

308917

22
20j



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN
EMBRAGUE CENTRIFUGO PARA
UN MOTOR DE 2 H. P.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA: INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A :

FELIPE HERNANDEZ MEDINA

DIRECTOR

Ing. Stanislaw Raczynski Gawin

México, D. F.

1993

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

INTRODUCCION

CAPITULO I TEORIA DE EMBRAGUES

1.1	Definición de Embrague.....	1
1.2	Definición de los diferentes tipos de embragues.....	3
1.3	Consideraciones de estática.....	4
1.3.1	Estudio de las fuerzas que actúan sobre la zapata.....	4
1.3.2	Desarrollo o síntesis de las ecuaciones respecto al estudio de la zapata.....	5
1.4	Embrague de aro con zapatas interiores.....	7
1.4.1	Suposiciones.....	17
1.5	Embrague de aro con zapatas exteriores.....	18
1.6	Embrague con pivote localizado simétricamente en el cuerpo de la zapata.....	20
1.7	Embragues de banda.....	23
1.8	Embragues de acción axial.....	26
1.9	Desgaste uniforme.....	29
1.9.1	Presión uniforme.....	30
1.10	Embragues cónicos.....	31
1.10.1	Desgaste uniforme.....	34
1.10.2	Presión uniforme.....	35
1.11	Otros tipos de embragues y coples.....	36

CAPITULO II VARIABLES A CONSIDERAR

2.1	Absorción y enfriamiento.....	39
2.1.1	Variables a las que afecta.....	39
2.2	Consideraciones.....	40
2.3	Calor generado por energía cinética.....	40
2.4	Enfriamiento o disipación de calor.....	41
2.4.1	Ecuación de transferencia de calor.....	42
2.4.2	Incremento de temperatura.....	42
2.5	Estudio comparativo.....	44
2.5.1	Trabajo.....	44
2.5.2	Potencia.....	45
2.6	Análisis comparativo de los tres embragues que pudieran elegirse para el embrague.....	46
2.6.1	Embrague de banda.....	46

2.6.2	Embrague de zapata interior	47
2.6.3	Embrague de zapata simétrica en la articulación	48
2.7	Tipos de embrague.....	50
2.7.1	Embrague de resorte con espiral.....	51
2.8	Embrague semicentrífugo	54
2.9	El embrague de diafragma.....	56
2.10	Otros tipos de embragues	58
2.10.1	Embrague del tipo dientes y estrías	58
2.10.2	El disco o placa de embrague.....	59
2.10.3	La placa de contacto	61
2.10.4	Las placas de eslabonamiento de embrague	62

CAPITULO III DISEÑO DEL EMBRAGUE

3.1	Requerimiento del proyecto	64
3.1.1	Parámetros para el diseño.....	65
3.1.1.1	Síntesis.....	65
3.1.1.2	Análisis.....	70
3.1.1.3	Volante de inercia.....	76
3.1.1.4	Pérdidas	78
3.1.1.5	Deslizamiento	84
3.1.1.6	Medidas del embrague.....	84
3.2	Planos del Diseño.....	92
3.2.1	Descripción del funcionamiento del mecanismo	93
3.3	Resortes	96
3.3.1	Teoría de los resortes	96
3.3.1.1	Ecuaciones de esfuerzo y deflexiones en resortes de espiral.....	97
3.3.1.2	Factor de Wahl.....	101
3.3.2	Diseño del resorte	102
3.3.3	Selección del material que recubre las zapatas	107
3.3.4	Selección del material a usar en el contenedor.....	107
3.3.5	Dimensiones de la catarina	108
	CONCLUSIONES.....	109
	BIBLIOGRAFIA.....	112
	APENDICES.....	115
	APENDICE I.....	116
	APENDICE II.....	118
	APENDICE III.....	120

INTRODUCCION

El presente trabajo es un estudio y diseño de un sistema de embrague centrífugo; el cual funciona utilizando la fuerza centrífuga del eje del motor a que está acoplado. En este caso el motor es de 2 H.P., requerimiento dado por las necesidades del proyecto.

La idea nace al interesarse en transmitir económicamente (desde el punto de vista de gasto de combustible) el par a la rueda motriz del automóvil destinado a una prueba de ahorro de combustible llamada "supermille" realizada en los Estados Unidos de Norteamérica. Esta prueba esta destinada a buscar nuevas ideas para el ahorro de energéticos.

En componentes de máquinas se encuentran superficies deslizantes (como baleros, engranes, chumaceras) donde se desea minimizar el efecto de fricción con el propósito de reducir la pérdida de energía y el desgaste. En contraste, los embragues dependen de la fricción para funcionar. Por esto se busca maximizar el coeficiente de fricción y al mismo tiempo minimizar el desgaste.

Las suposiciones para la conceptualización del embrague se verán en los dos primeros capítulos, en el tercero se referirá al diseño del embrague en donde se hará la síntesis y el análisis del mecanismo.

Hay que mencionar que el requerimiento de la construcción de la transmisión fue abierto, esto es que no hay más restricción que evitar la

modificación del pistón y las camisas del motor que se nos proporciona (es un British Straton de 2 H.P.). Los embragues que se consideran aquí son de fricción seca involucrando fricción deslizando entre superficies sólidas.

El desarrollo del diseño debe satisfacer tres requerimientos básicos:

- a) Los requerimientos del torque de fricción debe ser producidos por una fuerza actuante que los satisfaga.**

- b) La energía que se convierte en calor debido a la fricción durante la acción de embragado debe ser disipada sin producir altas temperaturas destructivas.**

- c) Las características de desgaste o uso de la superficie de fricción deben ser tales que permitan una vida útil aceptable.**

CAPITULO I

1.1 DEFINICION DE EMBRAGUE

La función del embrague es desconectar el motor de las partes restantes del sistema de transmisión de potencia a voluntad de quien maneja el vehículo, al hacer funcionar un pedal, lo que permite que el motor trabaje sin impulsar el carro. Los requerimientos para un funcionamiento eficiente en un vehículo propulsado a motor dictan que el embrague se aplique desconectando el motor, cuando se pone en marcha el mismo, cuando se cambian las velocidades, cuando se detiene, y cuando el motor está trabajando a marcha mínima aún cuando el motor por lo general trabaja a marcha mínima cuando se cambie el juego de engranes de la transmisión a la posición neutral, el embrague también permite que la carga se aplique gradualmente.

Con lo anterior se evita un sacudimiento de las partes del automóvil

y, por lo tanto, elimina que se apliquen cargas indebidas sobre el resto de las unidades del tren de potencia.

Lo anterior nos permite decir que el embrague permitirá una suave conexión y desconexión gradual de dos miembros teniendo un eje común de rotación. El embrague es un mecanismo por el cual se libera la unión de engranes que proporcionan el movimiento a un sistema sin que por esto deje de trabajar el motor. El funcionamiento de un embrague lo podemos describir como lo siguiente:



Fig 1 REPRESENTACION DINAMICA SIMPLIFICADA DE UN EMBRAGUE

Dos masas de inercia, I_1 e I_2 , que giran con velocidades angulares ω_1 y ω_2 respectivamente, una de las cuales puede ser cero en el caso de un freno, se llevan a la misma velocidad al hacer la conexión del embrague (o freno). Se producirá deslizamiento porque los dos elementos se mueven a velocidades diferentes y se disipará energía como calor durante la acción, originando así una elevación de la temperatura. Para conocer y analizar el funcionamiento de estos dispositivos interesará conocer lo siguiente:

- a) La fuerza que se ejerce
- b) El momento de torsión transmitido
- c) La pérdida de energía
- d) El incremento de temperatura

1.2 DEFINICION DE LOS DIFERENTES TIPOS DE EMBRAGUES

El par de torsión que se transmite está relacionado con la fuerza aplicada, el coeficiente de fricción y la geometría del embrague. Este es un problema estático que se deberá estudiar para cada configuración geométrica del embrague.

