.7605 / \cos \alpha = 23 / \cos \alpha$$

y como $\sin \alpha = 2.426 / L_A$ el ángulo de paso será:

$$\alpha = \text{arc Tang } 2.426'' / 23'' = 6^\circ$$

CARACTERISTICAS DEL RESORTE DEL P.T.O.

Material	SP85 = SAE 1085
Dureza	Rockwell C-42 a C-46
Diametro del alambre	0.177''

Número de espiras de trabajo	9.67
Extremos planos y a ras	
Número total de espiras	11.67
Díametro exterior	15/16"
Angulo de paso	$\alpha = 6^\circ$
Longitud libre del resorte	2.78"
Longitud de trabajo con carga mínima	2"

CALCULO DE LOS RESORTES DEL EMBRAGUE PRINCIPAL.

Se utilizará, por las razones indicadas en el cálculo de los resortes del otro embrague, un recorrido de 1/16" para dejar libre el disco. Por tanto la fuerza de accionamiento máxima será:

$$F_A = 466.6 \text{ lb.} + K_r \times 1/16"$$

Cada una de las superficies del revestimiento durante su vida útil sufrirá un desgaste de 1/16", o sea que el resorte sufrirá una elongación de 1/8", con su correspondiente cambio en la fuerza realizada. Si se tiene en cuenta que el fabricante del motor especifica un 5% de variación en el valor del torque producido, podrá aceptarse este mismo valor de variación en la capacidad de transmisión del embrague. Sin embargo, dada la facilidad de regulación del embrague, se tomará un 10% de variación como aceptable.

Como esta pérdida en capacidad de transmisión se realiza a lo largo de la vida útil del revestimiento, se tendrá como valor máximo de la constante de los resortes en conjunto:

$$K_{R_c} = F_w/d = 466.6 \times 0.10 / 1/8 = 373 \text{ lb/in.}$$

Se podrá encontrar ahora la fuerza máxima de accionamiento

$$F_A = 466.6 + 373 \times 1/16 = 490 \text{ lb.}$$

Con el fin de evitar que la solución se encuentre en

un resorte con demasiadas espiras, que lo harían demasiado largo, es necesario que la constante de cada resorte sea de magnitud lo más elevada posible. Por tanto se escoge una distribución de la fuerza en tres resortes localizados sobre un mismo círculo de radio R formando entre ellos un ángulo de

$$\delta = 360/3 = 120^\circ = 2\pi/3 \text{ radianes.}$$

Cada resorte hará una fuerza de accionamiento de

$$F_{Ar} = 490/3 = 163.5 \text{ lb.}$$

La fuerza de trabajo realizada por cada resorte será

$$F_{Nr} = 466.6/3 = 155.5 \text{ lb.}$$

Por lo tanto la constante máxima que podrá tener cada resorte será:

$$K_R = 155.5 \times 0.10 / 1/8 = 124.5 \text{ lb/in.}$$

Se quiere además, dada la velocidad de trabajo del embrague y la consiguiente fuerza centrífuga sobre los resortes, que estos sean de corta longitud para evitar al máximo posibles deformaciones. Por lo cual se ha escogido como longitud sólida máxima de cada resorte 2 1/4".

Se seleccionan los resortes siguiendo el método gráfico ya indicado, como se ve en la figura 3-12.

Se selecciona el diámetro $d = 0.162"$ y un diámetro exterior $D_{Ext} = 18/16 = 9/8"$.

$$D = 9/8" - 0.162 = 0.963$$

El número de espiras que trabajan será:

$$N = d^4 G / 8D^3 K_R = 8.82 \text{ espiras.}$$

La longitud sólida por tanto será

$$L_s = 0.162 (8.82 + 2) = 1.756"$$

El esfuerzo cortante máximo al que estará sometida la pieza será:

$$T = 2.55 \times P \times D / d^3 = 2.55 \times 163.5 \times 0.963 / (0.162)^3$$

$$T = 94700$$

A partir de la longitud libre el resorte se deformará hasta la posición en la cual produce la fuerza normal F

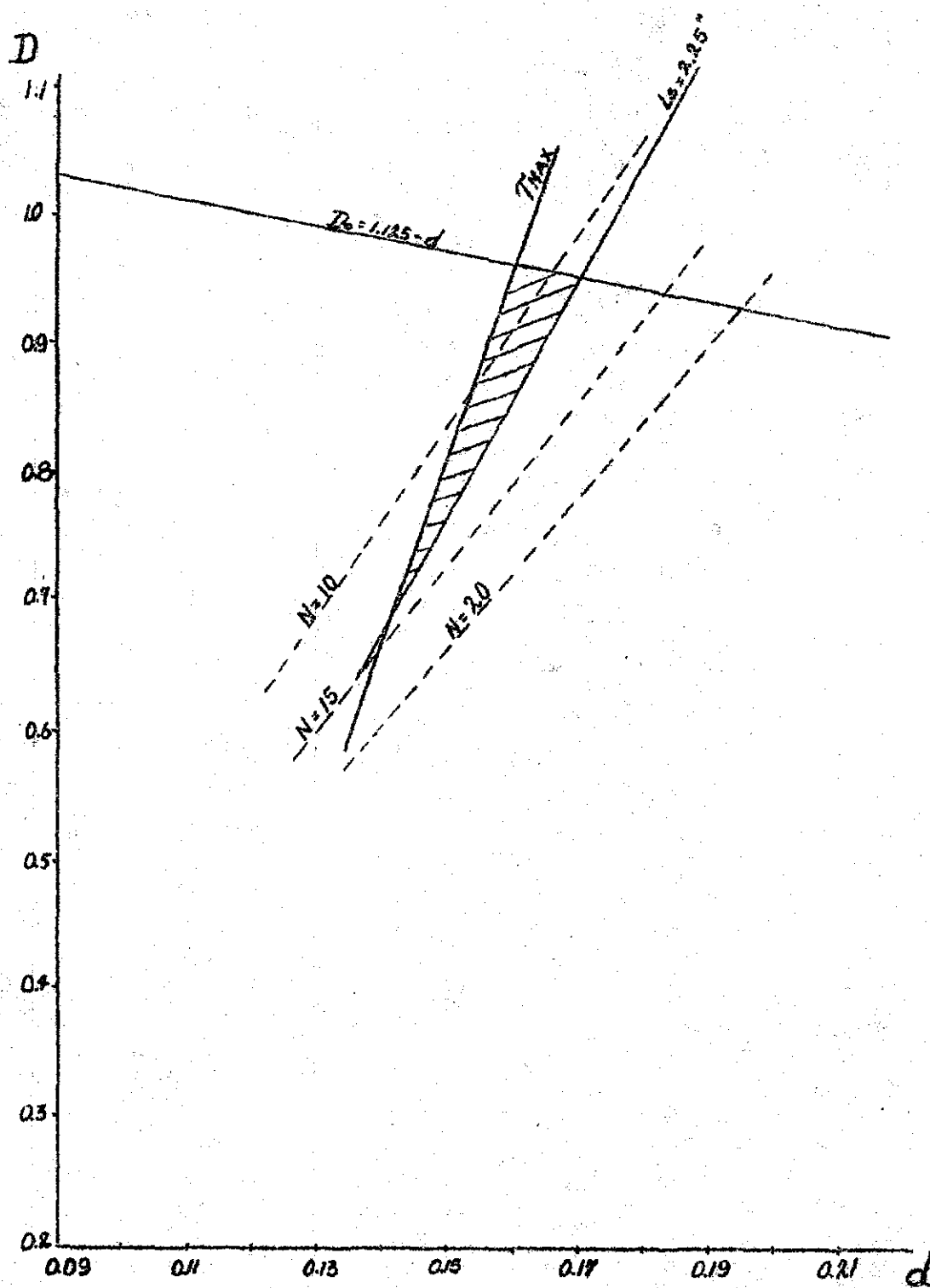


Figura 3-12

sobre el disco. Esta elongación vale

$$L_s = P_{N_{MIN}} / K_R = 155.5 / 124.5 = 1.245''$$

La longitud libre del resorte será

$$L_L = 1.245'' + 2'' = 3.245''$$

Siendo la longitud del resorte cuando trabaja sobre el disco de 2".

La longitud del resorte mientras permanece el disco separado de las prensas será:

$$L_p = 2'' - 1/16 = 31/16''$$

La longitud de alambre que trabaja está dada por

$$L_T = (3.245'' - 2 \times 0.162) = 2.921''$$

La longitud de alambre necesario para construir esta parte del resorte será:

$$L_A = 2 \times 8.82 \times 0.963 / 2 \cos \alpha$$

$$L_A = 8.82 \times 0.963 / \cos \alpha = 26.7 / \cos \alpha''$$

Por tanto siendo

$$\text{sen } \alpha = 2.921 / L_A$$

El ángulo de paso será

$$\alpha = \text{arcTang } 2.921 / 26.7 = 6.24^\circ$$

CARACTERISTICAS DE LOS RESORTES DEL EMBRAGUE PRINCIPAL

Material	SP85 = SAE 1085
Dureza	Rockwell c-42 a C-46
Número de espiras que trabajan	8.82
Extremos planos y a ras	
Número total de espiras	10.82
Díametro exterior	9/8"
Díametro del alambre	0.162"
Angulo de paso	6.24
Longitud libre del resorte	3.245"
Longitud de trabajo con carga mínima	2"

DISEÑO DE LAS PRENSAS DEL EMBRAGUE

CONDICIONES BASICAS DE DISEÑO

Los dos embragues calculados poseen las mismas características geométricas, haciendo posible utilizar la misma forma constructiva para ambos diseños. Esta es la solución adoptada en el presente trabajo por ser la más económica.

Las condiciones del diseño quedaron limitadas, para cada uno de los aspectos a estudiar, a las del embrague que las exija más severas. Se procede a continuación a evaluar estas características y requisitos que debe cumplir el diseño.

a) Siendo las fuerzas del embrague del P.T.O. superiores a las del principal se tomarán, para el diseño, las del primero.

b) Estando apoyado el embrague principal en el eje de salida del motor, -siendo inconveniente que este sufra fuerzas acciales elevadas- se debe lograr la menor fuerza de accionamiento posible. Esta condición es conveniente además por exigir una buena ventaja mecánica.

c) La regulación de la tensión de cada uno de los resortes debe ser fácil.

d) La fabricación y montaje de cada una de las piezas debe ser sencilla.

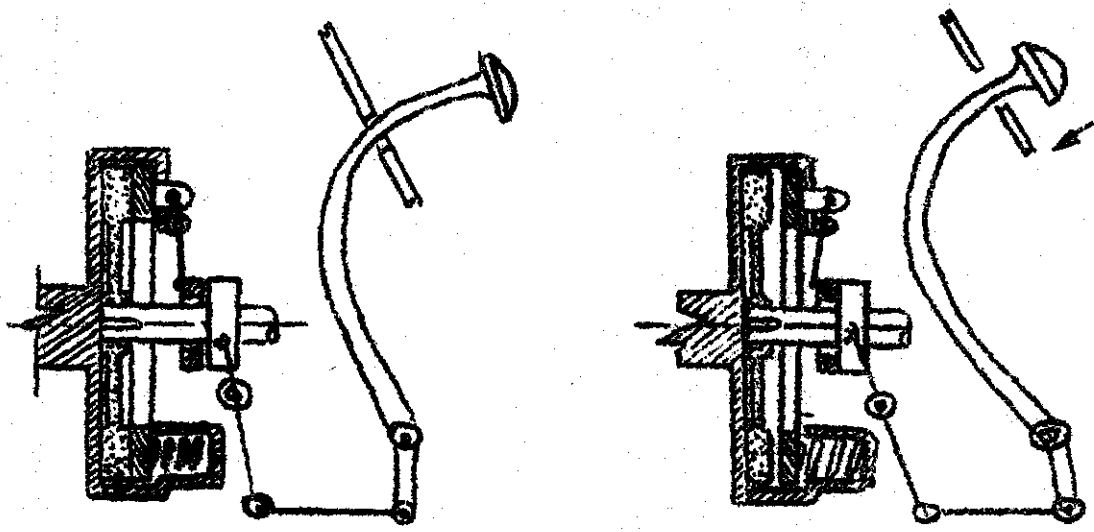
e) El material de las superficies en contacto con el disco debe ser resistente al desgaste.

ESCOGENCIA DE MATERIALES

Se ha escogido el montaje que aparece en las figuras 3-13, 3-14 y 3-15 por cumplir con las condiciones expuestas atrás.

Se procederá ahora a escoger el material más adecuado para fabricar cada una de las piezas.

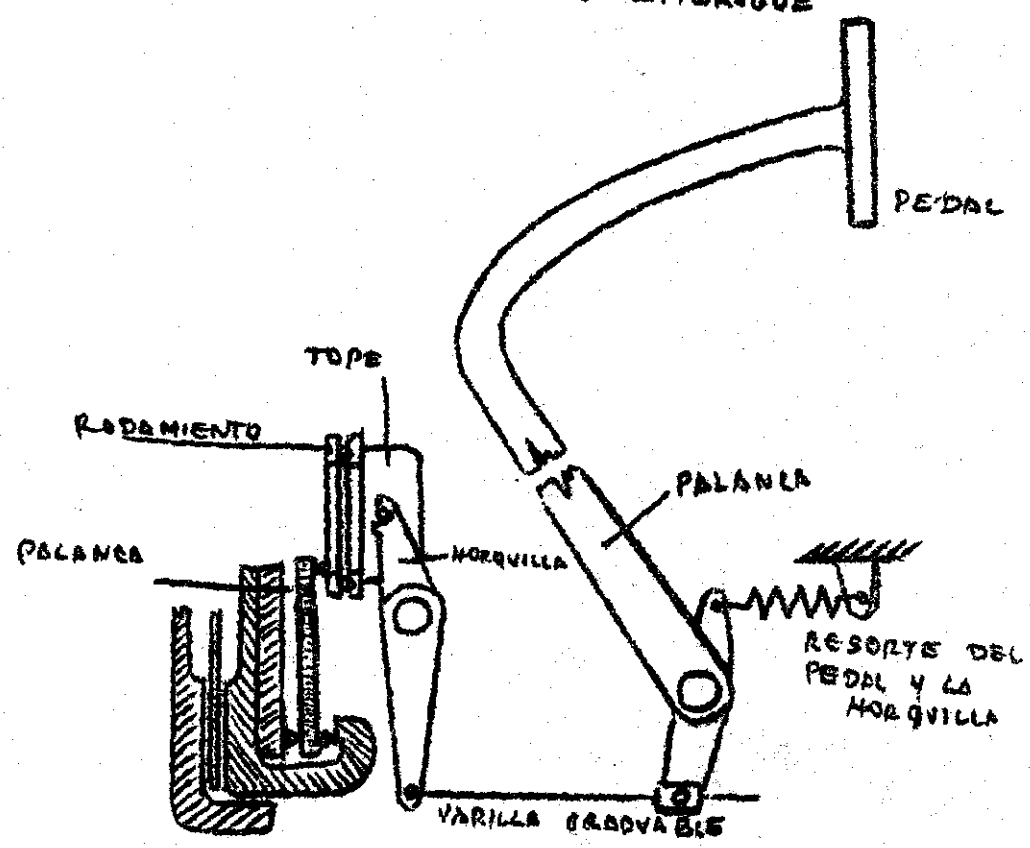
Para las piezas en contacto con el disco se ha escogido, por ser muy resistente al desgaste, fundición gris