Entre los diversos tipos de estos dispositivos se encuentran:

- De aro con zapatas interiores
- De aro , con zapatas exteriores
- De cinta o banda
- De disco o acción axial
- De cono
- Otros

En nuestro estudio, la clasificación en cual entra nuestro mecanismo corresponde al primero, o sea el de aro con zapatas interiores pues las partes principales que lo integran son:

- i) Un contenedor.
- ii) Zapatas que realizan el contacto con el contenedor y transmiten el par.
- iii) Eje que transmite el par dado por el motor.

1.3 CONSIDERACIONES DE ESTÁTICA

Las siguientes son algunas consideraciones que se tomarán para realizar el análisis del sistema de embrague centrífugo:

- Realizar una suposición acerca de la distribución de la presión sobre las superficies de fricción.
- Ver la relación que hay entre la presión máxima y la presión en un punto cualquiera.
- Usando las condiciones de equilibrio estático determinar la fuerza actuante, el par de torsión y las reacciones en los apoyos.

1.3.1 ESTUDIO DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LA ZAPATA

A continuación se realizará el análisis de una articulación de un brazo que acopla de la forma en que lo realizaría el mecanismo del embrague. Es una zapata de fricción, articulada en un punto, con una fuerza (F) actuando sobre ella, una reacción normal N y una fuerza de fricción o rozamiento fN entre las paredes y partes en contacto, donde μ es el coeficiente de fricción. Una presión en un punto cualquiera será representada por p y la presión máxima por p_a , el área de contacto de la zapata se representará por A .

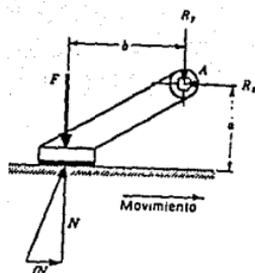


Figura 2 Representación de las fuerzas actuantes en la articulación de la zapata.

1.3.2 DESARROLLO O SINTESIS DE LAS ECUACIONES RESPECTO AL ESTUDIO DE LA ZAPATA

Hipótesis1:

Asumimos que hay una distribución uniforme en la región donde se aplica la presión (la interfase). Esto es válido para un embrague de manufactura nueva con zapatas rígidas.

De lo anterior tenemos que:

$$p = p_a \dots\dots\dots(I)$$

Como la presión está uniformemente distribuida pueden sustituirse las fuerzas de presión normales por una equivalente, que será:

''

$$N = p_a \cdot A \dots\dots\dots(II)$$

Ahora se aplican condiciones de equilibrio estático, tomando suma de momentos con respecto al punto de articulación. Esto da:

$$M_a = Fb - Nb + fNa = 0 \dots\dots\dots(III)$$

Sustituyendo $(p_a \cdot A)$ en vez de N y despejando de la ecuación (III) la fuerza aplicada tenemos que :

$$F = \frac{p_a \cdot A(b - \mu \cdot a)}{b} \dots\dots\dots(IV)$$

Usando suma de fuerzas en las direcciones horizontal y vertical se obtenemos las reacciones en la articulación:

$$\sum F_x = 0 \quad R_x = fN$$

$$R_x = \mu \cdot p_a \cdot A \dots\dots\dots(V)$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_y = N - F$$

$$R_y = p_a \cdot A - F \dots\dots\dots(VI)$$

En la ecuación (IV), si $b=fa$, el numerador se anula y no se requiere aplicar ninguna fuerza. Esta es algo que se conoce como autoaplicación de la

zapata¹. Por lo general no interesará el diseño de efecto de autoaplicación, o autotrabado pero si el efecto de autoenergización. Este puede obtenerse seleccionando para el material de fricción un valor de μ que nunca será excedido, aún en las condiciones más adversas. Una manera de hacer esto es incrementar la especificación que da el fabricante para el coeficiente de fricción, por ejemplo² entre un 25 y 50 % . De modo que si tenemos que $\mu' = 1.25\mu$ ó $\mu' = 1.50\mu$, la ecuación

$$b = \mu' \cdot a \text{(Via)}$$

podrá utilizarse para obtener las dimensiones de a y b, necesarias para el grado de autoenergización deseado.

1.4 EMBRAGUE DE ARO CON ZAPATAS INTERIORES

Este tipo de embrague consta esencialmente de tres elementos:

- a) Las superficies que entran en contacto.
- b) Las partes móviles que transmitirán el momento de rotación.
- c) Mecanismo de operación.

Para comprender la forma en que actúa el dispositivo analizaremos la zapata que aparece en figura 3 que muestra una zapata articulada en A (pivote) y sobre la que se aplica la fuerza de trabajo en el otro extremo (punta). Como la zapata es larga no puede suponerse que la distribución de

¹Cfr Faires, Diseño de Elementos de Máquinas.

²Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica

fuerzas normales sea uniforme. La forma en que se encuentre el mecanismo no permite aplicar ninguna presión en el pivote de la zapata y, en consecuencia, se considerará que en este punto, la presión es cero.



Fig 3 Zapata de fricción interior

Es práctica usual omitir el material de fricción en una corta distancia a partir del pivote. Esto elimina la interferencia y, de todos modos, hubiera contribuido poco al funcionamiento. En algunos tipos de articulación ésta se hace movable a fin de que haya alguna presión en el pivote de la zapata (este tipo se le denomina zapatas flotantes).

Se considerará que existe una presión p sobre un elemento de área del material de fricción localizado a un ángulo θ desde la articulación. La presión máxima p_a se encontrará a un ángulo θ_a desde dicha articulación. Se hará una primera suposición (1) de que la presión en un punto es proporcional a la distancia vertical al punto de articulación. Tal distancia vertical (o altura) es proporcional al $\text{sen}[\theta]$ y tenemos que la relación entre las presiones es:

$$\frac{P}{\text{sen}(\theta)} = \frac{P_a}{\text{sen}(\theta_a)}$$

Despejando a P tenemos que:

$$P = P_a \cdot \frac{\text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\theta_a)} \quad \dots\dots\dots \text{Ec (VII)}$$

De la ecuación anterior se ve que P será máxima cuando $\theta = 90^\circ$, o si el ángulo a la punta θ_2 es menor que 90° , entonces P será máxima en este extremo.

Cuando $\theta = 0$, la ecuación VII muestra que la presión es cero. Por lo tanto, el material de fricción situado en el pivote influye muy poco en la acción de frenado y bien podría omitirse.

Un buen diseño concentraría la mayor cantidad del material citado en la vecindad del punto de máxima presión³. Tal diseño lo podemos apreciar en la figura 4

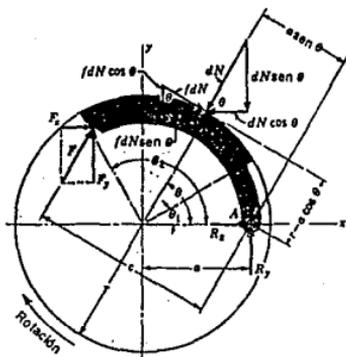


Fig 4 Fuerzas que actúan en una zapata interior

En esta figura, el material de fricción comienza a un ángulo θ_1 , medido desde el punto de articulación A y termina a un ángulo θ_2 . Cualquiera disposición como ésta dará una buena distribución del material de fricción.