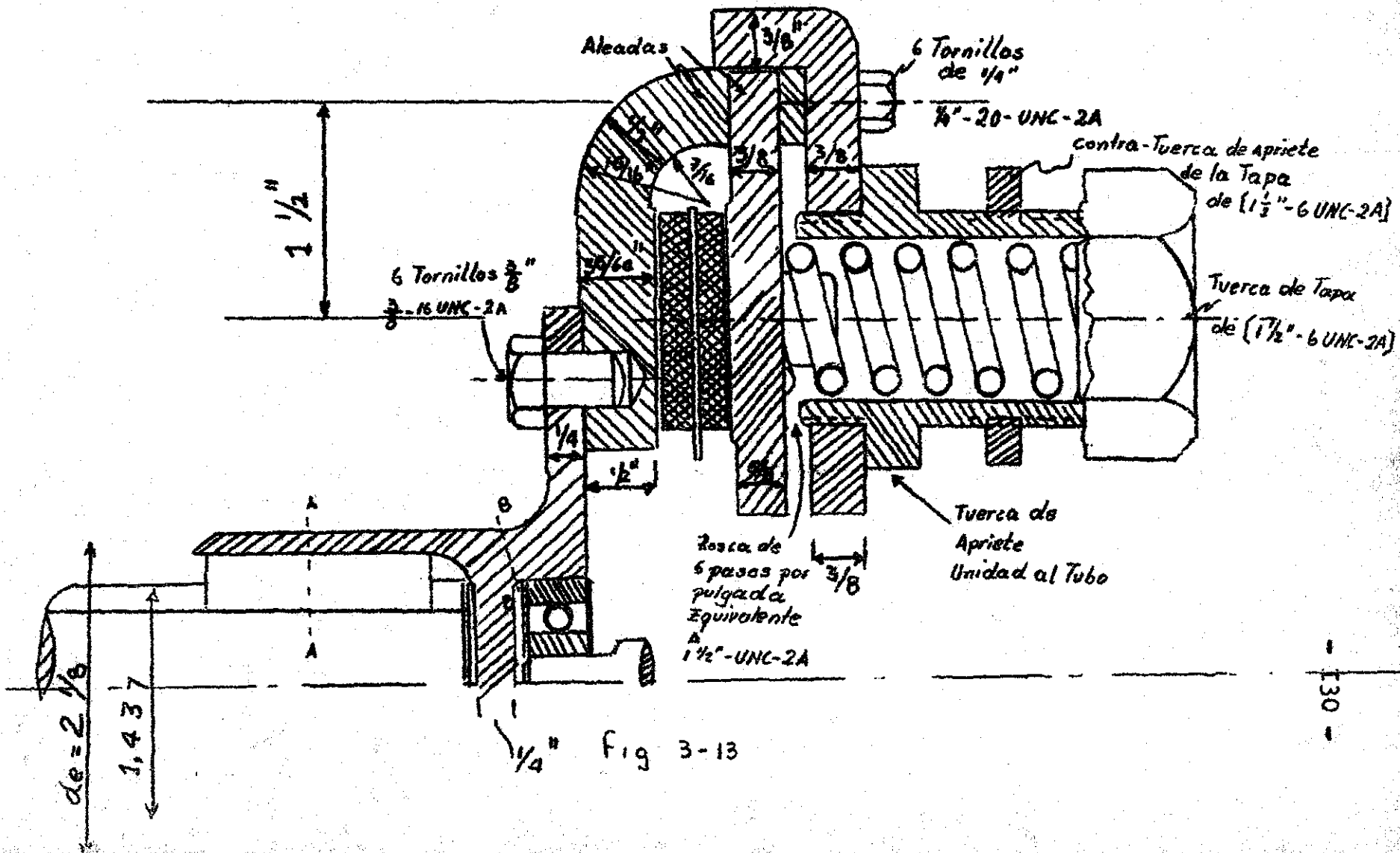
EMBRAGADO

DESEMBRAGADO

CAP. III : MECANISMO DEL EMBRAGUE



EMBRAGUE DISEÑADO



clase ASTM 40, que posee las siguientes propiedades:

a. Propiedades químicas

C = 3.30%	S = 0.08%
Si = 1.90%	Ni = 1.25%
Mn = 0.65%	Cr = 0.50%
P = 0.15%	

b. Propiedades mecánicas

Resistencia a la tracción mínima	40.000 psi.
Resistencia a la compresión mínima	125.000 psi.
Pureza	230 BHN

Tabla 3-9

Además según R. Hünchen (ver bibliografía) la relación entre resistencias a la flexión y a la tracción varía de acuerdo a la forma de la pieza entre 1.45 y 2.35 se toma en general 1.5

$$S_{FLEX.} / S_{TRACC.} = 1.5$$

de donde

$$S_{FLEX.} = 1.5 \times 40000 = 60000 \text{ psi.}$$

El esfuerzo al corte puede, según el mismo autor, expresarse como:

$$S_{TRAC.} / S_{CORT.} = 0.75$$

por lo cual

$$S_{CORT.} = 30.000 \text{ psi.}$$

Las piezas restantes pueden ser construidas en una fundición no aleada. Se ha escogido la fundición ASTM A-159-55 clase 121 ó SAE- 121 cuyas propiedades son:

a. Propiedades Químicas

C = 3.3%	P = 0.15%
Si = 1.9%	S = 0.15%
Mn = 0.65%	

b. Propiedades mecánicas

Posee las mismas propiedades mecánicas que el material ASTM 40.

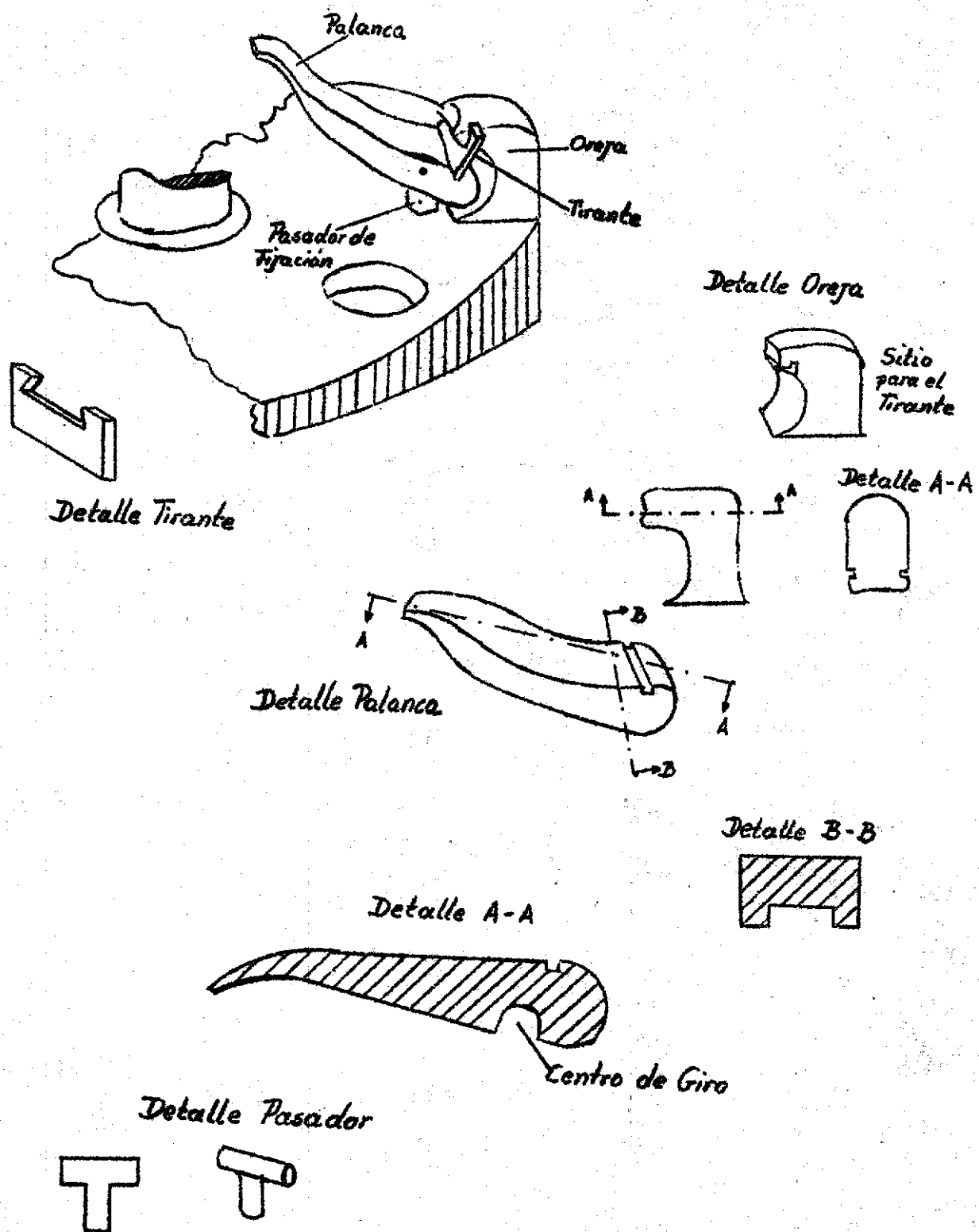


fig 3-14

Para efectos de cálculo se tomará 2 como factor de seguridad de todos estos valores.

DISEÑO DE LAS SECCIONES PELIGROSAS

Las secciones más peligrosas aparecen indicadas en las figuras 3-13; 3-14 y 3-15 siendo -con la nomenclatura de la figura- calculadas a continuación.

1. SECCION A-A

Esta sección puede ser estudiada como un eje hueco que transmite un momento torsor T . Por tanto:

$$T = T(d_o - d_i) / 2J \quad \text{donde } J = \pi / 32 (d_o^4 - d_i^4)$$

de donde

$$T = 16T / \pi (d_o^3 + d_i^3 + d_o d_i (d_o + d_i))$$

Se calculan a continuación los esfuerzos reales que sufre la sección A-A tomando como dimensiones:

$$d_o = 2 \frac{1}{8}'' \quad \text{y} \quad d_i = 1.437''$$

por lo tanto el esfuerzo real

$$T_{REAL} = 16 \times 2333 / ((1.437)^3 + (2.125)^3 + (1.437)(2.125)(3.562))$$

$$T_{REAL} = 508 \text{ psi.}$$

siendo el esfuerzo máximo permisible

$$T_{PERM} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S_{CORTE}$$

donde

K_f = Coeficiente de concentración de tensiones

K_A = Factor de acabado superficial

K_B = Coeficiente de tamaño

K_C = Coeficiente de temperatura

K_D = Coeficiente de confianza

K_E = Coeficiente de efectos diversos

$$S_{CORTE} = S_{CORTE.M.} / \text{factor de seguridad} = 30.000 / 2 = 15.000 \text{ psi.}$$

Se utilizarán los gráficos y valores publicados en las tablas de diseño del Doctor J.L. Avia.

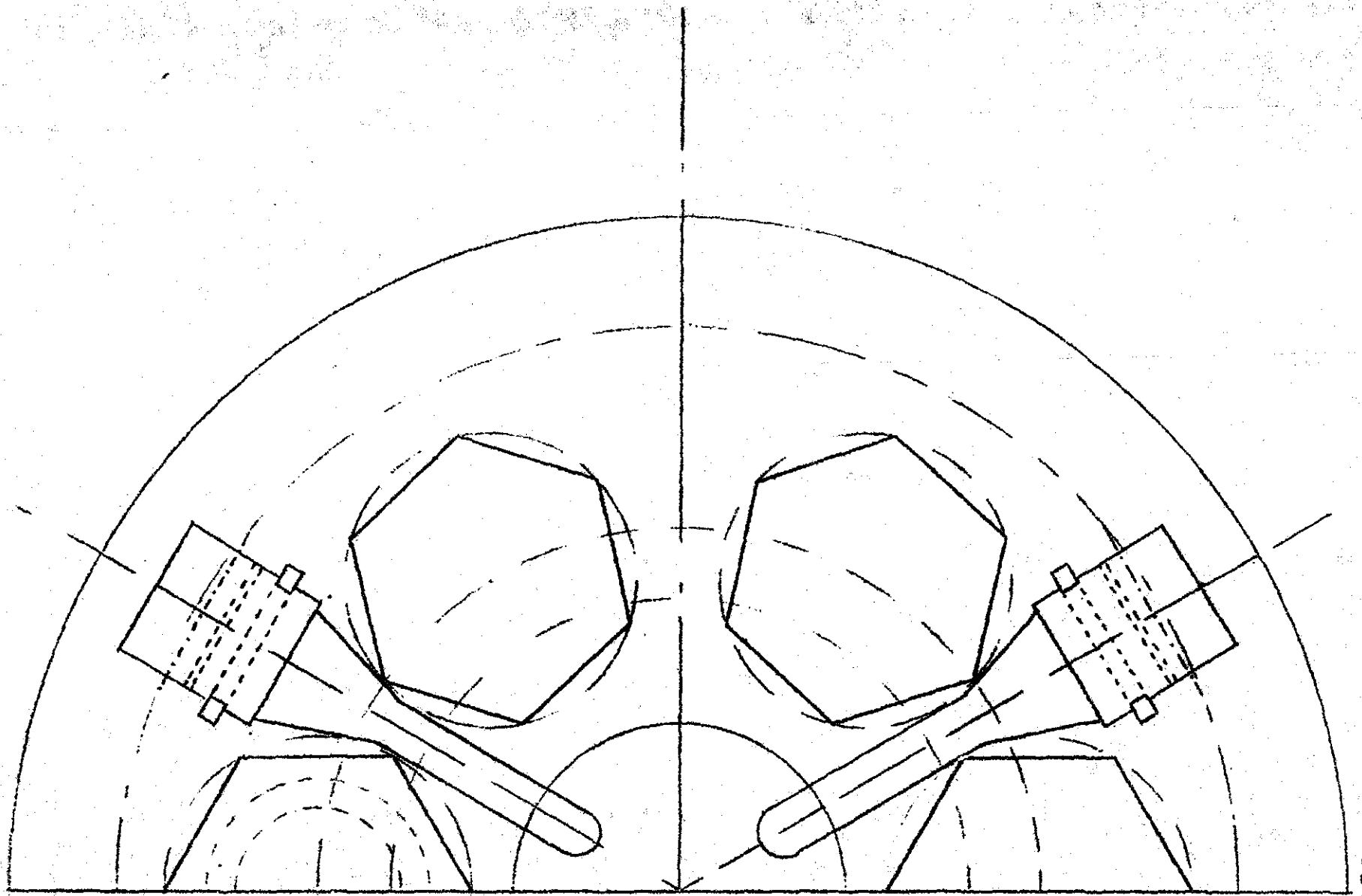


fig 3-15

Siendo $r/d = 0.0625/1.437 = 0.0435$ $K_t = 2.32$

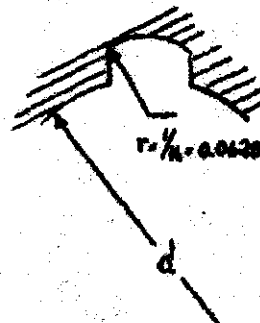


Figura 3-16

Como la dureza en B.H.N. < 200 entonces $q = 0.88$. Por lo cual

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.88(1.32) = 2.16$$

Si el acabado superficial es $k = 30 \mu$ se tendrá un valor de $K_a = 0.87$

El coeficiente de tamaño para un diámetro de 49 mm. (el diámetro exterior) es $K_b = 0.84$

Los otros coeficientes tienen un valor unitario por presentar aspectos que no afectan el presente cálculo.

Entonces

$$\tau_{\text{perm.}} = (1/2.16) \times 0.87 \times 0.87 \times 15,000 = 4,490 \text{ psi.}$$

y puesto que la sección es adecuada al torque que ha de transmitir.

La seguridad existente será:

$$S_{ex} = 4,490/508 = 8.84$$

2. SECCION B-B

No se requiere cálculo alguno por ser el torque transmitido igual al de la sección anterior.

3. SECCION C-C

Las fuerzas que actúan sobre la pieza cuando el embrague está trabajando, son diferentes a las que sufre cuando está desembragado. Mientras trabaja actuará la fuerza ejecutada

por el resorte y su reacción (F_1 y F_2), creando sobre la sección C-C esfuerzos de flexión, y las fuerzas de rozamiento entre el plato y las prensas que producirán esfuerzos cortantes.

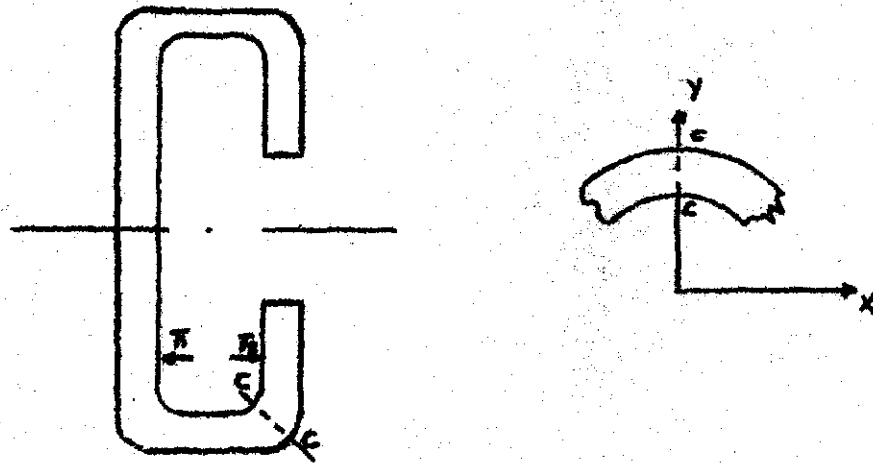


Figura 3-17

Cuando se desembraga únicamente actuará la fuerza máxima que realizará el resorte ($F_1 = F_2 = 1680$ lb.).

Para estudiar la flexión en la sección C-C, que es una viga circular curva, se utilizan las ecuaciones

$$\sigma_{\text{MAX}} = Mh_1/Aea \text{ en la fibra cóncava (A)}$$

y

$$\sigma_{\text{MIN}} = Mh_2/Aec \text{ en la fibra convexa (B)}$$

donde

- M = momento flector máximo
- h_1 = distancia entre la fibra neutra y la más alejada de ella en la parte cóncava.
- A = Area transversal
- e = Distancia entre la fibra neutra y la que pasa por el baricentro
- a = Radio de curvatura interior
- h_2 = Distancia entre la fibra neutra y la más alejada de ella en la parte convexa.

c = Radio de curvatura exterior.

El radio de la sección neutra se determina a partir de la fórmula

$$\int y dA / (r - y) = 0 \quad (1)$$

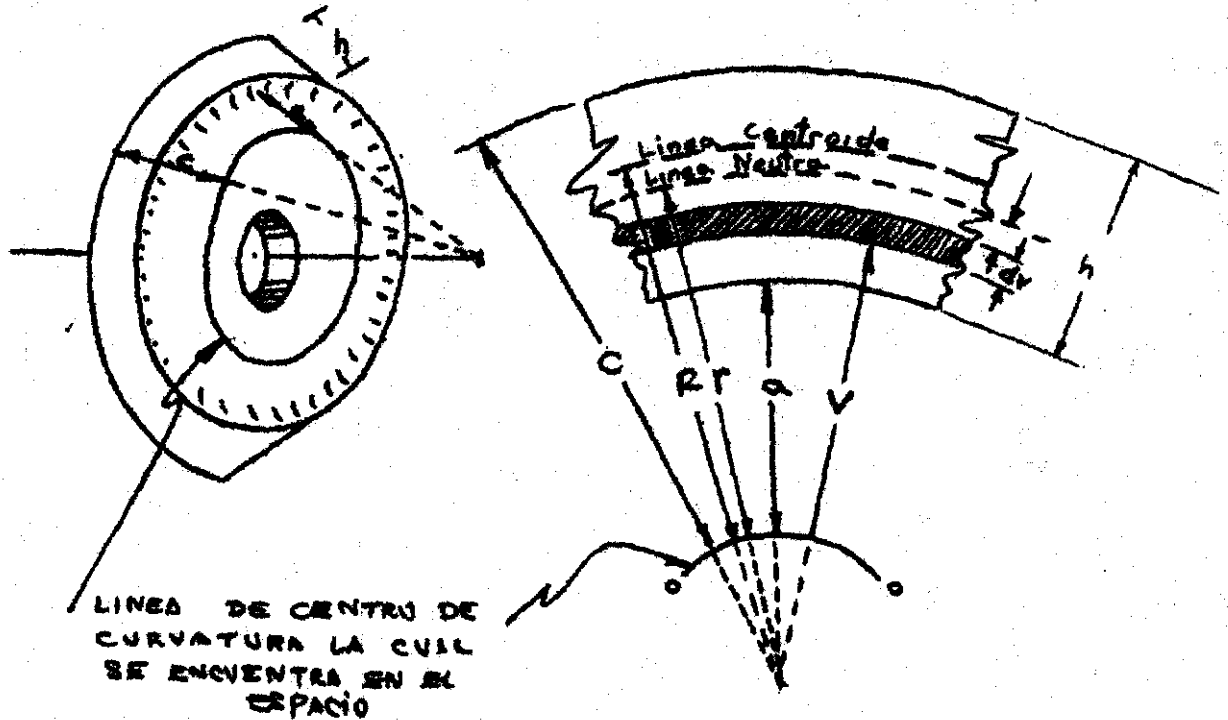


Figura 3-18

De la figura $y = r - v$ que reemplazando en (1)

$$\int ((r - v/v) dA = 0 \quad \int r dA/v - \int dA = 0$$

$$r = A / \int dA/r \quad (2)$$

siendo A el área del tronco de cono

$$A_c = \pi (r + r') R \quad (3)$$

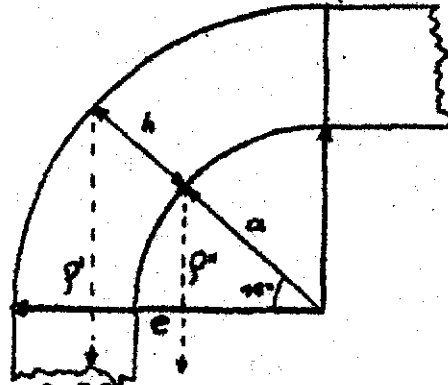


Figura 3-19

De la figura 3-19 se obtiene que

$$e' = l - (c - c \text{ Sen } 45^\circ)$$

de donde

$$e' = l - 0.2929c$$

y

$$e'' = e - h - (a - a \text{ Sen } 45^\circ)$$

siendo

$$a = c - h$$

por tanto

$$e'' = l - 0.7071h - 0.2929c$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (3)

$$A = \pi (e' - 0.2929c + e'' - 0.7071h - 0.2929c)h$$

$$A = \pi (2e - (0.5858c + 0.7071h))h \quad (4)$$

Si se observa la figura 3-20 se obtiene

$$dA = \pi (e'' + e' + 0.7071dv)dv$$

donde $e'' = 0.7071 K'$

$$dA = \pi ((1.4142K))dv + \pi 1.4142 vdv$$

siendo $K = K' - v = e - c/0.7071$

$$A = \pi \int_a^c 1.4142Kdv + \pi \int_a^c 1.4142v dv \quad (5)$$

Reemplazando la ecuación (5) en la ecuación (2) se obtiene

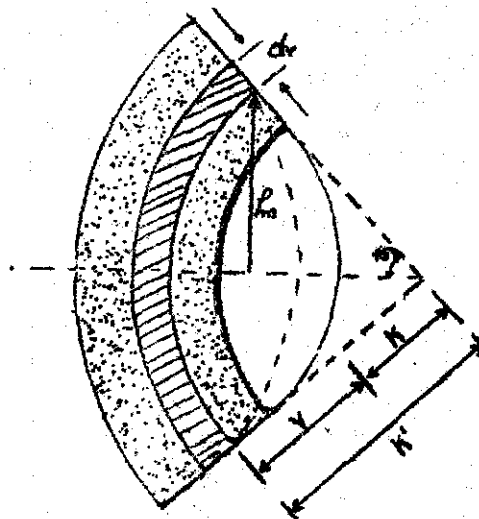


Figura 3-20

que:

$$r = A / \int dA/v$$

$$r = \pi(2\ell - (0.5858C + 0.7071h))h / \int_a^c 2\pi(\ell - v)dv/v + \int_a^c \pi(1.4142)dv$$

$$r = (2\ell - (0.5858C + 0.7071h))h / 2(\ell + C)\ln C/a + 1.4142(C-a) \quad (6)$$

siendo $C-a = h$

pero $e = R-r$; por lo tanto

$$e = R - (2\ell - (0.5858C + 0.7071h))h / 2(\ell + C)\ln C/a + 1.4142h \quad (6A)$$

Además

$$h_2 = C - r \quad (7)$$

$$y \quad h_1 = r - a \quad (8)$$

A partir de estas ecuaciones y utilizando las siguientes dimensiones:

radios de curvatura

$$a = 7/16" = 0.4375$$

$$C = 15/16" = 0.9375$$

grueso de la pared

$$h = 1/2"$$

$$y \quad \ell = 4 \ 1/4 = 4.25"$$

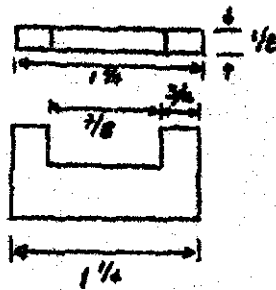
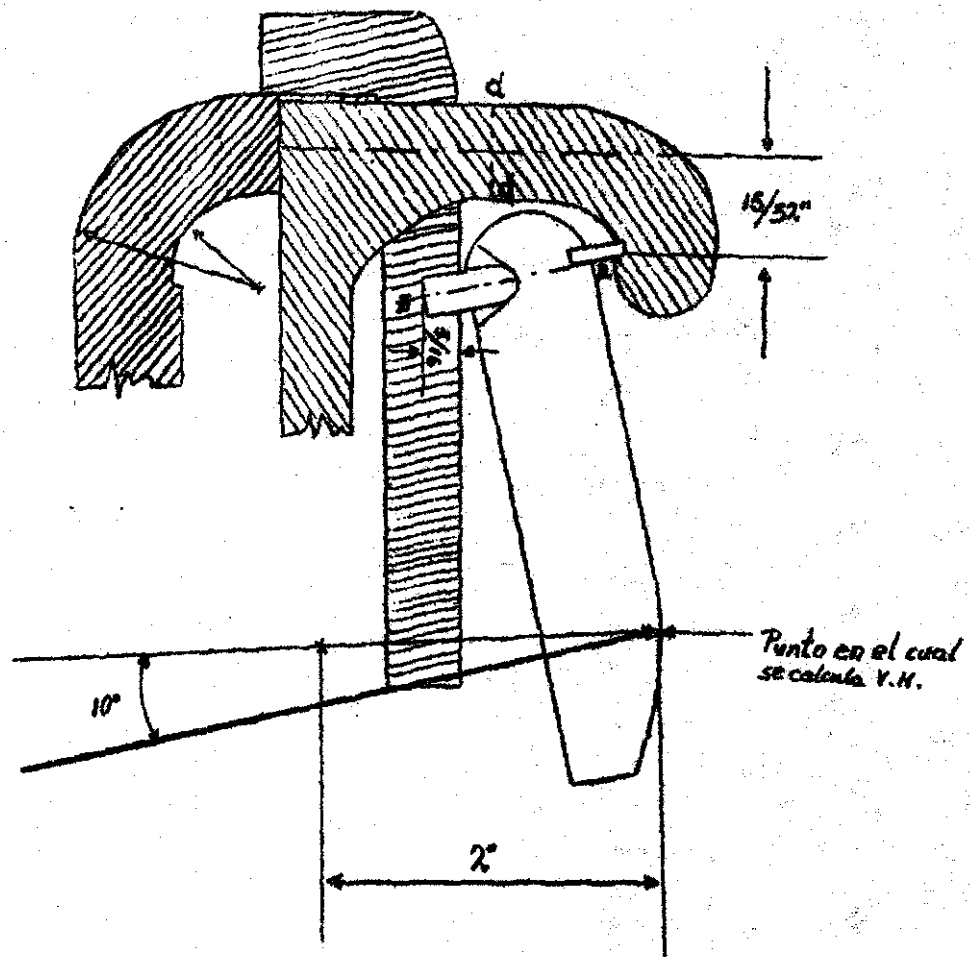
(ver para otras dimensiones la figura 3-13)

Calculamos la flexión existente en C-C.

El momento flector en la sección valdrá

$$M = 1680 \times 1.5 = 2520 \text{ lb.-in.}$$

Detalle del Corte d.d.



Detalle del Tirante

fig 3-21

De la ecuación (4) obtenemos el área
 $A = \pi(2 \times 4.25 - (0.5858 \times 0.9375 + 0.7071 \times 0.5)) \times 0.5$
 $A = 11.9 \text{ in}^2$

De la ecuación (6)
 $r = (8.5 - 0.9035) \times 0.5 / 2(3.3125) \ln(2.14) + 1.4142 \times 0.5$
 $r = 0.66 \text{ in.}$

Si llevamos este valor a las ecuaciones (6A), (7) y (8) se obtiene:

$$e = R - r = a + h/2 - r = 7/16" + 1/4" - 0.66 = 0.0275"$$

$$h_1 = r - a = 0.66 - 0.4375 = 0.2225"$$

$$y \quad h_2 = c - r = 0.9375 - 0.66 = 0.2775"$$

reemplazando estos valores en las ecuaciones (A) y (B) obtenemos:

$$\sigma_{\text{MAX}} = 2520 \times 0.2225 / 11.9 \times 0.0275 \times 0.4375 = 3900 \text{ psi.}$$

en tracción.

$$\sigma_{\text{MIN}} = - 2520 \times 0.2775 / 11.9 \times 0.02775 \times 0.9375 = -2250 \text{ psi.}$$

en compresión.

Se tiene hasta ahora el momento flector; faltando el de corte, creado por el rozamiento. Como todo el momento torsor será transmitido por la sección considerada se tiene que:

$$F_x = M / \ell - h/2 = 2520 / 4.25 - 0.25 = 630 \text{ lb.}$$

El esfuerzo cortante valdrá:

$$E. \text{Cort.} = \text{Fuerza} / \text{Area} = 630 / 11.9 = 53 \text{ psi.}$$

que por ser muy inferior al de flexión se puede despreciar para efectos de cálculo.

Para la pieza tal como es indicada en la figura 3-13, se tiene que el máximo esfuerzo permisible está dado por:

$$\sigma_{\text{PERM}} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S$$

(se usa la misma nomenclatura que la utilizada en el cálculo de la sección A-A)

donde:

$$K_f = 1.0$$

$$K_A = 0.8 \text{ (para } R = 250 \text{ que corresponde a la fundición en arena.)}$$

$$K_b = 0.75 \text{ (para } \phi = 216 \text{ mm.)}$$

$$K_c = K_o = K_r = 1.0$$

$$S_{flex.} = S \quad \text{/Factor de seguridad}$$

$$S_{flex.} = 60.000/2 = 30.000 \text{ psi.}$$

$$\sigma_{perm.} = 0.8 \times 0.75 \times 30.000 = 18000 \text{ psi.}$$

Por tanto, siendo $\sigma_{REAL} < \sigma_{perm.}$, la sección está correctamente diseñada.

La seguridad existente es:

$$Se = 18000/3900 = 4.62$$

4. SECCION D-D.

Se muestra en la figura 3-21.