Pasando ahora al análisis de las reacciones en la articulación que I serán R_x y R_y . La fuerza aplicada tiene las componentes F_x y F_y , y actúa a una distancia c del punto A. A un ángulo θ cualquiera, desde este punto se ejercerá una fuerza normal elemental dN de magnitud:

$$dN = pbr \cdot d\theta \dots\dots\dots(VIII)$$

³Cfr Hallen, Diseño de Elementos de Máquinas, McGraw Hill

Donde:

b = ancho de cara (perpendicular a la hoja) del material de fricción.

Sustituyendo el valor de la presión de la ecuación (VII), la fuerza normal es:

$$dN = \frac{P_a \cdot b \cdot r \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta}{\text{Sen}(\theta_a)} \quad \dots\dots\dots\text{Ec (IX)}$$

Esta fuerza de presión tiene las componentes horizontal y vertical $dN \cdot \cos(\theta)$ y $dN \cdot \sin(\theta)$, como se indica en la figura 4. La fuerza de fricción o rozamiento $\mu \cdot dN$ tiene componentes horizontal y vertical de magnitudes $dN \cdot \sin(\theta)$ y $\mu \cdot dN \cdot \cos(\theta)$, respectivamente. Aplicando las condiciones de equilibrio estático, se puede encontrar la fuerza de trabajo F , el momento de rotación T y las reacciones en la articulación R_x y R_y .

Se determinará la fuerza F mediante la condición de que sea nula la suma de momentos con respecto al punto de articulación. La fuerza de fricción tiene un brazo de palanca, en relación con este punto, igual a $r \cdot \cos(\theta)$.

El momento M_f de tales fuerza es :

$$M_f = \int_{\theta_1}^{\theta_2} dN (r \cdot \cos(\theta)) \quad \dots\dots\dots(X)$$

de donde podemos sustituir dN por la ecuación (VIII) nos queda:

$$M_f = \frac{\mu \cdot Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}(\theta) \cdot (r - a \cdot \cos(\theta)) \cdot d\theta \dots\dots(XI)$$

que se obtiene sustituyendo el valor de dN de la ecuación (VII). Es conveniente integrar la ecuación (XI) para cada problema, y se conservará en esta forma. El brazo de palanca de la fuerza normal dN , con respecto al punto A, es $a \cdot \text{sen}(\theta)$. Designando el momento de las fuerzas normales por M_n y sumando sus momentos con respecto a A se tiene:

$$M_n = \int dN \cdot a \cdot \text{sen}(\theta) \quad \Rightarrow \quad M_n = \frac{Pa \cdot b \cdot r \cdot a}{\text{sen}(\theta a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2(\theta) d\theta$$

de donde podemos mostrar la ecuación al sustituir el valor de dN como:

$$M_n = \frac{Pa \cdot b \cdot r \cdot a}{\text{sen}(\theta a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2(\theta) \cdot d\theta \dots\dots\dots Ec(XII)$$

La fuerza de trabajo debe equilibrar estos momentos. Así ⁴,

$$F = \frac{M_n - M_f}{c} \dots\dots\dots(XIX)$$

⁴Shigley, Diseño de Elementos de Máquinas, pág 762

Aquí se ve que existe una condición para que esta fuerza sea nula. En otras palabras, Si $M_n = M_f$, se obtiene la autoaplicación y no se requiere aplicar ninguna fuerza. Esto proporciona un método para determinar las dimensiones necesarias para que haya alguna acción autoenergizante. Por consiguiente, usando μ' , en vez de μ , en la ecuación (XI) puede despejarse a de la relación

$$M_n = M_f \dots\dots\dots(XIII)$$

donde, como antes, μ' se hace aproximadamente igual de 1.25f a 1.50f. El momento T, aplicado al tambor por la zapata, es la suma de las fuerzas de fricción $f dN$ multiplicadas por el radio de aquí:

$$T = \int \mu' \cdot dN \cdot r$$

Sustituyendo dN tenemos que :

$$T = \frac{\mu' p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin(\theta_a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta) \cdot d\theta$$

$$T = \frac{\mu' p_a \cdot b \cdot r^2 \cdot (\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2))}{\sin(\theta_a)} \dots\dots\dots(XIV)$$

Las reacciones en la articulación se determinan por suma de fuerzas en dirección horizontal y en dirección vertical. Por tanto, para R_x se tiene:

$$R_x = \int dN \cdot \cos(\theta) - \int \mu \cdot dN \cdot \sin(\theta) - F_x$$

$$R_x = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\sin(\theta a)} \cdot \left\{ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu \cdot \sin^2(\theta) d\theta \right\} - F_x \dots\dots\dots Ec(XV)$$

la reacción vertical se halla igualmente:

$$R_y = \int dN \cdot \sin(\theta) + \int \mu \cdot dN \cdot \cos(\theta) - F_y$$

$$R_y = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\sin(\theta a)} \cdot \left\{ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) + \mu \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2(\theta) d\theta \right\} - F_y \dots\dots\dots Ec(XVI)$$

El sentido de las fuerzas de fricción se invierte si lo hace la rotación. De modo que, para movimiento en sentido contrario al del reloj, la fuerza aplicada será:

$$F = \frac{M_n + M_f}{c} \dots\dots\dots Ec(XVII)$$

y como ambos momentos tienen el mismo sentido, se pierde así el efecto de autoenergización. Asimismo, en el caso de rotación en sentido contrario al del reloj se cambian los signos de los términos relacionados con la fricción, y las ecuaciones para obtener las reacciones R_x y R_y quedan como:

$$R_x = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot \left\{ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}(\theta) \cdot \cos(\theta) \cdot d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2(\theta) \cdot d\theta \right\} \cdot F_x \quad \dots\dots\dots \text{Ec(XVIII)}$$

$$R_y = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot \left\{ \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2(\theta) \cdot d\theta - \mu \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}(\theta) \cdot \cos(\theta) \cdot d\theta \right\} \cdot F_y \quad \dots\dots\dots \text{Ec(XIX)}$$

Al utilizar estas ecuaciones el sistema de referencia siempre tendrá su origen en el centro del tambor o contenedor. La parte positiva del eje x pasa por el punto de articulación. La parte positiva del eje y está siempre en el sentido general de aplicación de la zapata y del lado de ésta, aún si lo anterior diera origen a un sistema izquierdo de ejes⁵.

Para simplificar cálculos podemos decir:

$$A = \int \text{sen}(\theta) \cos(\theta) d(\theta) = \frac{1}{2} \text{sen}^2(\theta) \Big|_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \int \text{sen}^2(\theta) d(\theta) = \frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen}2(\theta) \Big|_{\theta_1}^{\theta_2}$$

⁵En caso de rotación contraria a las manecillas del reloj tenemos sólo que cambiar los signos a los términos del coeficientes de fricción.

Por lo tanto para rotación en favor de las manecillas del reloj tenemos :

$$R_x = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot (A - \mu \cdot B) - F_x$$

$$R_y = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot (B + \mu \cdot A) - F_y$$

1.4.1 SUPOSICIONES

El análisis anterior implica las siguientes hipótesis:

- La presión en un punto de contacto de la zapata es proporcional a la distancia desde el punto de articulación, siendo cero en el talón de aquélla. Esto debe considerarse desde el punto de vista de que las presiones especificadas por los fabricantes son valores medios y no máximos

- El efecto de la fuerza centrífuga debe considerarse al escribir las ecuaciones de equilibrio estático.

- La zapata es rígida. Como esto no se verifica nunca, ocurre siempre alguna deflexión, dependiendo de la carga, la presión y la rigidez de la zapata. La distribución resultante de la presión puede ser diferente de la que se ha supuesto.

- Todo el análisis se ha basado en un coeficiente de fricción que no varía con la presión. En realidad, este coeficiente puede cambiar según cierto número de condiciones, como la temperatura, el desgaste y el medio circundante.

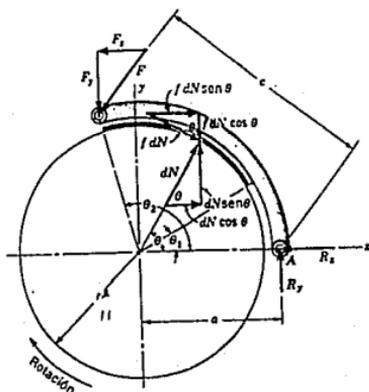
1.5 EMBRAGUES DE ARO CON ZAPATAS EXTERIORES

La notación que se empleará en este estudio se puede apreciar en la figura 5. Los momentos de las fuerzas de fricción y normales, con respecto al punto de articulación, son iguales a los de las zapatas interiores. Por lo que se aplican las ecuaciones para M_f y M_n y se repiten aquí por conveniencia:

$$M_f = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin(\theta a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta) \cdot (r - a \cdot \cos(\theta)) \cdot d\theta \dots\dots\dots Ec(XI)$$

$$M_n = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin(\theta a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2(\theta) \cdot d\theta \dots\dots\dots Ec(XII)$$

Figura 5 Fuerzas actuantes en una zapata exterior.



La fuerza de trabajo debe ser lo bastante grande para equilibrar ambos momentos:

$$F = \frac{Mn + Mf}{c} \dots\dots\dots(XX)$$

Las reacciones horizontales y verticales en el punto de articulación se hallan de la misma manera que para las zapatas interiores, como sigue:

$$R_x = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot (A + \mu \cdot B) - F_x$$

$$R_y = \frac{Pa \cdot b \cdot r}{\text{sen}(\theta a)} \cdot (B - \mu \cdot A) + F_y$$

Si la rotación fuese en sentido contrario al del reloj, se invierte el signo del término de fricción en cada ecuación. Así, la ecuación (XX) para la fuerza de trabajo será:

$$F = \frac{Mn - Mf}{c} \dots\dots\dots Ec (XXI)$$

y existe autoenergización para la rotación en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Las reacciones horizontales y verticales será cambiar de signo a los términos con el coeficiente de fricción.

Hay que observar que, cuando se emplean elementos con zapatas exteriores como embragues, el efecto de la fuerza centrífuga será reducir la fuerza normal. De esta manera, a medida que aumenta la velocidad, se requiere un valor mayor que la fuerza de aplicación F .

1.6 EMBRAGUE CON PIVOTE LOCALIZADO SIMÉTRICAMENTE EN EL CUERPO DE LA ZAPATA

Se presenta un caso especial cuando el pivote se halla situado simétricamente de modo que es nulo el momento de las fuerzas de fricción con respecto al punto de articulación. La configuración geométrica de tal freno será similar a la indicada en la figura 6.

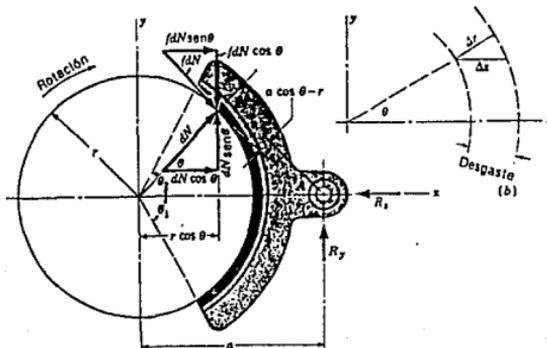


Figura 6 Freno con zapata exterior articulada simétrica.

Para obtener una relación de la distribución de la presión, se supone que el revestimiento se desgasta siempre de tal manera que conserva su forma cilíndrica. Lo anterior significa que el desgaste Δx es constante e independiente del ángulo θ . Por lo tanto, el desgaste radial de la zapata es $\Delta r = \Delta x \cdot \cos \theta$. Si se supone que, en una área elemental de la zapata, la pérdida de energía por fricción es proporcional a la presión radial, y también se considera que el desgaste está relacionado directamente con tal pérdida, entonces, por analogía directa :

$$p = p_a \cdot \cos(\theta)$$

y p es máxima en $\theta = 0$. Pasando al análisis de las fuerzas (que se pueden observar en la figura 6) se tiene que:

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \quad \dots\dots\dots Ec (XXII)$$

también podemos reescribir a la ecuación de la forma :

$$dN = p_a \cdot b \cdot r \cdot \cos(\theta) \cdot d\theta \quad \dots\dots\dots Ec (XXIII)$$

La distancia al punto de articulación se elige de modo que el momento de las fuerzas friccionales sea cero. Por simetría, $\theta_1 = \theta_2$, y así,

$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (\mu \cdot dN) \cdot (a \cdot \cos(\theta) - r) = 0 \quad \dots\dots Ec (XXIV)$$

Sustituyendo la ecuación (XXII) en la ecuación (XXIV) tenemos que :

$$2 \cdot \mu \cdot p_a \cdot b \cdot r \int_0^{\theta_2} [a \cos^2(\theta) - r \cos(\theta)] \cdot d\theta = 0$$

de donde:

$$a = \frac{4 \cdot r \cdot \text{sen}(\theta_2)}{2 \cdot \theta_2 + \text{sen}(2 \cdot \theta_2)} \dots\dots\dots \text{Ec (XXV)}$$

Si el punto de articulación se localiza según esta ecuación, el momento con respecto a este punto es igual a cero y las reacciones horizontal y vertical son:

$$R_x = 2 \cdot \int_0^{\theta_2} dN \cdot \cos(\theta) = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{2} \cdot (2 \cdot \theta_2 + \text{sen}(2 \theta_2)) \dots\dots \text{Ec (XXVI)}$$

donde, debido a la simetría:

$$\int \mu \cdot dN \cdot \text{sen}(\theta) = 0$$

Se puede encontrar que para la reacción en Ry es :

$$R_y = 2 \cdot \int_0^{\theta_2} \mu \cdot dN \cdot \cos(\theta) \Rightarrow$$

$$R_y = \frac{Pa \cdot b \cdot r \cdot \mu}{2} \cdot (2 \cdot \theta^2 + \sin 2(\theta)) \quad \dots\dots\dots \text{Ec (XXVII)}$$

donde:

$$\int dN \cdot \sin(\theta) = 0$$

También por razón de la simetría. Además, observe que $R_x = -N$ y también que $R_y = -\mu \cdot N$. En consecuencia, el momento es:

$$T = a \cdot \mu \cdot N \quad \dots\dots\dots \text{Ec (XXVIII)}$$

1.7 EMBRAGUES DE BANDA

Los embragues que funcionan mediante una cinta (banda) flexible de fricción se emplean en excavadoras mecánicas, en montacargas o malacates y en otras máquinas. El análisis hace uso de la notación de la figura 8. Debido a la fricción y a la rotación del tambor, la fuerza de trabajo P_2 es menor que la fuerza en el punto de retención, P_1 . Un elemento de la cinta, de amplitud angular $d\theta$ está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas que se indican. Sumando estas fuerzas en dirección vertical se tiene:

$$(P + dP) \cdot \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) + P \cdot \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) - dN = 0$$

$$\text{Donde } dN = P \cdot d(\theta)$$

Puesto que para ángulos pequeños $\sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) = \frac{d\theta}{2}$. Realizando suma de fuerzas dN en la dirección horizontal se tiene:

$$(P + dP) \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) - P \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) - \mu \cdot dN = 0$$

$$dP - \mu \cdot dN = 0$$

Sustituyendo el valor de dN de la ecuación anterior e integrando tenemos que:

$$\int \frac{dP}{P} = \mu \int d(\phi)$$

$$\Rightarrow \ln \frac{P_1}{P_2} = \mu \cdot (\phi)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{(\mu \cdot (\phi))} \quad \dots\dots\dots Ec (XXIX)$$

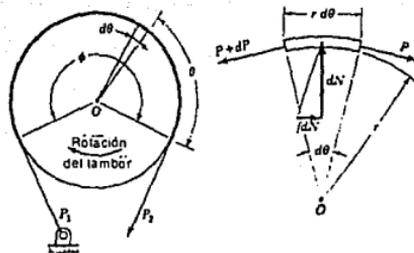


Figura 10 Fuerzas que actúan sobre cinta de fricción

El par de torsión se puede obtener de la ecuación:

$$T = (P_1 - P_2) \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \dots\dots\dots Ec (XXIX)$$

La fuerza normal dN que actúa sobre un elemento de área de ancho b y longitud $r \cdot d\theta$ es:

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d(\theta)$$

donde p es la presión, Sustituyendo el valor de dN se obtiene:

$$Pd(\theta) = p \cdot b \cdot r \cdot d(\theta)$$

Despejando para la presión tenemos que :

$$p = \frac{P}{b \cdot r} = \frac{2 \cdot P}{b \cdot D}$$

La presión es así proporcional a la tensión en la cinta de fricción. La presión máxima p_a se produce en la punta de aquélla (extremo cercano al punto de aplicación de la fuerza P) y es:

$$p_a = \frac{2 \cdot P}{b \cdot D}$$

1.8 EMBRAGUES DE ACCION AXIAL

Un embrague axial es aquél en el que los elementos friccionantes que entrarán en contacto se mueven en dirección paralela al eje de rotación. Uno de los más antiguos es el embrague cónico, que tiene una estructura sencilla y es bastante poderoso.

Sin embargo, excepto en aplicaciones relativamente simples, ha sido desplazado ampliamente por el embrague de disco, que emplea uno o varios de estos elementos como medios de operación.

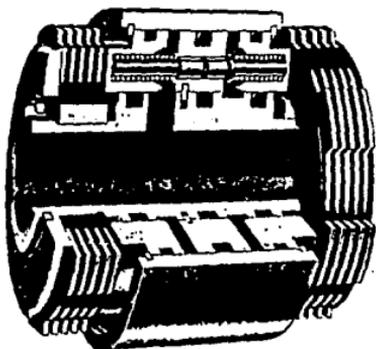


Figura 8 Embrague de discos múltiples

Las ventajas del embrague de disco son la gran superficie de fricción que puede tenerse en un espacio reducido, las superficies disipadoras de calor más efectivas y la distribución más favorable de la presión. La figura 8 es un embrague de disco.

En la figura 9 se muestra un disco de fricción con un diámetro exterior D y uno interior d . Interesa determinar la fuerza axial F necesaria para producir cierto momento T y una presión p .

Generalmente se usan dos métodos para resolver el problema, dependiendo del tipo de construcción. Si los discos son rígidos, entonces en primer lugar, ocurrirá la mayor cantidad de desgaste en las zonas exteriores, puesto que el trabajo de fricción es mayor en estas áreas. Después de que ocurre cierta cantidad de desgaste, la distribución de la presión cambiará de manera que el desgaste sea uniforme. Esta es la base del primer método de resolución.

En otro tipo de construcción se emplean resortes para obtener presión uniforme sobre el área. Esta hipótesis de uniformidad de presión es la que se usa en el segundo procedimiento.

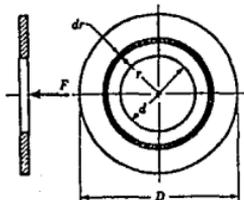


Figura 9 Disco de fricción

1.9 DESGASTE UNIFORME

Después de que ha tenido lugar el desgaste inicial y que los discos se han desgastado hasta hacer posible el desgaste uniforme⁶, la presión máxima debe ocurrir en $r = \frac{d}{2}$, a fin de que el desgaste sea uniforme. Representando por p_a la presión máxima, puede escribirse:

$$p = p_a \left(\frac{d}{2r} \right)$$

que es la condición para que el trabajo efectuado a la distancia r sea igual al realizado a la distancia $d/2$. En la figura 9 se indica un elemento de área circular de radio r y ancho dr . El área de este elemento es $2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$, de modo que la fuerza normal que actúa en este elemento es $dF = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot r \cdot dr$. La fuerza total se halla por integración desde $r=d/2$ hasta $r = D/2$. Así:

$$F = \int 2 \cdot \pi \cdot p \cdot r \cdot dr = \pi \cdot p_a \cdot d \int dr$$

$$F = \frac{\pi \cdot p_a \cdot d}{2} \cdot (D - d) \quad \dots\dots\dots Ec (XXXI)$$

La ecuación de F da el valor de la fuerza axial de aplicación por par de superficies de rozamiento, para la presión máxima seleccionada p_a . El par de torsión se determina integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio:

⁶ Cita ,Shigley, Diseño de Elementos de Máquinas, pág 775

$$T = \int 2 \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot r^2 \cdot dr = \pi \cdot \mu \cdot Pa \cdot d \int r \cdot dr$$

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot Pa \cdot d}{8} \cdot (D^2 - d^2) \quad \dots\dots\dots Ec (XXXII)$$

Sustituyendo el valor de F de la ecuación anterior puede obtenerse una expresión más conveniente para el momento de torsión. Por tanto:

$$T = \left(\frac{F \cdot \mu}{4} \right) \cdot (D + d) \quad \dots\dots\dots Ec (XXXIII)$$

La ecuación de T nos da la capacidad torsional por superficie de fricción.

1.9.1 Presión Uniforme

Cuando se considera presión uniforme sobre el área del disco, la fuerza de trabajo es simplemente el producto de la presión y el área. Esto da que la fuerza es:

$$F = \frac{(\pi \cdot Pa)}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad \dots\dots\dots Ec (XXXIV)$$

Como antes, el momento se halla integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \int r^2 \cdot dr$$

Integrando nos da que :

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p}{24} \cdot (D^3 - d^3) \dots\dots\dots Ec (XXXV)$$

como $p = p_a$ puede escribirse la última ecuación como:

$$T = \frac{F \cdot \mu}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \dots\dots\dots Ec (XXXVI)$$

Hay que observar que para ambas ecuaciones el momento corresponde a un sólo par de superficies de contacto o friccionantes. Por lo tanto, este valor debe multiplicarse por el número de pares de superficies de contacto.