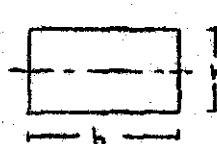
Como se observa en la figura 3-14, se han escogido 3 palancas para la transmisión de la fuerza de accionamiento al embrague. Por tanto la fuerza en el punto A será:

$$F_{AA} = 1680/3 = 560 \text{ lb.}$$

El momento producido por esta fuerza sobre la sección que se considera valdrá:

$$M = F_{AA} \times r = 560 \times 15/32 = 262 \text{ lb.-in.}$$

El momento flector que sufre la sección está dado por:



$$\sigma_f = MC / I \quad \text{donde } I/C = bh^2/6$$

$$\sigma_f = 6M/bh^2 = 6 \times 262 / 1 \times (0.5)^2$$

$$\sigma_f = 1572 / 0.25 = 6288 \text{ psi.}$$

La tracción sobre la sección D-D creará un momento igual a

$$\sigma_t = F/A = 560 / 0.5 \times 1 = 1120 \text{ psi.}$$

el momento total será:

$$\sigma = 7408 \text{ psi.}$$

El esfuerzo máximo que puede soportar la pieza, o momento permisible, valdrá:

$$\sigma_{perm.} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S_{TRAC.}$$

donde:

$$K_f = 1.0$$

$$K_A = 0.87 \text{ (siendo } R = 30 \text{ y } = 28 \text{ Kg/mm)}$$

$$K_B = 1.0$$

$$K_c = K_D = K_E = 1.0$$

$$S_{TRAC.} = S_{TRAC. MATERIAL} / \text{Factor de seguridad}$$

$$S_{TRAC.} = 40.000 / 2 = 20.000 \text{ psi.}$$

entonces

$$\sigma_{PERM.} = 0.87 \times 20.000 = 17400 \text{ psi.}$$

que nos da una seguridad existente de:

$$S_e = 17400 / 7408 = 2.35$$

por lo cual el diseño es satisfactorio.

5. CALCULO DEL TIRANTE

Un esquema del tirante puede verse en la figura 3-21.

La pieza estará sometida a compresión, sufriendo una fuerza

$$F = 560 \text{ lb.}$$

Se toma como material acero de construcción de $\sigma_a = 70.000 \text{ psi}$

El esfuerzo que sufre el tirante será:

$$\sigma_{REAL} = F/A = 560 / ((1/8)(1 \ 1/4)) = 3600 \text{ psi.}$$

El esfuerzo permisible está dado por

$$\sigma_{PERM.} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S_{COMP.}$$

donde:

$$K_f = K_c = K_D = K_E = 1.0$$

$$K_A = 0.82$$

y $K_B = 1.0$

$$S_{COMP.} = 40.000 \text{ psi.}$$

entonces

$$\sigma_{PERM.} = 0.82 \times 40.000 = 32.800 \text{ psi.}$$

entonces la seguridad existente será:

$$S_e = 32800 / 3600 = 9.1$$

por lo tanto la pieza está correctamente diseñada.

6. DISEÑO DE LA PALANCA.

Un esquema de la palanca puede ser observado en las figuras 3-15 y 3-21. Como se puede ver se ha buscado, para cumplir con las condiciones antedichas de diseño, la máxima ventaja mecánica posible. El cálculo se hará en base a lo indicado en la figura 3-22.

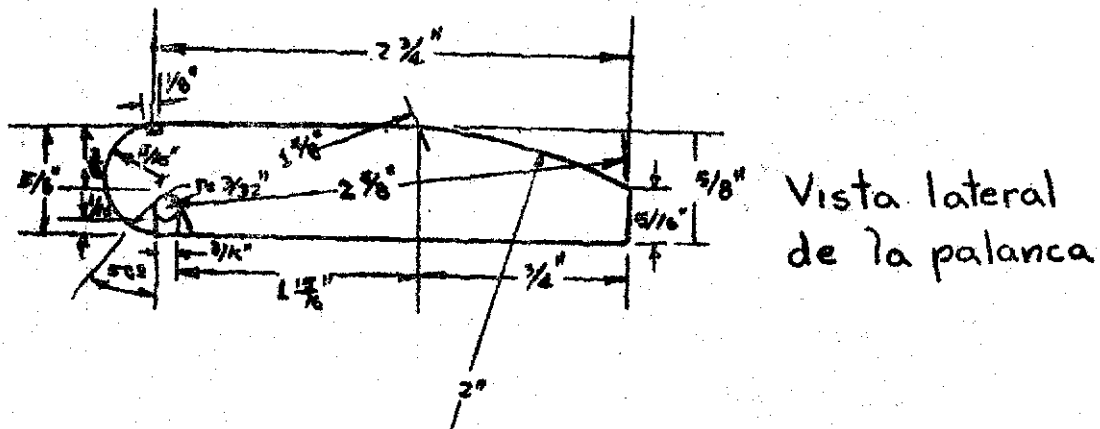


Figura 3-22

La sección más peligrosa de la palanca es la indicada como E-E en la figura 3-21. Se ha escogido como material acero común de construcción con $\sigma_{\text{por}} = 70000 \text{ psi}$. Cada palanca realizará como fuerza de accionamiento

$$F = 1680/3 = 560 \text{ lb.}$$

La sección E-E sufrirá entonces un esfuerzo cortante igual a

$$\sigma_{\text{REAL}} = F/A = 560 / ((3/4)(3/8)) = 560 / 0.75 \times 0.375$$

$$\sigma_{\text{REAL}} = 2000 \text{ psi.}$$

siendo la resistencia al corte del material

$$\sigma_{\text{RESIST. C.}} = S_{\text{CORTE}} / \text{factor de seguridad.}$$

$$\sigma_{\text{RESIST. C.}} = 25000/2 = 12500 \text{ psi.}$$

Se obtiene una seguridad al corte de

$$S_{\text{SEGUR.}} = 12500/2000 = 6.25$$

La fuerza F creará además un momento máximo en el extremo derecho de la pieza

$$M = F \times r \text{ donde } r = 2 \frac{3}{4} - 2 \frac{5}{8} = 1/8''$$

Por tanto

$$M = 560 \times 1/8 = 70 \text{ lb.-in.}$$

Este momento produce en esta sección un momento flector igual a:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{REAL}} &= M/I/C \quad \text{siendo } I/C = bh^2/6 \\ \sigma_{\text{REAL}} &= 6M/bh^2 = 6 \times 70 / (5/16)(5/16)^2 \\ &= 13800 \text{ psi.}\end{aligned}$$

siendo el esfuerzo máximo permisible

$$\sigma_{\text{PERM.}} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S$$

donde:

$$\begin{aligned}K_f &= 1.186 \text{ si se sabe que } \sigma_r = 49 \text{ Kg/mm y } r > 4\text{mm.} \\ K_A &= 0.82 \text{ por tener un acabado superficial de } R = 30 \\ K_B &= 0.95 \text{ para un diametro de } 5/8" (15.875 \text{ mm.}) \\ K_C &= K_D = K_E = 1.0 \\ S_{\text{FLEX.}} &= 44.000 \text{ psi.}\end{aligned}$$

reemplazando

$$\sigma_{\text{PERM.}} = 0.82 \times 0.95 \times 1 / 1.186 (44.000) = 29.000 \text{ psi.}$$

Por lo tanto la sección tendrá una seguridad existente de:

$$S_e = 29.000 / 13.800 = 2.1$$

Por lo cual se tiene un buen diseño de la palanca

CALCULO DEL LARGO DE LA CHAVETA

Se calcula a continuación la chaveta necesaria para el acoplamiento del embrague al eje matriz. Por construcción del eje del motor se tienen ya determinadas las dimensiones del ancho y espesor de la chaveta.

El acero escogido para la chaveta es el AISI-C-1020, con $S_y = 43000$ psi. Se usará el mismo factor de seguridad que en las demás piezas del embrague (F.S. = 2)

Entonces el esfuerzo permisible a la compresión valdrá:

$$\sigma_{\text{COMP.}} = 43.000 / 2 = 21500 \text{ psi.}$$

El esfuerzo cortante, como ya se ha indicado, valdrá

$$S_{\text{CORTE}} = 0.5775 S_y = 43.000 \times 0.577 = 24800 \text{ psi.}$$

y el máximo esfuerzo permisible al corte

$$\sigma_{\text{CORTE}} = 24800 / 2.0 = 12400 \text{ psi.}$$

La fuerza que debe transmitir la chaveta es de:

$$F = \text{Torque/Radio} = 23331 \text{ lb.-in.} / 0.7185 \text{ in.}$$

$$F = 3240 \text{ lb.}$$

El esfuerzo cortante que soporta la claveta será:

$$\sigma_{\text{cort.}} = F/L_1 h \Rightarrow L_1 = F/\sigma_{\text{cort.}} h$$
$$L_1 = 3240/12400 \times 0.375 = 0.695''$$

donde L_1 es la longitud de la claveta necesaria para que soporte el esfuerzo cortante.

El esfuerzo de compresión que sufrirá la claveta está dado por:

$$\sigma_{\text{comp.}} = F/L_2 h/2 \Rightarrow L_2 = 2F/\sigma_{\text{comp.}} h$$
$$L_2 = 2 \times 3240/21500 \times 0.375 = 0.805''$$

siendo L_2 la longitud de la claveta necesaria para que soporte el esfuerzo cortante.

Como $L_2 > L_1$, se escoge una claveta con una longitud de $13/16''$ ($13/16 \approx 0.805$)

Con base en los resultados obtenidos en el presente capítulo se presentan, al final del presente trabajo, los planos completos de los embragues diseñados.

CAPITULO IV

Notas preliminares

En este capítulo se diseñan ejes y se calculan los rodamientos que han de soportar dichos ejes.

El método que se va a usar es el desarrollado en los cursos de diseño en la facultad de ingeniería Mecánica de la U.Nal. por el profesor Ing. Jose L. Abia. Los valores de coeficientes y constantes, así como los de las resistencias a la fatiga para las diversas sollicitaciones fueron tomados de las conferencias de dicho profesor.

Puesto que todo el mundo conoce las conferencias del Ing. Abia, no repetimos las tablas y gráficas en la pequeña sinopsis de teoría que se da antes de emprender los cálculos, debiendo el lector consultarlas para constatar cada valor que nosotros damos como sacado de dichas tablas.

Para la persona que no conozca las conferencias del Ing. Abia damos la bibliografía en donde se encuentran los gráficos y tablas de las conferencias.

Bases teóricas

Para calcular un eje se deben seguir los siguientes pasos:

- 1.- Determinación clara de los torques, fuerzas y momentos actuantes sobre la pieza, lo mismo que su localización. En este punto debe dejarse claro el tipo de sollicitación y el tipo de material.
- 2.- Cálculo de las tensiones nominales mediante la técnica de resistencia de materiales.
- 3.- Cálculo de las tensiones permisibles en cada sección que se considere peligrosa, teniendo en cuenta toda irregularidad del material como entallas, chaveteros etc, así como el tipo de sollicitación.

Mediante la siguiente fórmula podemos hacer un cálculo tentativo del diámetro:

$$d = \sqrt[3]{32M/\pi S_f} \quad \text{para flexión}$$

$$d = \sqrt[3]{16T/\pi \tau_i} \quad \text{para torsión}$$

El valor de cada uno de los esfuerzos a que se somete la pieza, calculado mediante resistencia de materiales, está afectado por los siguientes coeficientes:

$$M_d = \text{Momento de diseño} = a_1 a_2 \varphi M$$

$$T_d = a_1 a_2 \varphi T$$

$$P_d = a_1 a_2 \varphi P$$

donde: M_d, T_d, P_d = Momento, torque o fuerza real.

M, T, P = Momento, torque o fuerza real.

a_1, a_2 y φ = coeficiente de inseguridad en los valores, coeficiente de seguridad de la pieza y coeficiente de aplicación, respectivamente.

Los valores de a_1 se utilizan cuando no se posee la suficiente información sobre los esfuerzos a los cuales estará sometida la pieza, y puede valer de 1,2 a 1,3. Sin embargo, en la mayoría de los casos se conocen las cargas y su tiempo de aplicación, y por consiguiente a_1 valdrá 1,0.

El coeficiente a_2 considera la posibilidad de la falla de la pieza con riesgo de vidas humanas, o pérdidas grandes de dinero, etc. y puede valer desde 1,0 hasta 1,5. En la mayoría de los casos, para maquinaria en general se utiliza

$$a_2 = 1,0.$$

El hecho de que la carga se aplique uniformemente o no, se considera en el factor de aplicación φ . En turbinas de vapor, motores eléctricos, rectificadoras, etc. se usa $\varphi = 1,0$. En motores de combustión, compresores, tornos, máquinas herramientas en general, etc. el valor de φ varía de 1,2 a 1,5.

Para aplicaciones de trabajo pesado, como en martillos neumáticos, laminadoras, prensas, cizallas, etc., se toma γ entre 2,0 y 3,0.

Tensiones permisibles en la pieza

Los valores de las tensiones permisibles en las diferentes secciones de la pieza difieren substancialmente de los valores permisibles en las probetas del material. Se debe tener en cuenta el efecto de tamaño (diferente al de la probeta), el efecto de entallas, chaveteros, acabado superficial, trabajo en frío, temperatura y muchos otros más que disminuyen la capacidad de soportar esfuerzos en una sección determinada de la pieza. Así, el esfuerzo permisible en cada una de las secciones se calcula mediante:

$$\sigma_f' = \frac{1}{K_f} K_A K_B K_C K_D K_E S_f$$

donde; σ_f' = esfuerzo de fatiga a la flexión, permisible.

S_f = esfuerzo de fatiga a la flexión del material

K_f = coeficiente de concentración de tensiones.

K_a = factor de acabado superficial.

K_b = coeficiente de tamaño.

K_c = coeficiente de temperatura.

K_d = coeficiente de confianza.

K_e = coeficiente de efectos diversos.

De una manera similar:

$$\tau' = \frac{1}{K_f} K_A K_B K_C K_D K_E S_{\text{CORTE}}$$

Donde τ' = es esfuerzo al corte.

S_{CORTE} = esfuerzo de fatiga al corte del material.

Los demás coeficientes tienen un significado igual que para la flexión.

El valor de K_f se obtiene de la siguiente manera:

$$K_{ft} = 1 + q(K_{tt} - 1, 0) \quad \text{y} \quad K_{ft} = 1, 0 \quad q(K_{tt} - 1, 0)$$

donde: q, q_t son sensibilidad a la entalla en flexión y torsión respectivamente.

K_t, K_{tt} son coeficientes de entalla a flexión y torsión respectivamente.

Los valores de q, q_t, K_t y K_{tt} , así como los de todos los factores que intervienen en el diseño de ejes a la fatiga, se encuentran graficados, como se dijo al principio, en las conferencias de diseño del profesor Ing. José Luis Abia.

Seguridad existente

Se halla mediante las siguientes relaciones:

$$S_{ef} = \frac{\sigma'_t}{\sigma'_{tt}} \quad S_{et} = \frac{\sigma'_t}{\sigma'_{tt}}$$

Estos valores así encontrados deben encontrarse entre los límites de la seguridad necesaria para un diseño satisfactorio.

A continuación aparece el cálculo de los ejes que han sido modificados con respecto a los seleccionados en el proyecto del diseño de la caja de velocidades, además, de los correspondientes a los embragues y P.T.O.

CALCULO DEL EJE DEL TREN MOVIL

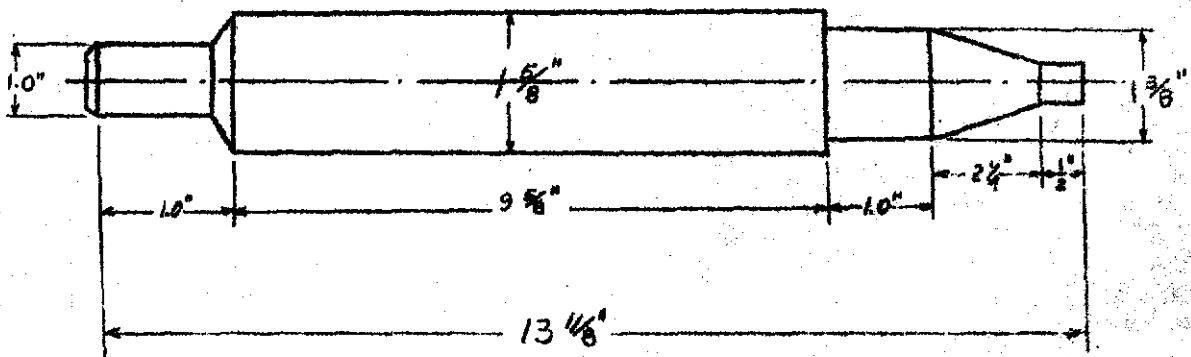
Material: Acero AISI 1060

Propiedades: $S_R = 109.000$ Psi.

$S_R = 46.000$ psi.

$\tau_L = 37.000$ psi.

Dimensiones del eje:



Distribución de las fuerzas en el caso mas desfavorable:

Como al realizar cambio de velocidad la localización de la fuerza aplicada por el piñón de engrane se ve alterada, es necesario realizar el cálculo para cada una de las secciones en el caso que le sea más desfavorable.

En tractores medianos, según estadísticas realizadas por Massey Ferguson, se tiene la siguiente distribución del torque medio según la velocidad utilizada.

Velocidad	(En el motor) % Torque Max.	(En el motor) [lb-ft] Torque Medio	Torque Medio en el eje. [lb-in]
1°	60%	420	2.676
2°	62.82%	440	1.668
3°	78.50%	550	1.369
4°	54%	378	
Reversa	51%	357	2.681

Tabla 4-1

Por tanto, el valor de la fuerza media ejercida sobre el eje en cada velocidad

$$F_{M_1} \text{ (en la primera velocidad)} = 484.8 \text{ lb. } \angle 20^\circ$$

$$F_{M_2} \text{ (en la segunda velocidad)} = 386.1 \text{ lb. } \angle 20^\circ$$

$$F_{M_3} \text{ (en la tercera velocidad)} = 364 \text{ lb. } \angle 20^\circ$$

$$F_{M_R} \text{ (en reversa) } = 484.7 \text{ lb. } \angle 20^\circ$$

El punto de aplicación de cada una de estas fuerzas se muestra a continuación en la figura 4-2. En ella, aparecen indicadas las fuerzas que actúan en cada una de las velocidades del tractor, y la localización de los puntos de apoyo del eje.

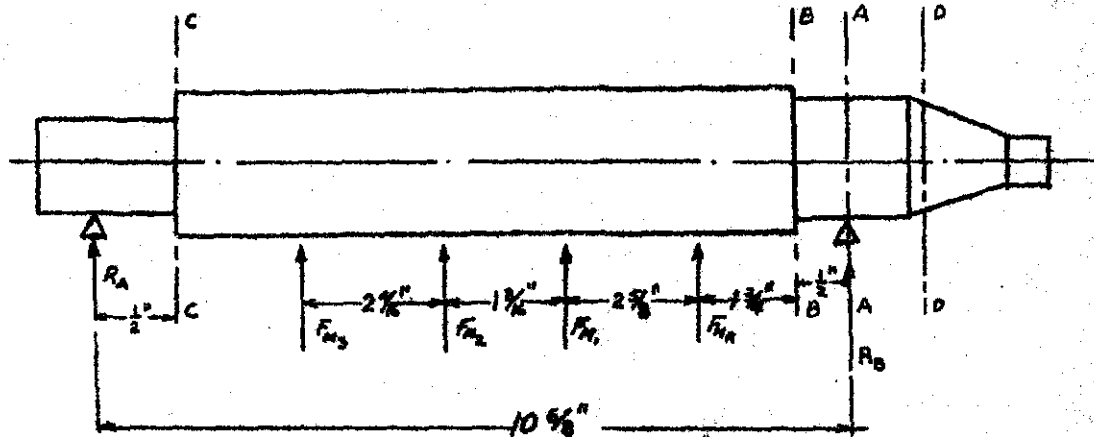
Las magnitudes de las fuerzas F_A , F_B y F_C se encuentran en el cálculo del diferencial.

Velocidad	R_{M_T}	R_{B_T}	R_{A_R}	R_{B_R}
1°	-302	1637	-289	+371
2°	-300	1670	-288.7	463.7
3°	-322	1698	-346	542
Rev	-303	1506	-138.5	400

Figura 4-2

Cálculo de las reacciones:

Por aplicación, para cada uno de los casos de las leyes de equilibrio se tiene:



Indicando el subíndice τ la componente de la fuerza en la dirección tangente al eje y el subíndice r la componente en la dirección del radio.

Diagramas de momentos:

Aparecen en la figura 4-3 los diagramas de momentos, en cada uno de los planos escogidos

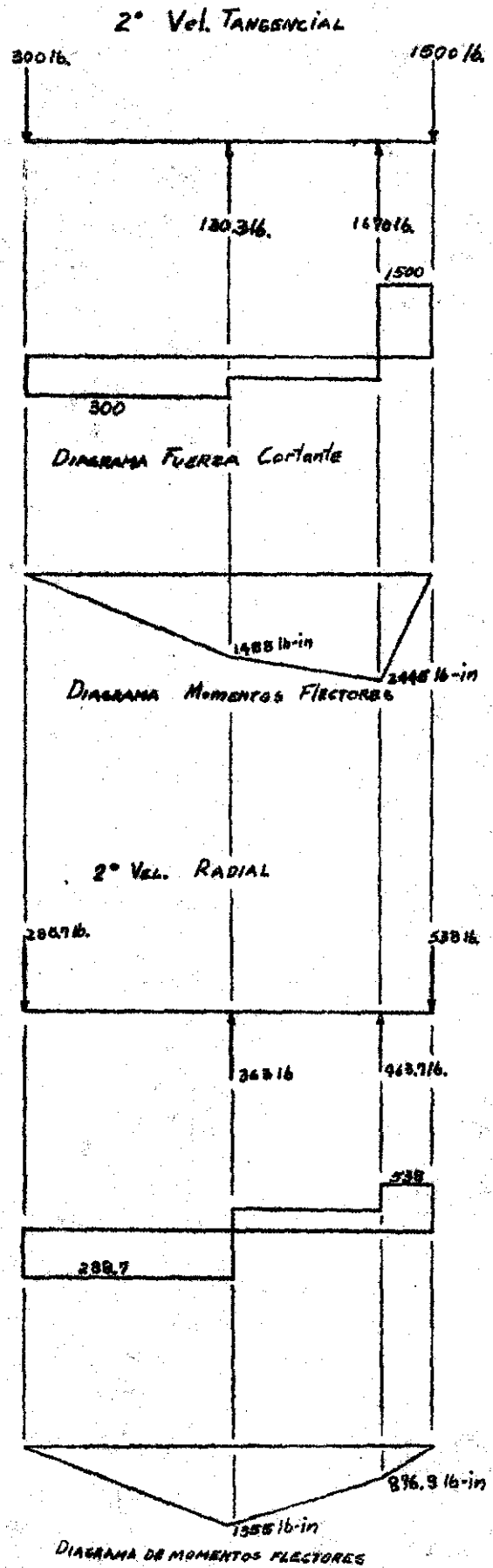
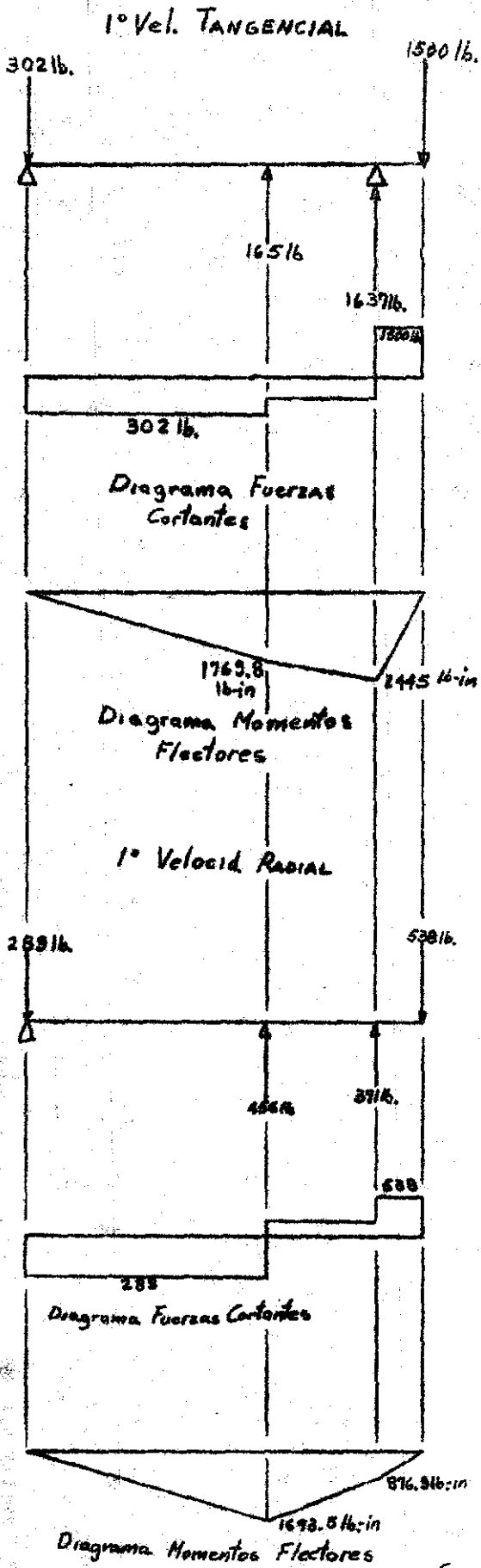


Fig 4-3

3° Vel. TANGENCIAL

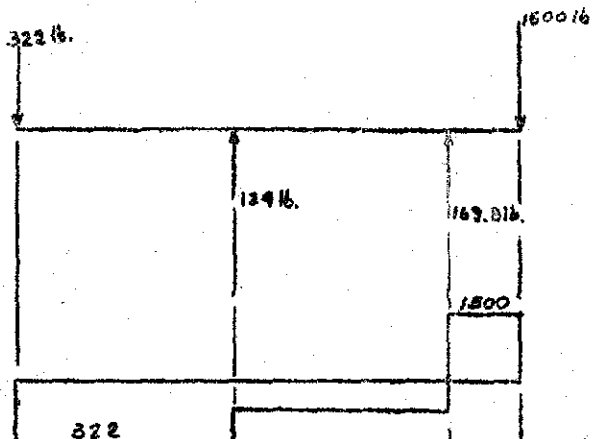


DIAGRAMA FUERZAS CORTANTES

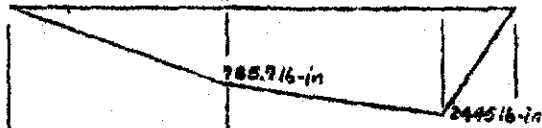


DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES

3° Vel. RADIAL

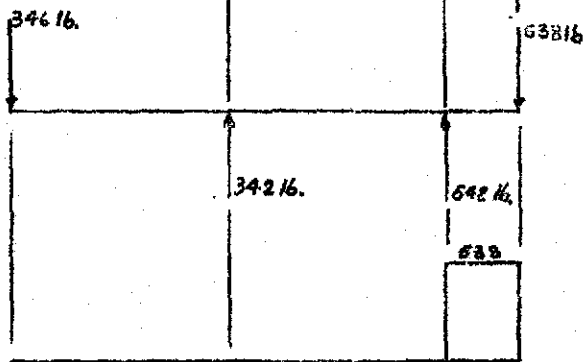


DIAGRAMA FUERZAS CORTANTES

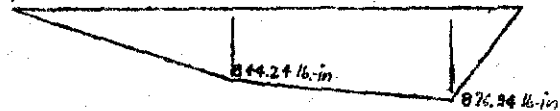


DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES

Reversa TANGENCIAL

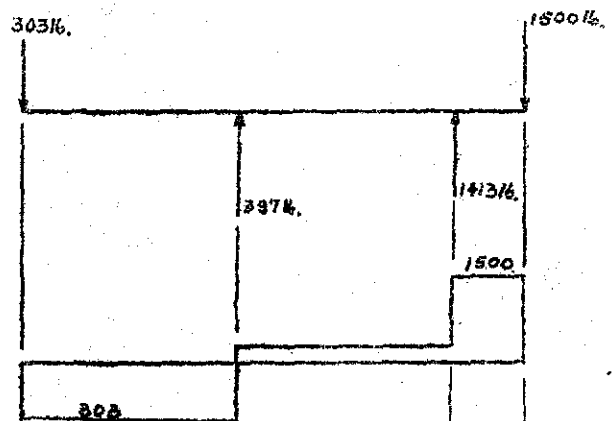


DIAGRAMA FUERZAS CORTANTES



DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES

Reversa Radial

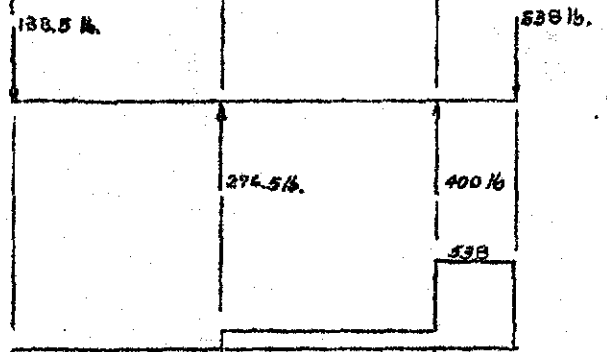


DIAGRAMA FUERZAS CORTANTES



DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES

fig 4-3

(radial y tangencial) y la resultante de ellos, para cada velocidad.

Control de las secciones más peligrosas:

Se realizará en forma detallada para la sección A-A el proceso completo, y luego se tabularán para las demás, los resultados obtenidos al aplicar el mismo método en ellas.

Las secciones más peligrosas se encuentran indicadas en la figura 4-2.

SECCION A-A

Seleccionamos la situación mas desventajosa en la cual trabaja la sección. Se encuentra en la tercera velocidad en la cual son máximos ambos momentos, torsor y flector.

Se tiene, pues, de acuerdo a las dimensiones indicadas en la figura 4-1, que el diámetro de la sección es $d=1 \frac{3}{8}$ ", por tanto los esfuerzos de torsión y flexión que sufre la sección, son respectivamente:

$$Z = 16T/\pi d^3 = 16 \times 550 / \pi (1.375)^3 = 1080 \text{ psi.}$$

$$y \quad \sigma = 32M/\pi d^3 = 32 \times 2600 / \pi (1.375)^3 = 10200 \text{ psi.}$$

Los esfuerzos de diseño como se indicó en el párrafo anterior va afectado por los coeficientes a_1, a_2 y ψ . Por lo cual

$$Z_{d12} = a_1 a_2 \psi Z \quad y$$

$$\sigma_{d12} = a_1 a_2 \psi \sigma$$

donde $a_1 = a_2 = 1.0$

Por existir seguridad en el valor de las fuerzas y no existir riesgo en vidas humanas.

y $\psi = 1.2$ teniendo en cuenta que no es posible certificar que la carga se aplique uniformemente.

Por tanto

$$Z_{d12} = 1.2 \times 1080 = 1370 \text{ psi.}$$

$$\sigma_{d12} = 1.2 \times 10200 = 12250 \text{ psi.}$$

entonces el valor del esfuerzo total que sufre la sección

será

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_{\text{dis}}^2 + 4\left(\frac{S_f Z_i}{2 Z_i}\right)^2}$$

donde los valores de S_f y Z_i ya han sido obtenidos de las propiedades del material escogido, siendo

$$S_f = 46.000 \text{ psi.} \quad \text{y} \quad Z_i = 37.000 \text{ psi.}$$

de donde se obtiene que

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{(12250)^2 + 4\left(\frac{46}{2 \times 37}\right) \times 1370^2} = 12.300 \text{ psi.}$$

El máximo esfuerzo a la flexión que puede soportar la sección será:

$$\sigma'_{\text{ADM}} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E S_f \quad (1)$$

donde, utilizando las tablas y gráficas ya mencionadas, se obtiene:

$K_A = 0.8$ por tener un acabado superficial ($R=0.6$) correspondiente a un torneado fino y $S = 76200 \text{ Kg/mm}$ ($S = 109.000 \text{ psi.}$)

$K_B = 0.87$ por tener la pieza un diámetro exterior de $d = 35 \text{ mm.}$ ($d = 1 \frac{3}{8}''$)

$K_f = 1.0$ por no existir ninguna entalla en la sección.