1.10 EMBRAGUES CONICOS

En la figura 10 se ilustra un embrague cónico donde se ve que consiste en un platillo montado con una cuña o por unión ranurada en uno de los ejes, un cono que debe deslizarse asidamente sobre ranuras o chavetas en el eje compañero y un resorte helicoidal que mantiene la conexión (o cierre) del embrague. Este se desconecta (abre) mediante un mecanismo de horquilla que ajusta en la ranura de cambios del cono.

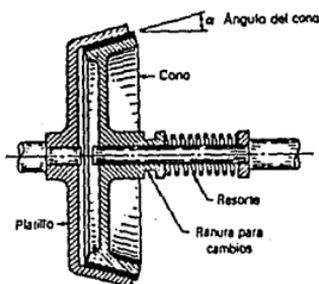


Figura 10 Embrague Cónico

El ángulo del cono α , así como el diámetro y el ancho de cara del mismo, son los parámetros geométricos de diseño importantes. Si el ángulo es demasiado pequeño, por ejemplo menor que unos 8° , la fuerza necesaria para abrir el embrague puede ser bastante grande; y el efecto de cuña o acuñamiento disminuye rápidamente cuando se usan ángulos de cono mayores. Dependiendo de las características de los materiales de fricción, puede lograrse un buen resultado utilizando valores⁷ entre 10° y 15° .

Para hallar una relación entre la fuerza de trabajo F y el momento de rotación transmitido, se designan las dimensiones del cono como se indican en la figura 11.

⁷Cfr. Faies, Diseño de Máquinas

Como en el caso del embrague axial, es posible obtener un conjunto de relaciones para una hipótesis de desgaste uniforme, y otro para la de presión uniforme.

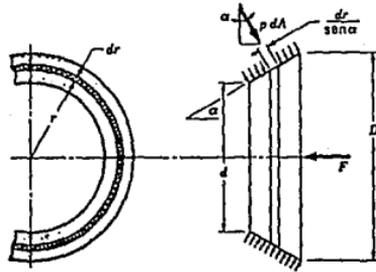


Figura 11 Diagrama de fuerzas para embrague cónico

1.10.1 Desgaste uniforme

La relación de presión es la misma que para el embrague axial:

$$p = p_a \left(\frac{d}{2 \cdot r} \right) \dots\dots\dots \text{Ec (XXXVII)}$$

Con la figura 11 se ve que se puede considerar un elemento de área dA , de radio r y ancho $dr/\text{sen}(\theta a)$. Como se indica en la figura 11, la fuerza de trabajo será la integral de la componente axial de la fuerza elemental $p dA$. Así:

$$F = \int p \cdot dA \cdot \text{sen}(\alpha) = \left(p_a \cdot \frac{d}{2} \right) \int_{\left(\frac{D}{2}\right)}^{\left(\frac{D}{2}\right)} dr$$

$$F = \frac{\pi \cdot p_a \cdot d}{2} \cdot (D - d) \dots\dots\dots \text{Ec (XXXVIII)}$$

La fuerza elemental de fricción es $\mu \cdot p \cdot dA$ y el momento es la integral del producto de esta fuerza por el radio. De modo que:

$$T = \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \int_{\left(\frac{D}{2}\right)}^{\left(\frac{D}{2}\right)} r \cdot \mu \cdot p_a \cdot \frac{d}{\text{sen}(\alpha)} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot dr}{2 \cdot r}$$

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_a \cdot d}{\text{sen}(\alpha)} \cdot \int_{\left(\frac{d}{2}\right)}^{\left(\frac{D}{2}\right)} r \cdot dr$$

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_a \cdot d}{8 \cdot \text{sen}(\alpha)} \cdot (D^2 - d^2)$$

Debe observarse que la ecuación (XXXVIII) para obtener la fuerza F se puede utilizar para obtener que el momento de rotación se puede expresar como:

$$T = \frac{F \cdot \mu}{4 \cdot \text{sen}(\alpha)} \cdot (D + d)$$

1.10.2 Presión uniforme

Utilizando $p = p_a$, la fuerza de trabajo es:

$$F = \frac{\pi \cdot p_a}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad \dots\dots\dots\text{Ec (XL)}$$

El momento es:

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p_a}{12 \cdot \text{sen}(\alpha)} \cdot (D^3 - d^3) \quad \dots\dots\dots\text{Ec (XLI)}$$

O bien, empleando la ecuación (XVII) en la (XVIII):

$$T = \frac{F \cdot \mu}{3 \cdot \sin(\alpha)} \cdot \frac{D3 - d3}{D2 - d2} \dots\dots\dots Ec (XLII)$$

1.11 OTROS TIPOS DE EMBRAGUES Y COPLES

El embrague de quijadas o dientes cuadrados que se muestra en la figura 11a es una forma de embrague de contacto directo. Estos elementos tienen las siguientes características:

- No tienen deslizamiento
- No generan calor
- No pueden conectarse a altas velocidades
- A veces no pueden cerrarse cuando ambos ejes están en reposo.
- Su conexión a cualquier velocidad va acompañada de choque.

Las diferencias más notables entre los diversos tipos de embragues de acción directa estriban en la forma de los dientes. A fin de tener mayor tiempo para la acción de cambio durante el cierre, las partes trabantes pueden tener forma de trinquete, espiral o diente de engrane.

En ocasiones se emplea un gran número de dientes (o trabantes), que pueden formarse sobre la periferia de superficies cilíndricas, o en las caras paralelas enfrentadas de los elementos de unión.

Un embrague o cople de giro libre permite que el elemento impulsado gire libremente al interrumpirse el impulso transmitido cuando se detiene su máquina motriz, o porque otra máquina o fuente de potencia aumenta la velocidad de dicho elemento mecánico.

En la construcción se emplean rodillos o bolas montadas entre el casquillo exterior y un elemento interior que tiene superficies de leva maquinadas en su periferia.

La acción de impulso se obtiene acufiando los rodillos entre el casquillo y tales superficies. Así, este embrague es equivalente a un mecanismo de trinquete con un número infinito de dientes.

Como no interviene el deslizamiento entre superficies, la única pérdida de potencia se debe al rozamiento en los cojinetes y con el aire.

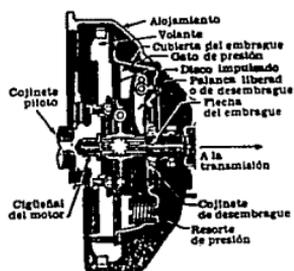


Fig 11a Embrague de Contacto Directo

CAPITULO II

CONSIDERACIONES DE ENERGIA

2.1 ABSORCION Y ENFRIAMIENTO

Cuando los elementos de una máquina que inicialmente están en reposo, se aceleran hasta cierta velocidad, tiene que producirse deslizamiento en el embrague hasta que los elementos alcancen la velocidad del impulsor. Durante el resbalamiento, el embrague absorbe la energía cinética, la cual se transforma en calor.