$K_C = K_D = K_E = 1.0$ ya que no existen condiciones que los hagan tener en consideración.

Para la torsión tendremos que el máximo esfuerzo torsor que puede soportar la pieza será:

$$Z'_{\text{ADM}} = (1/K_f) K_A K_B K_C K_D K_E Z_i \quad (2)$$

donde:

K_A, K_B, K_C, K_D y K_E son los mismos valores que afectan el esfuerzo de flexión S_f y

$K_f = 1.0$ por no existir entalla en la sección.

Reemplazando estos valores en las ecuaciones (1) y (2) se obtiene:

$$\sigma'_{\text{ADM}} = 1 \times 0.8 \times 0.87 \times 1 \times 46.000 = 32.000 \text{ psi.}$$

$$\text{y} \quad Z'_{\text{ADM}} = 1 \times 0.8 \times 0.87 \times 1 \times 37.000 = 25.800 \text{ psi.}$$

Se tiene que la sección, así diseñada, posee como

seguridades existentes a la flexión y la torsión los valores:

$$S_{ef} = \sigma_{ADM} / \sigma_{eq} = 32.000 / 12.300 = 2.6$$

$$S_{et} = \sigma_{ADM} / \sigma_{eq} = 25.800 / 12.300 = 2.1$$

Seguridades que al ser superiores a la unidad indican que la sección soportará las cargas que se imponen satisfactoriamente.

Sección	M (lb.-in)	T (lb.-in)	σ_{FD} (PSI)	τ (PSI)	D	d	r (in)
A-A	2600	550	12.250	1370	-	1 3/8	-
B-B	2580	550	12.150	1370	1 5/8	1 3/8	1/32
C-C	3245	-	3970	-	1 5/8	1	1/32
D-D	1800	550	10.500	2400	-	1 1/8	1/32
E-E	2712	550	16.670	1680	1 5/8	1 1/4	-

Sección	r/d	D/d	R(K)	K _{ef}	K _{et}	K _{fl}	K _{ft}
A-A	-	-	0.6	-	-	-	-
B-B	0.0226	1.07	0.6	2.3	2.1	1.98	1.8
C-C	0.0313	1.625	0.6	2.4	2.2	2.05	1.9
D-D	0.0303	-	0.6	2.45	2.45	2.09	2.09
E-E	-	1.19	0.6	-	-	-	-

Sección	K _b	K _A	σ_{eq} (PSI)	σ'_{ADM} (PSI)	2 $\lambda_{m.}$	S _{ef}	S _{et}
AA	0.80	0.87	12.300	32.000	25800	2.6	2.1
BB	0.87	0.87	12.250	17.600	15500	1.43	1.27
CC	0.93	0.87	3.970	14.900	15.210	3.75	3.97
DD	0.91	0.87	10.500	17.400	14.000	1.61	1.30
EE	0.85	0.87	16.680	34.000	27400	2.04	1.65

TABLA 4-3

CALCULO DEL EJE-PIÑON REDUCTOR FINAL

Material: Acero AISI 4320

Propiedades:

$$S_u = 150.000 \text{ psi.}$$

$$S_y = 75.000 \text{ psi.}$$

$$\zeta_i = 70.000 \text{ psi.}$$

Dimensiones del eje:

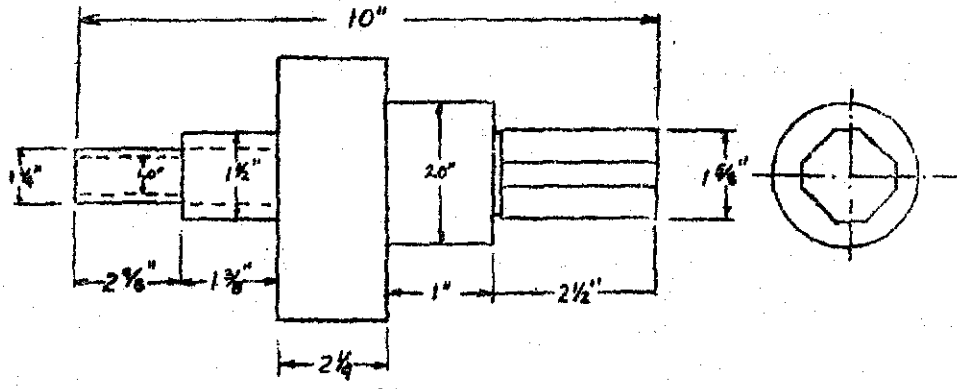


Figura 4-4

Distribución de las fuerzas en el caso mas desfavorable:

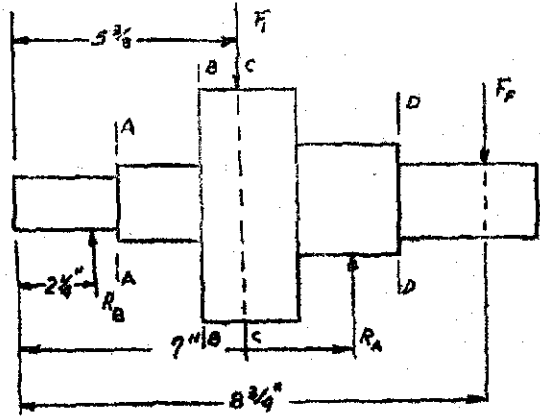


Figura 4-5

El torque medio T valdrá:

$$T = 1300 \times 12.333 / 2 = 8000 \text{ lb.-in.}$$

La fuerza sobre el piñón reductor final

$$F_i = 8000 / 2.5 = 3200 \text{ lb.}$$

y la fuerza realizada sobre el freno

$$F_f = 779 \text{ lb.}$$

Cálculo de las reacciones:

Encontrando los momentos alrededor del punto A se tiene:

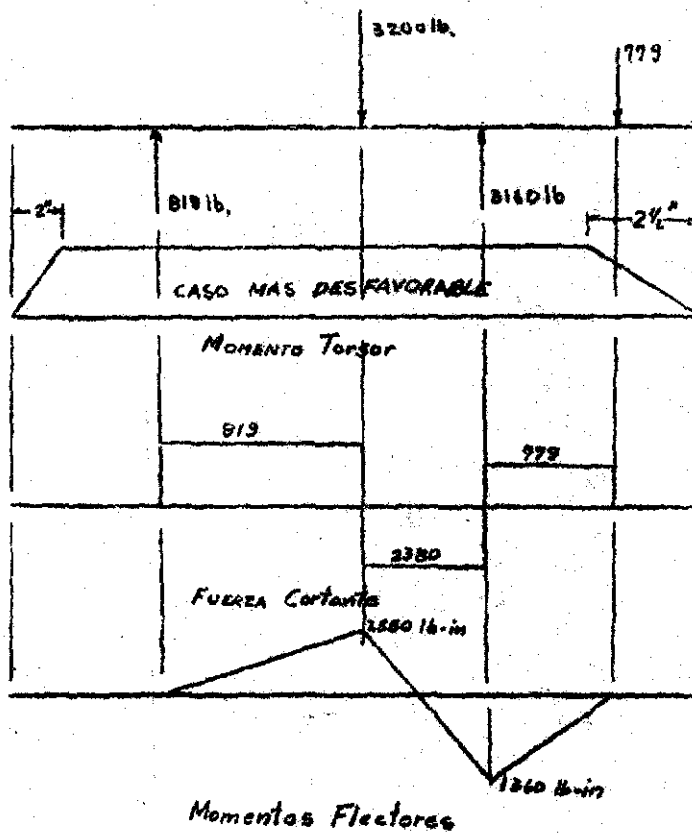
$$M = 0 = 3200(5.375 - 2.25) - R_A(7 - 2.25) + 779(8.75 - 2.25)$$

$$R_A = 3160 \text{ lb.}$$

y haciendo $\Sigma F = 0 = R + 3160 - 3200 - 779 = 0$

$$R_B = 819 \text{ lb.}$$

Diagramas de momentos



Control de las secciones peligrosas:

Las secciones mas peligrosas se encuentran indicadas en la figura 4-5 y se encuentran calculadas de acuerdo al método ya indicado, a continuación.

Sección	M_f (lb-pg)	σ_f (psi)	T (lb-pg)	Z_{mud} (psi)	r (pg)	d (pg)	D (pg)
A-A	510,0	3250	8000	25100	5/64	1,25	1,5
B-B	1638,0	10.300	8000	25000	5/64	1,25	2,0
C-C	2550,0	3900	8000	6100	5/64	2	—
D-D	973,75	8750	8000	36000	5/64	1,11	1,83

Sección	R (pg)	r/d	D/d	K_{ef}	K_{es}	q	K_{ff}	$K_{f\tau}$
A-A	1,0	0,0625	1,2	1,9	1,6	0,74	1,66	1,44
B-B	1,0	0,0625	1,6	1,9	1,6	0,74	1,66	1,44
C-C	1,0	—	—	—	1,6	—	—	—
D-D	1,0	0,0675	1,04	1,7	1,6	0,74	1,52	1,44

Sección	σ_{adm} (psi)	Z_{adm} (psi)	σ_{eq}	S_{ef}	S_{ec}	K_a	K_b
A-A	40.500	43.600	27.200	1,49	1,6	1,0	0,9
B-B	37.500	37.400	29100	1,29	1,29	1,0	0,87
C-C	63.600	59.000	7600	8,38	7,76	1,0	0,85
D-D	45.900	45.000	39600	1,16	1,14	1,0	0,93

TABLA 4-4

Las seguridades indicadas en la sección D-D son más pequeñas que las reales, pues se ha tomado, en esta sección octogonal, para los cálculos como radio el del menor círculo inscrito.

CALCULO DEL EJE DEL EMBRAGUE PRINCIPAL

Material:

Tramo 1 Acero AISI 5135

Tramo 2 Acero AISI 1060

Propiedades:

Acero AISI 5135

$S_R = 120.000$ psi.

$S_T = 55.000$ psi.

$Z_i = 48.000$ psi.

Acero AISI 1060

$S_R = 109.000$ psi.

$S_T = 46.000$ psi.

$Z_i = 37.000$ psi.

Dimensiones del eje

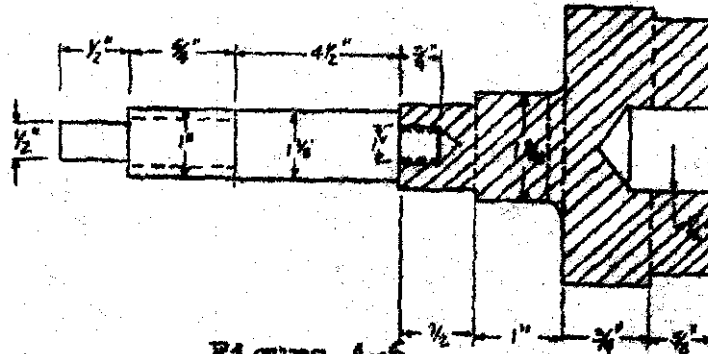


Figura 4-6

Localización de las fuerzas en el caso más desfavorable.

El caso más desfavorable se presenta mientras se transmite el torque máximo (figura 4-7)

$$T = 550 \text{ lb.-in.}$$

En este momento la fuerza F , tendrá como componentes radial y tangencial F_{1R} y F_{1T} .

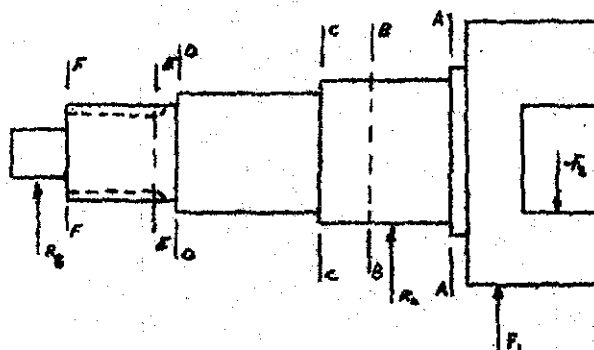


Figura 4-7

$$F_{1R} = 187 \text{ lb.}$$

$$F_{1T} = 244 \text{ lb.}$$

El eje del tren móvil realizará una fuerza F_1 de componentes:

$$F_{1R} = 346 \text{ lb.}$$

$$F_{1T} = 322 \text{ lb.}$$

Cálculo de las reacciones:

Aplicando los principios de equilibrio se obtienen las reacciones R_A y R_B

$$R_A = -673.5 \text{ lb.} \quad \text{y} \quad R_B = 107.5 \text{ lb.}$$

Diagramas de Momentos:

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se encuentran en la figura 4-8.

Control de las secciones más peligrosas:

En la figura 4-5 se encuentran indicadas las secciones peligrosas del eje, siendo los resultados obtenidos tabulados a continuación en la tabla 4-5.

Sección	M lb.-in	T lb.-in	$\frac{U_s}{P_s}$	$\frac{S_s}{P_s}$	δ	d	r
AA	626	550	1970	865	1 27/32	1575	1/32
BB	842	550	3150	1030	1 9/16	1	1/64
CC	750	550	11200	4100	1"	30/32	1/32
DD	210	350	4520	5900	1 1/8	1	1/32
EE	200	550	4300	5900	5/8	-	-
FF	76	-	14900	-	0.5	53/64	1/32

Sección	T/d	D/d	R(N)	K _{ty}	K _{et}	K _{ty}	K _{ty}
AA	0.02	1.18	0.6	2.3	2.3	2.1	2.1
BB	-	-	0.6	-	-	3	3
CC	0.033	1.07	0.6	2.4	1.8	2.05	1.6
DD	0.037	1.21	0.6	2.2	1.8	1.9	1.6
EE	-	-	0.6	-	-	-	-
FF	0.037	1.45	0.6	2.4	-	2.05	-

Sección	K _B	K _o	G _{mg}	P _o d (in)	S _o d (in)	S _{el}	S _{er}
AA	0.85	0.86	2040	17.100	16.700	9.36	8.2
BB	0.85	0.86	3360	12.600	11.200	3.75	3.33
CC	0.92	0.86	12.200	17.800	16.300	1.46	1.33
DD	0.92	0.86	8.630	19.100	18.300	2.21	2.13
EE	0.92	0.86	8600	36.400	29.200	4.23	3.56
FF	0.96	0.86	14.900	21.600	-	1.45	-

TABLA 4-5

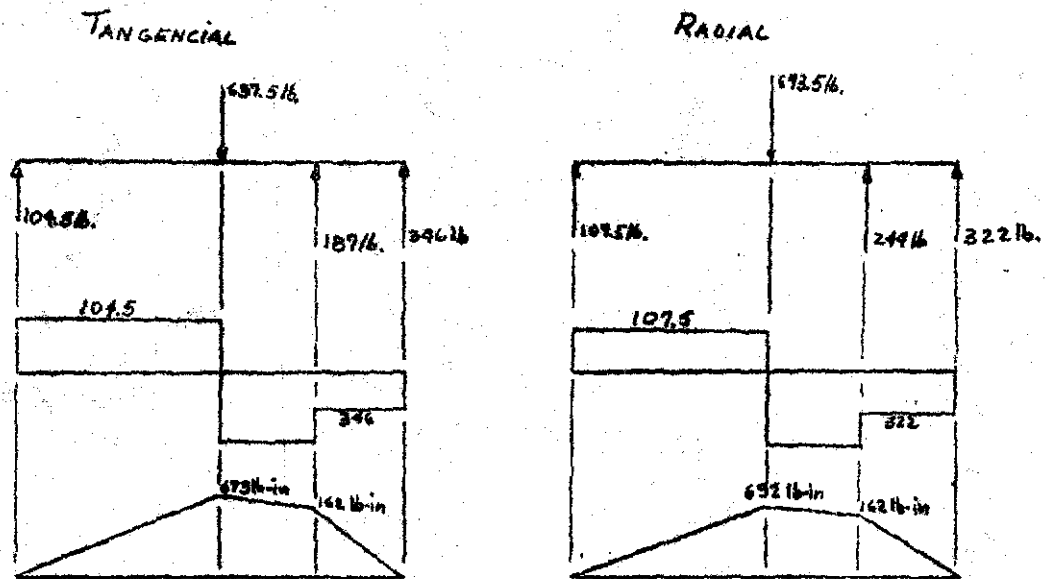


Figura 4-8
CALCULO DEL EJE DE SALIDA DEL P.T.O.