2.1.1 VARIABLES A LAS QUE AFECTA

Se ha visto como la capacidad rotacional de un embrague depende del coeficiente de fricción del material y de una presión o fuerza normal de seguridad. Sin embargo, el carácter de la carga puede ser tal que, si se permite ese valor del momento rotacional puede arruinarse el embrague por el

calor generado en él. En consecuencia, la capacidad de un embrague está limitada por dos factores :

2.2 CONSIDERACIONES

- Las características del material de fricción
- La capacidad del embrague para disipar calor.

En esta parte consideraremos el análisis de la cantidad de calor generada en una operación de embragado. Si el calor se genera más rápidamente de lo que se disipa, entonces surge el problema de elevación de temperatura o calentamiento.

2.3 CALOR GENERADO POR ENERGIA CINÉTICA

Si la velocidad es constante, la energía cinética de un cuerpo en traslación es:

$$E_k = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot m \cdot v^2 \dots\dots\dots(XLIII)$$

Donde:

E_k = energía cinética

m = masa

v = velocidad

y la energía cinética de un cuerpo rotatorio es :

$$E_k = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot I \cdot \omega^2 \dots\dots\dots(XLIV)$$

Donde:

I = momento de inercia de masa

w = velocidad angular

Si la velocidad inicial es cero en el caso de un embrague, con las ecuaciones (XLIII) ó (XLIV) podemos calcular (según sea el caso) la energía cinética que debe absorberse. Si con la operación de embragado sólo se cambia la velocidad, la energía cinética absorbida es la diferencia entre las energías, calculadas por separado para cada velocidad.

También es de tomarse en cuenta la acción de la energía potencial (pero como en la carrera del "supermilla" las fluctuaciones en el nivel del piso no son considerables durante el trayecto, se excluirá de este estudio)

2.4 ENFRIAMIENTO O DISIPACION DE CALOR

Cuando los embragues son utilizados mas o menos continuamente por extensos periodos de tiempo, se debe tener una rápida transferencia de calor a los alrededores de la atmósfera en que se encuentre. Para esta operación intermitente, la capacidad térmica de las partes puede permitir que mucho del calor quede almacenado, y después ser disipado en un periodo de tiempo largo.

2.4.1 ECUACION DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Las principales partes del embrague deben ser diseñadas para evitar esfuerzos térmicos y distorsión térmica. La ecuación básica de transferencia de calor que se involucra aquí es:

$$H = C \cdot A \cdot (t_s - t_a) \dots\dots\dots(XLV)$$

Donde :

H = Promedio de disipación de calor dado en [W] o [h.p.]

C = Coeficiente de transferencia de calor [W/m²·°C] ó [h.p./in²·°F]

A = Area superficial para la disipación de calor.

t_s = Promedio de temperatura de la superficie
disipadora de calor [°C] ó [°F]

t_a = Temperatura del aire en la vecindad de la superficie disipadora
de calor [°C] ó [°F]

2.4.2 INCREMENTO DE TEMPERATURA

Para encontrar la elevación de temperatura de las piezas de un embrague se obtiene, aproximadamente, por la expresión :

$$\Delta T = \frac{E_k}{C \cdot m} \dots\dots\dots(XLVI)$$

Donde :

ΔT = aumento de temperatura, °C.

E_k = energía absorbida, J.

C = calor específico del material.

m = masa de los elementos considerados en kilogramos (Kg).

Puede ocurrir que la frecuencia de trabajo sea lo suficientemente pequeña como para que los elementos se enfríen por completo al terminar cada ciclo. Si este no fuera el caso, la gráfica de la temperatura tendría la forma de dientes de sierra hasta que finalmente se estableciese una condición de equilibrio.

Hay otro enfoque del problema especialmente útil en el diseño preliminar; consiste en especificar valores límites del producto de la presión y la velocidad. A tales productos se les llama "valores pV " y son aproximadamente proporcionales a la energía absorbida por unidad de tiempo. Los valores recomendados para diseño preliminar o de prototipo están en el intervalo:

$$1000 \leq pV \leq 3000 \dots\dots\dots Ec \text{ (XLVII)}$$

donde p está en megapascales (MPa) y V en metros por segundo (m/s). Pueden usarse valores mayores que $pV = 3000$ si la carga no es aplicada continuamente, o bien, si se considera que la capacidad de disipación de calor es suficiente.

2.5 ESTUDIO COMPARATIVO

Se realizará el análisis de los embragues incluyendo el que diseñaremos en esta tesis, además de realizar algunas gráficas para visualizar la capacidad de cada embrague respecto al otro.

Sólo pretendemos mostrar con esto las opciones que teníamos de embrague para la transmisión y el por qué se considero mejor la que elegimos respecto a las que aquí presentamos. Se presentarán gráficas en las cuales podemos apreciar potencia y par transmitidos por cada uno a distintas revoluciones del motor. Por ello explicaremos los términos que utilizaremos mas frecuentemente en esta parte.

2.5.1 Trabajo

Todo el mundo está familiarizado con los diversos significados que tiene la palabra *trabajo* en el uso diario. Sin embargo, cuando se utiliza en sentido científico dicha palabra tiene un significado algo diferente, es decir más preciso. Si una persona empuja un automóvil que no puede moverse, no importa cuán intensa sea la fuerza de empuje, podría describir sus esfuerzos como un "trabajo pesado".

No obstante, según el significado ingenieril de la palabra, no se realizó ningún trabajo (mecánico) ya que el automóvil no se movió. En el sentido científico, se realiza trabajo sólo cuando la aplicación de una fuerza produce el

movimiento de un objeto a lo largo de una distancia. Por tanto, el trabajo se define como : *Energía empleada para hacer mover un objeto a lo largo de una distancia.*

2.5.2 Potencia

Expresa la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo y se describe como la rapidez con que se efectúa trabajo. Puesto que la potencia es una medida del trabajo realizado en un determinado tiempo, lo anterior puede expresarse como:

$$\text{Potencia} = \frac{W}{t}$$

Donde:

P = potencia [H.P.]

W = trabajo [Kg*m]

t = tiempo [segundos]

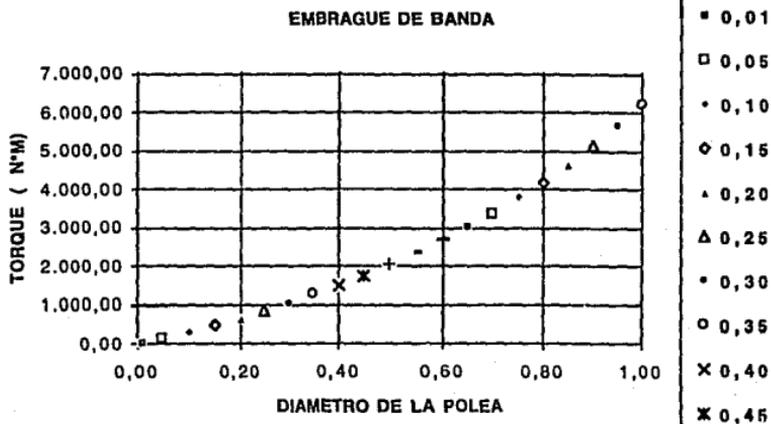
Con lo anterior podemos pasar a realizar el análisis comparativo de los distintos embragues que hemos enumerado anteriormente por medio de las fórmulas con las cuales obtendremos las gráficas que necesitamos para ver los diferentes comportamientos que tendrán.