Material: Acero AISI 1060

Propiedades:

$$S_r = 109.000 \text{ psi.}$$

$$S_c = 46.000 \text{ psi.}$$

$$Z_i = 37.000 \text{ psi.}$$

Dimensiones del eje:

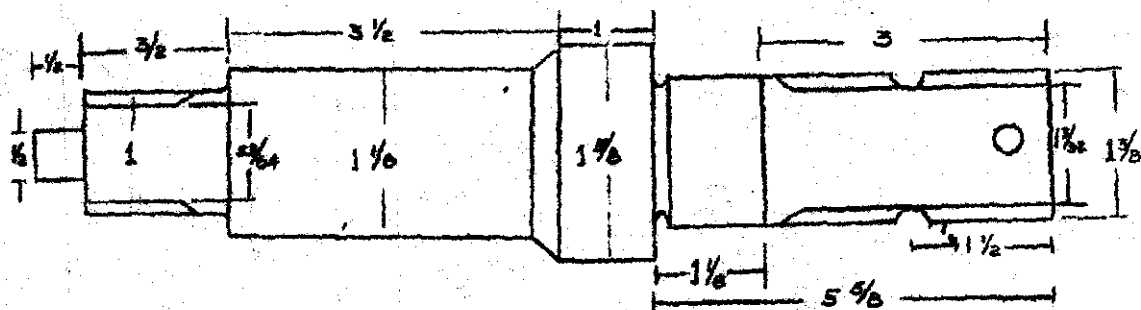


Figura 4-9

Distribución de las fuerzas en el caso más desfavorable:

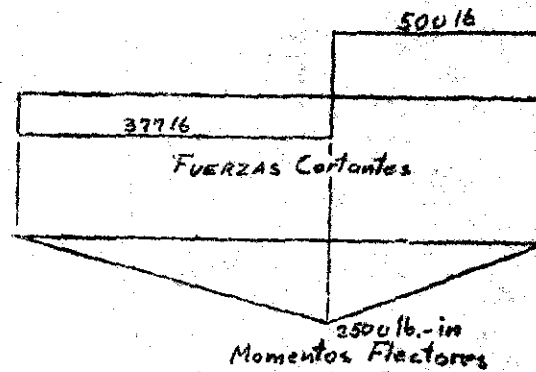


Figura 4-11

Según la recomendación Operating Requirements for Power Take-off drives, de la ASAE, la máxima carga radial en el extremo del eje del P.T.O. será de $P_r = 500$ lb., para el eje de 1 3/8"

El torque medio transmitido por el P.T.O. será del 65% del máximo que pueda poner en él el motor; esto es:

$$T = 2315 \times 0.65 = 1504.6 \text{ lb.-in.}$$

Calculadas las reacciones R_A y R_B se obtuvo:

$$R_A = -377 \text{ lb.}$$

$$R_B = 877 \text{ lb.}$$

y

Diagrama de momentos:

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se han realizado en la figura 4-11.

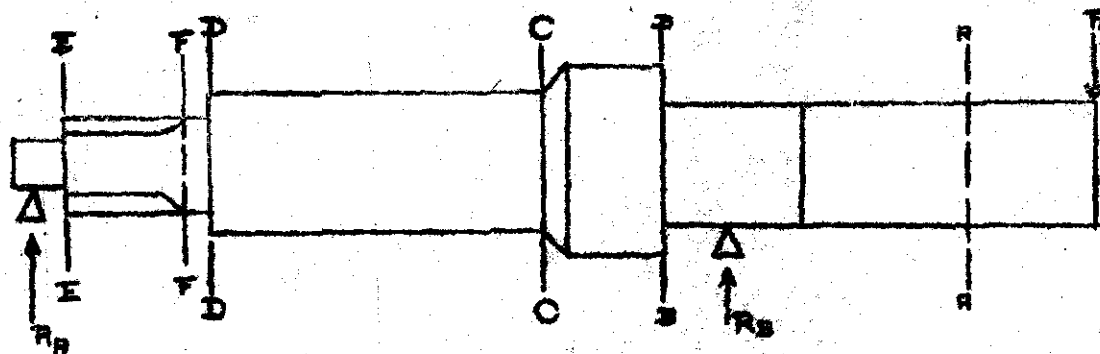


Figura 4-10

Cálculo de las secciones peligrosas:

A continuación aparecen tabulados los cálculos correspondientes a las secciones críticas de acuerdo a la nomenclatura de la figura 4-10.

Sección	M	T	σ_{20}	D	ζ_D	d	r
A-A	750	1504	6900	—	6900	1,10	—
B-B	2500	1504	13632	1,38	4104	1,31	1/32
C-C	1885	1504	14400	15/8	6900	1 1/8	1/16
D-D	566	1504	6900	1 1/8	9200	1,0	1/16
E-E	94	—	18444	53/64	—	1/2	1/32
F-F	490	1504	10500	53/64	16200	—	—

Sección	r/d	D/d	R (M)	K_{ef}	K_{eT}	q	K_{eH}	K_{eT}
A-A	—	—	0,6	—	—	0,75	2,0	2,0
B-B	0,024	1,05	0,6	2,1	1,75	0,75	1,8	1,5
C-C	0,05	1,44	0,6	1,8	1,75	0,75	1,6	1,5
D-D	0,07	1,21	0,6	1,85	1,5	0,75	1,64	1,38
E-E	0,07	1,65	0,6	1,9	—	0,75	1,7	—
F-F	—	—	0,6	—	—	0,75	—	—

Sección	K_B	K_A	σ_{20}	σ'_{admis}	ζ'_{admis}	S_{eT}	S_{eT}
A-A	0,92	0,86	11000	18400	14600	1,67	1,33
B-B	0,85	0,86	14530	18910	18250	1,30	1,25
C-C	0,90	0,86	16900	21460	18870	1,27	1,14
D-D	0,92	0,86	13350	21000	21200	1,57	1,58
E-E	0,96	0,86	18444	22200	—	1,20	—
F-F	0,92	0,86	22700	36400	29300	1,61	1,29

TABLA 4-6

CALCULO DEL EJE DEL EMBRAGUE DEL P.T.O.

Material: Acero AISI 1045

Propiedades:

$$S_R = 92.000 \text{ psi.}$$

$$S_f = 40.000 \text{ psi.}$$

$$Z_i = 31.000 \text{ psi.}$$

Dimensiones del eje:

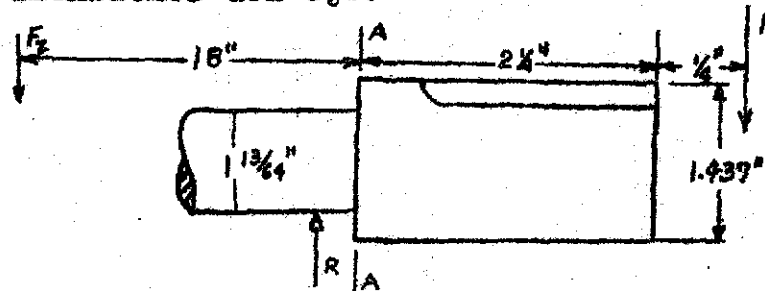


Figura 4-12

La fuerza F_1 tiene un valor de 377 lb. de acuerdo a lo calculado en el eje de salida del P.T.O.

El torque transmitido por el eje es el mismo del eje anterior:

$$T = 1504 \text{ lb.-in.}$$

La fuerza F_2 valdrá:

$$F_2 \times 18 = 377 \times 2 \frac{1}{2} \quad F_2 = 53 \text{ lb.}$$

por lo tanto

$$R = 377 + 53 = 430 \text{ lb.}$$

Diagrama de momentos:

Se encuentran los diagramas de fuerza cortante y momento flector en la figura 4-13

Control de las secciones peligrosas:

Las secciones peligrosas se encuentran indicadas en la figura 4-12 y están tabuladas en los resultados obtenidos a continuación:

SECCION	M	T	σ_{10}	σ_0	D	d	r
A-A	1085	1504	7100	49300	1437	1 13/64	1/32

SECCION	γ_A	η_A	R	K_{TE}	K_{TF}	ρ	K_{LF}	K_{LF}
A-A	0.026	1.19	0.6	2.3	1.9	0.7	1.91	1.63

SECCION	K_0	K_1	σ_{eq}	σ_{nom}	σ_{max}	S_{eq}	S_{cr}
A-A	0.87	0.86	9550	15700	14200	1.64	1.49

TABLA 4-7

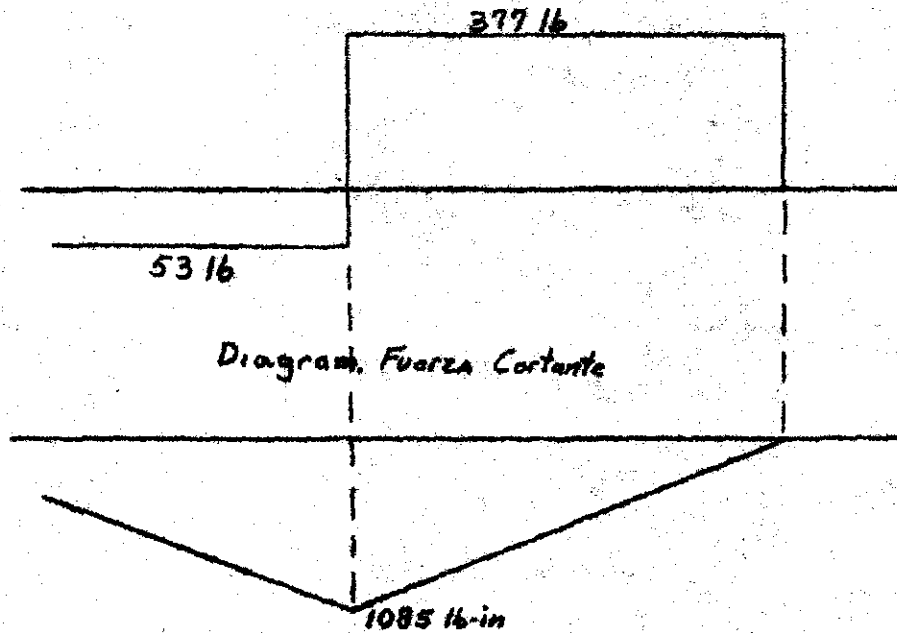


Diagram. Momentos flectores

Figure 4-13

CALCULO DE RODAMIENTOS

Al seleccionar un rodamiento se requiere ante todo conocer el tipo de cargas al cual ha de someterse. En el presente trabajo se requieren tres tipos principales de rodamientos:

- a. Rodamientos de bolas que son recomendados para soportar cargas radiales medias y, pequeñas cargas axiales.
- b. Rodamientos de rodillos cónicos adecuados para cargas combinadas, radiales y axiales
- c. Rodamientos de rodillos cilíndricos, adecuados para grandes cargas radiales.

Todo rodamiento posee una capacidad de carga dinámica C , que es la carga, debajo de la cual, el 90% de un número grande de rodamientos iguales, alcanza un millón de revoluciones, antes de deteriorarse por fatiga las superficies de rodadura.

Para determinar un rodamiento, se calcula primero el tipo de carga a la cual está sometido y los efectos sobre la vida del rodamiento que producen estas cargas. Por esto se ha introducido el concepto de carga dinámica equivalente que es una carga ficticia que tiene respecto a la fatiga, el mismo efecto que la carga combinada real.

La carga dinámica se calcula con ayuda de la fórmula:

$$P = XF_r + YF_a$$

representando F_r y F_a las fuerzas radial y axial respectivamente, siendo los factores X e Y característicos de cada tipo de rodamiento. Depende generalmente del ángulo de carga, es decir, de la relación F_a/F_r .

La carga dinámica C se puede expresar como:

$$C = (f_v/f_d)P \quad \text{Kg.}$$

donde:

f_v = Factor de velocidad

y f_d = Factor de esfuerzos dinámicos.

El tiempo de funcionamiento de los rodamientos está

delimitado por la fatiga que sufren sus partes a lo largo del uso. El método para determinar el tiempo de funcionamiento a la fatiga se basa en la ecuación

$$\text{(duración)} \quad L = (C/P)^{\epsilon} \text{ millones de revoluciones.}$$

con $\epsilon = 3$ para rodamientos de bolas

y $\epsilon = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

Si se quiere expresar en tiempo de funcionamiento se tiene:

$$L = 10^6 L/60 n \quad \text{horas}$$

siendo n la velocidad en R.P.M.

Cada fabricante publica los valores de las constantes X e Y , necesarios para evaluar la carga equivalente P , además de las constantes f_0 y f_1 , son importantes también las normas de ajuste y tolerancia de cada rodamiento para su correcto montaje.

Se utilizará el catálogo FAG # 410005 para la selección de los rodamientos.

CALCULO DE LOS RODAMIENTOS

Se calculan a continuación los rodamientos que han sufrido alguna alteración, en sus condiciones de funcionamiento, respecto a los ya calculados para la caja de velocidades, además, de los correspondientes a los embragues y diferencial. En la figura 4-14 aparecen indicadas la localización y nomenclatura de los rodamientos calculados. Se realizará el cálculo de uno de los rodamientos, en forma detallada, siendo presentados únicamente los resultados obtenidos para los demás en la tabla 4-8

RODAMIENTO E

En el cálculo del eje del tren móvil se obtuvo la magnitud de la fuerza radial que soporta el rodamiento E. Además, conocemos la fuerza axial que realiza el diferencial sobre el eje, que debe ser soportada por el rodamiento. Estas fuerzas son:

$$F_A = 101.5 \text{ lb.}$$

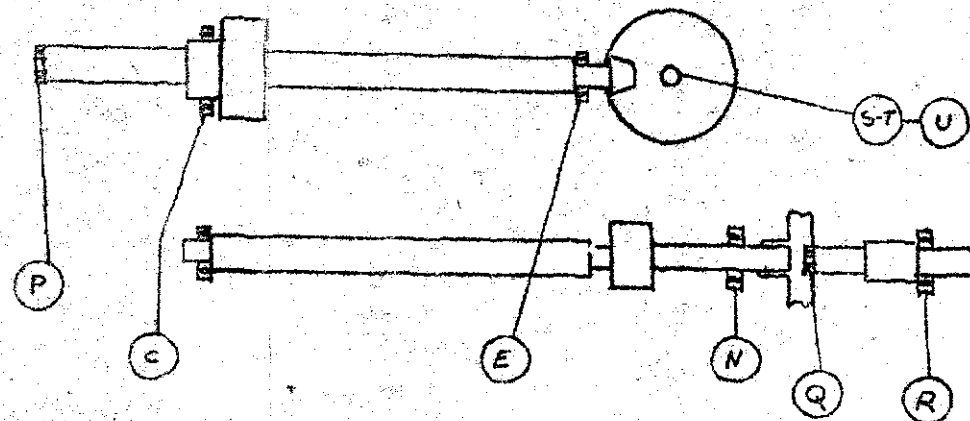


Figura 4-14

$$F_R = (542) + (1698) \text{ lb.} = 1753 \text{ lb.}$$

$$F_n / F_R = 101.5 / 1753 = 0.0579$$

Para tractores el factor de vida utilizado es $f_L = 20$ siendo para este rodamiento el factor de velocidad, si es un rodamiento de rodillos cilíndricos, $f_n = 0.322$ se tiene que siendo (para $n = 1450$ R.P.M.)

$$C = (f_n / f_n) P \quad P/C = f_n / f_L = 0.322 / 2.0$$

$$P/C = 0.162$$

Además en rodamientos de rodillos cilíndricos la carga dinámica equivalente

$$P = F_R$$

por lo cual

$$P = 1753 \text{ lb.} = 876.5 \text{ Kg.}$$

El rodamiento requerido debe poseer una capacidad de carga

$$C_{\text{req.}} = P / 0.162 = 876.5 / 0.162 = 5450 \text{ lb.}$$

Se escoge el rodamiento FAG NUP 407 con

$$C = 6950 \text{ Kg.}$$

La máxima carga axial que puede soportar el rodamiento

escogido será:

$$F_{A_{MAX}} = Q.a/n \text{ Kg.}$$

siendo

Q = constante de carga axial

a = factor de lubricación

y n = número de revoluciones en R.P.M.

en este rodamiento se tiene que

$$Q = 2100$$

Si se tiene lubricación con aceite en servicio permanente

$$a = 150$$

y n = 1450 R.P.M.

por tanto

$$F_{A_{MAX}} = 2100 \times 150 / 1450 = 217 \text{ Kg.}$$

Siendo la fuerza axial aplicada

$$F_A = 101.5 < 217 = F_{A_{MAX}}$$

El rodamiento aceptará la carga axial impuesta.

La vida real del rodamiento será:

$$L = (6.950/876.5) = 1.000 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L = L \times 10 / 1450 \times 60 = 11.500 \text{ horas de funcionamiento}$$

Las dimensiones del rodamiento escogido son:

$$d(\text{diámetro interior}) = 35 \text{ mm.}$$

$$D(\text{diámetro exterior}) = 100 \text{ mm.}$$

$$B(\text{espesor}) = 25 \text{ mm.}$$

Rod.	F_A [N]	F_R [N]	F_A/F_R	f_c	n [RPM]	F_n	P/C_{REQ}
C	—	926	—	2.0	2800	0.265	0.133
E	101.5	1753	0.0579	2.0	1450	0.322	0.162
P	—	150	—	2.0	2800	0.278	0.114
N	120	430	0.28	2.0	540	0.395	0.198
Q	—	377	—	2.0	540	0.434	0.217
R	—	877	—	2.0	540	0.395	0.198
S	538	1385	0.388	2.0	210	0.541	0.270
T	—	1890	—	2.0	210	0.541	0.270
U	—	3160	—	2.0	210	0.541	0.270

Rod	Tipo de Rod	e	F_A/c_0	X	Y	P [Kg]	C_{REQ} [Kg]
C	Rod	—	—	1	0	463	3480
E	Rod	—	—	1	0	876.5	5450
P	Bolas	—	—	1	0	75	657
N	Bolas	—	0.133	1	0	430	2180
Q	Rod	—	—	1	0	188.5	870
R	Bolas	—	—	1	0	438.5	2200
S	Bolas	—	0.144	1	0	900	3340
T	Bolas	—	—	1	0	945	3500
U	Bolas	—	—	1	0	1580	5850

Rod	Rod. Especifico	C [Kg]	L_H [H]	d [mm]	D [mm]	B [mm]
C	Fag-NU308	5100	19500	40	90	23
E	Fag-NUP407	6950	11500	35	100	25
P	Fag-6203	750	5900	17	40	12
N	Fag-6307	2600	6.800	35	80	21
Q	Fag-NU203	950	6.700	17	40	12
R	Fag-6307	2600	6.500	35	80	21
S	Fag-6214	4400	12.500	70	125	24
T	Fag-6310	4800	10.250	50	110	27
U	Fag-6411	7800	9.600	55	140	33

TABLA 4-8

A P E N D I C E

DISEÑO DEL DISCO DE LOS EMBRAGUES

CALCULO DE LA MANZANA DEL DISCO:

Material:

Fundición de acero, de contenido medio de carbono, de composición

0.3% de carbono

0.6% de manganeso

0.36% de silicio

Se realizará un normalizado a 1.650 C con miras a obtener

$$S_{ROTORA} = 80.000 \text{ psi.}$$

y $S_y = 50.000 \text{ psi.}$

El arreglo escogido para acoplar la manzana al eje posee las siguientes dimensiones (según normas publicadas en las tablas UNI 220-223)

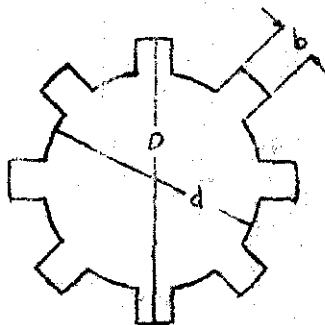


Figura 1

$$D = 1''$$

$$d = 53/64''$$

$$b = 7/32'' \pm 0.00008$$

$$z = 6 \text{ dientes}$$

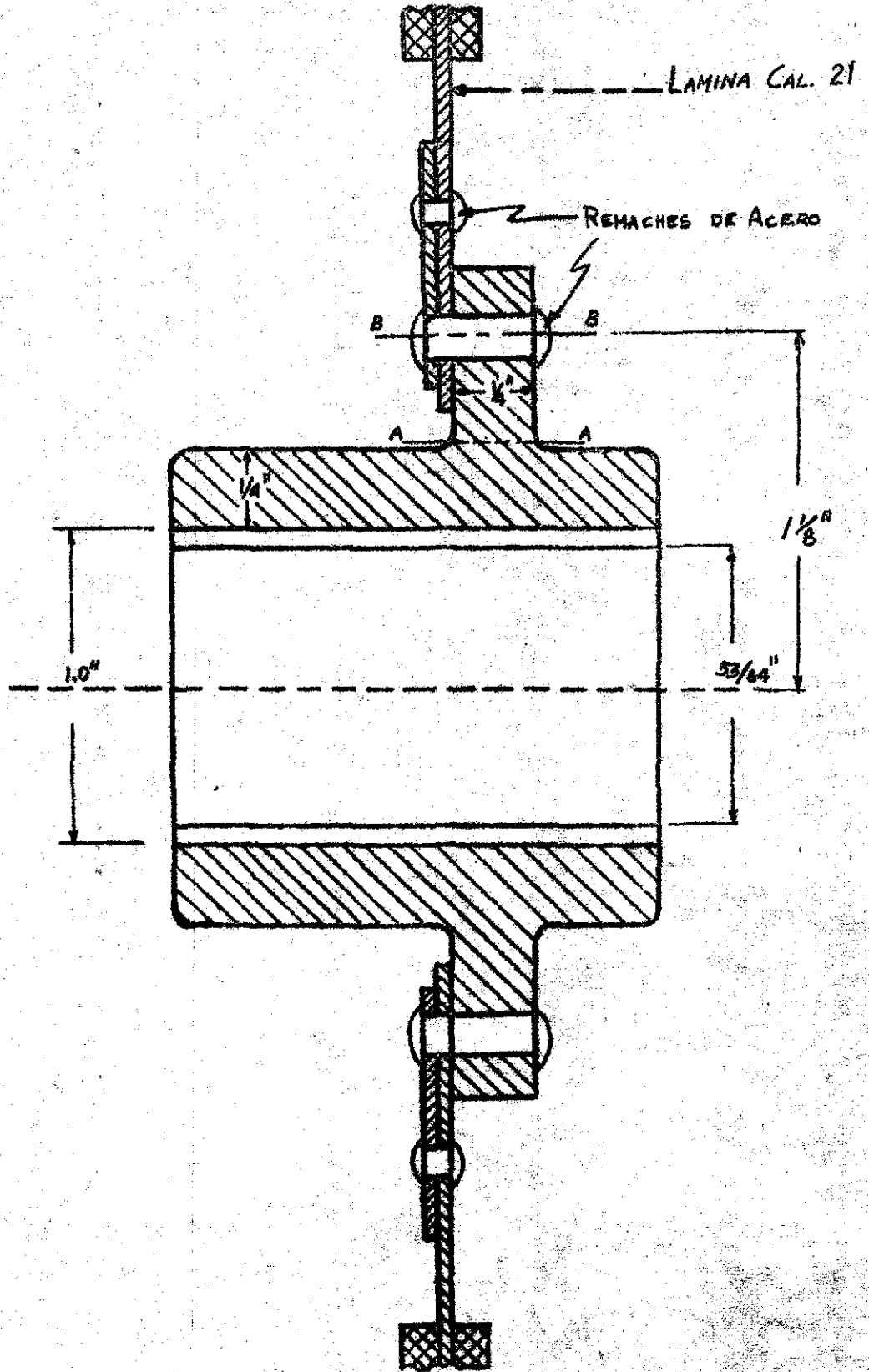


Fig 2

La longitud de la manzana está dada por la fórmula:

$$L = \frac{dm\Omega}{K}$$

teniéndose para estas dimensiones

$$\Omega = 0.5$$

además para un acoplamiento deslizante sin carga

$$m = 2.1$$

y $K = 0.96$ (para carga de rotura de la manzana igual a la del eje)

entonces

$$L = (53/64) \times 0.5 \times 2.1 / 0.96 = 0.905''$$

se toma

$$L = 1''$$

CONTROL DEL DISEÑO PRESENTADO EN LA FIGURA 2

SECCION A-A

Tipo de sollicitación : corte intermitente.

La fuerza ejercida sobre el círculo de radio igual al de la sección A-A es

$$F = 2333 \text{ lb.-in.} / 3/4'' = 2333 \times 4/3 = 3100 \text{ lb.}$$

El esfuerzo cortante será

$$\text{Corte} = (F/A) C_c$$

Como el trabajo al cual se someterá la pieza es fuerte y hay posibilidad de que sufra golpes

$$C_c = 2.5$$

entonces

$$\text{Corte} = 3100/2 \times r \times e = 3100/2 \times 3/4 \times 1/4 = 6550 \text{ psi.}$$

El corte máximo permisible para la sección siendo

$$S_{\text{corte}} = S_y \times 0.577 = 50.000 \times 0.577 = 28.800 \text{ psi.}$$

es:

$$S_{\text{corte perm.}} = S_{\text{corte}} \times \text{Factor de Superficie}$$

El factor de superficie para

$$U_s = 56 \text{ Kg./mm} \quad \text{y } R = 100$$

vale:

$$\text{Fact. Sup.} = 0.69$$

por tanto

$$S_{CORT.PERM.} = 28.800 \times 0.69 = 20.000 \text{ psi.}$$

La seguridad existente al corte será:

$$S_c = 20.000 / 6550 = 3.05$$

SECCION B-B

Control de la lámina:

$$\text{Espesor de la lámina} = 1/32''$$

Material: Acero AISI 1045 certificado

Este material posee un

$$S_{CORT.PERM.} = 31.000 \text{ psi (con factor de seguridad)}$$

La fuerza cortante que soporta la sección es:

$$F = 23331 / \text{radio} = 2333 / 1 \frac{1}{8}'' = 2120 \text{ lb.}$$

El área de la sección será:

$$A = \text{Area neta} - \text{Area remaches}$$

$$A = (2\pi \times 1.125 - 6 \times 0.250) / 32 = 0.350 \text{ in}^2$$

El esfuerzo cortante, por consiguiente, será

$$S_c = (F/A) C_c = (2120 / 0.350) \times 2.5 = 15.100 \text{ psi.}$$

Siendo el esfuerzo permisible

$$Z_{PERM.} = \text{Fac. Sup} \times S_{CORT.} = 31.000 \times 0.79 = 24500 \text{ psi.}$$

donde

$$\text{Fac. Sup.} = 0.79 \text{ por ser}$$

$$T_r = 54 \text{ Kg/mm} \text{ y } R = 20$$

La seguridad existente al corte será:

$$S_c = 24500 / 15100 = 1.64$$

SEGURIDAD EN LOS REMACHES

Se van a utilizar 6 remaches de $\phi = 1/4''$.

Los remaches poseen un

$$Z_{REM.} = 35.000 \text{ psi.}$$

y trabajan al corte.

El esfuerzo cortante que sufran los remaches en la sección B-B está dado por:

$$Z_{REM.} = (\text{Fuerza/Área}) C_c$$

donde:

$$\text{Fuerza} = 2120/6 = 353 \text{ lb.}$$

$$\text{Area} = D / 4 = (1/4) / 4 = 0.049 \text{ in}^2$$

y $C_c = 2.5$

entonces

$$\tau_{\text{REAL}} = 353 \times 2.5 / 0.049 = 18.000 \text{ psi.}$$

La seguridad de los remaches al corte será:

$$S_c = 35.000 / 18.000 = 1.94$$

BIBLIOGRAFIA

- Abia, J.L. "conferencias de su curso de diseño" 1969. Son editadas por la facultad de Ingeniería.
- Abia, J.L. "Elementos de dibujo mecánico" 1970, Publicaciones U.Nal.
- Agricultural Year Book, publicado por la ASAE, 1962.
- Aprais Barreiro, J. "Tratamiento Térmico de los aceros" 6 edición, 1968, Editorial Dossat.
- AISC. "Manual of Steel Construction" 6 edición, 1967, editado por el American Institute of Steel Construction, Inc.
- Arias Paz, "tractores" 1969 Editorial Dossat.
- Buitrago, J. "Diseño de caja de velocidades para tractor tipo mediano de 25 H.P." proyecto para optar el título de Ingeniero Mecánico, 1970. U. Nal.
- Barger, E.L. "Tractor and their Units of Power" 2 edición, 1967, John Wiley & sons Inc.
- Beer, F.P. y Johnston E.R. "Vector Mechanics for Engineer, I edición, 1965, Mc Graw-Hill.
- Chironis, Editores, "Spring Design and application", 1961, Mc Graw-Hill.
- Clark, D.S. y Varney, W.R. "Physical Metallurgy for Engineers" 1965, D. Van Nostrand.
- Dudley, D.W. "Practical Gear Design" 1954, Mc Graw-Hill. FAG, Catálogo Número 41000 S.
- Hansen, M. "Loads imposed on Power-Take-Off shafts by farm implements" Agricultural Engineering, Febrero de 1952 pag. 69.
- Hänchen, R. "Resistencia a la fatiga" 1965, Editorial Reverté.
- Higdon, A. Olsen E.H. y Stiles, W. "Mechanics of Materials", I 1962, John Wiley & sons Inc.
- Hoyt, S.L. "Metals and Alloys", Date book.

- Nieman, "Tratado teórico-práctico de elementos de máquina."
1965, Editorial Reverté.
- Nash, W.A. "Strength of Materials" 1957, Schawm Publishing Co.
Porche - Diesel, catálogo del tractor 418 Master.
- Rasmussen, A.G. "Forces and Stresses in clutch and brake bands"
Product Engineering, Mayo de 1947, Pag. 152.
- Rossi, M. "Máquinas Herramientas Modernas", 5 edición, 1966,
Editorial Científico médica.
- Spiegel, M.J. "Statistics" 1961, Mc Graw-Hill Co.
- Spotts, M.F. "Design of Machine elements", 3 edición, 1969 Praⁿ
tice-Hall.
- Schwamb, P. "mecanismos" 6 edición, 1965, Aguilar.
- Shigley, J.E. "Mechanical Engineering Design" 1963, Mc Graw-Hill.
- Siderúrgica del Pacífico, S.A. Catálogo de aceros especiales
1970.
- SKF. "Ejemplos de aplicación de rodamientos" 1962.
- Timken Roller Bearing Co. "Engineering Journal 1954".
- Timoshenko, S. "resistencia de materiales", 2 parte: teoría y
y problemas más complejos" 1957, Espasa-Calpe.