2.6 Análisis Comparativo de los tres embragues que pudieran elegirse para el embrague

Los embragues que se compararon fueron los siguientes:

- Embrague de Banda
- Embrague de zapata Interior
- Embrague de zapata con pivote simétrico

2.6.1 Embrague de Banda

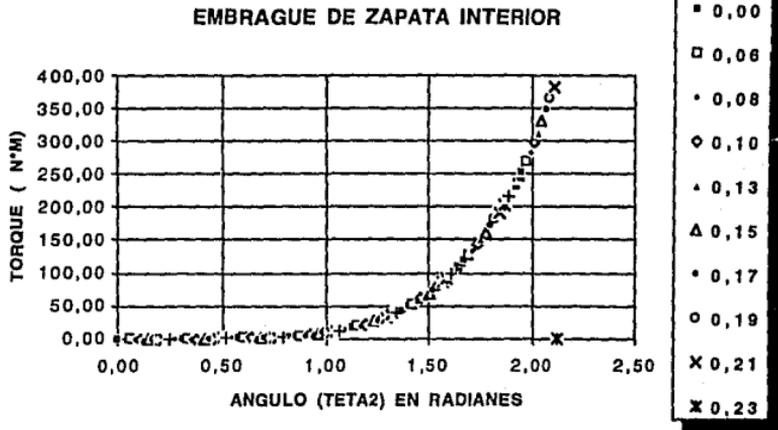


En los embragues por banda, con las hipótesis expuestas para los anteriores tenemos que para un diámetro de 0.5 metros tenemos un torque de

2,000 Nm. Para el diámetro de nuestro diseño correspondería un torque de aproximadamente 300 Nm

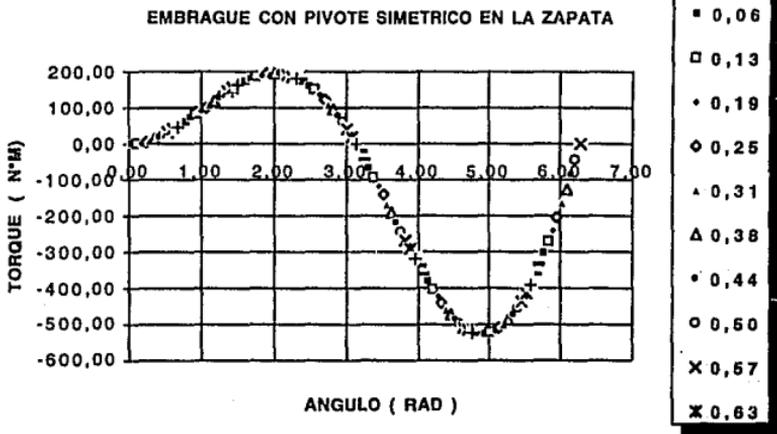
2.6.2 Embrague de zapata interior

En la gráfica de torque vs. Teta2 podemos apreciar que el torque máximo se puede encontrar en 2Φ radianes (360°), el cual por el diseño propuesto no es el que elegiremos; por eso podemos aproximar con la zapata a 120° que nos da un torque aceptable, pues cubre la mayor superficie de contacto.

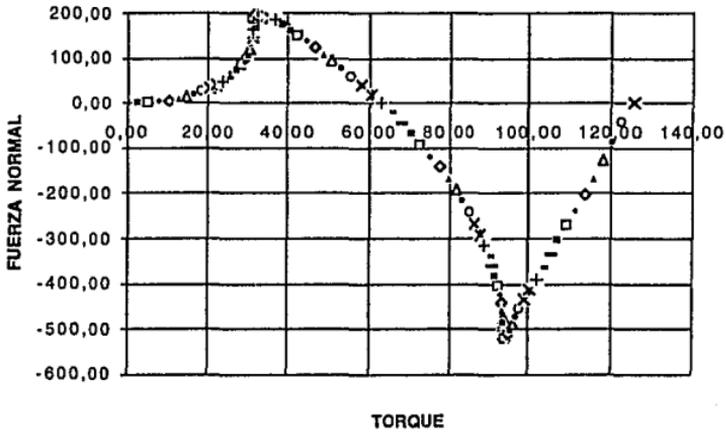


2.6.3 EMBRAGUE CON PIVOTE SIMETRICO EN LA ZAPATA

Podemos apreciar en la gráfica que este tipo de zapata nos requiere un torque menor para aplicarse, más para lograr esto necesitamos que se cubra toda la superficie interna del contenedor (2p), lo cual se alcanzará si usamos más superficies de contacto, lo cual va en contra del parámetro de sencillez del mecanismo.



EMBRAGUE CON PIVOTE SIMETRICO EN LA ZAPATA



2.7 TIPOS DE EMBRAGUE

Aunque existen muchos tipos de embrague el tipo seco de una sola placa de embrague de fricción es el que se utiliza exclusivamente en todos los carros de pasajeros americanos. La palabra "placa seca" se utiliza para distinguir estos embragues de aquéllos que funcionan dentro de un baño de aceite a los que se conoce con el nombre de "placa húmeda". Los embragues inmersos en aceite, sin embargo, se utilizan junto con, o como partes de, las transmisiones automáticas.

Aún cuando son del mismo tipo general de una sola placa seca, los embragues de los carros de pasajeros difieren en el tipo de resortes que utilizan para oprimir los miembros impulsores y unirlos uno con el otros cuando el embrague está en contacto; la mayor parte de los diseños utiliza un número de resortes de espiral, pero otros utilizan un diafragma o un resorte de tipo cónico. También varía el tipo de material de fricción en los diferentes embragues de los carros.

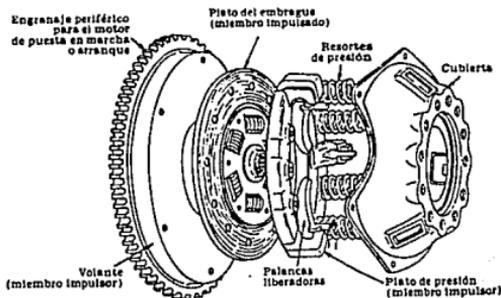


Fig. 12 Embrague de resorte con espiral

2.7.1 Embrague de resorte con espiral

La figura 12 muestra un embrague de resorte de espiral que ha sido separado de tal manera que los resortes han alcanzado su máxima extensión. Las partes principales de este embrague son los miembros impulsores, el miembro impulsado, y los de funcionamiento.

Uno de los miembros impulsores consiste en una cubierta que lleva una placa de presión de hierro fundido o disco impulsor, los resortes de presión, además de las palancas o cuñas de liberación. El conjunto total está atornillado al volante y gira continuamente con el mismo. El propio volante actúa como un segundo miembro impulsor, y entre él y las placas de presión oprimen al miembro impulsado bajo la acción de los resortes de presión. Para disipar el calor generado por la fricción, propia del funcionamiento del embrague, la cubierta está provista de aberturas para poder tener ventilación.

El miembro impulsado consiste en un disco o placa que se desliza libremente a lo largo de las ranuras de la flecha del embrague, pero que impulsa a la flecha a través de estas mismas ranuras o estrías. Este disco del embrague lleva material de fricción sobre ambas superficies de contacto.

El mecanismo de funcionamiento consiste en el pedal, las palancas de eslabonamiento, los cojinetes de liberación o de aplicación, las palancas de liberación, y los resortes necesarios para asegurar el funcionamiento adecuado del embrague.

El conjunto del embrague.

La figura 13 muestra un conjunto típico de embrague con resorte de espiral en sección transversal y con el embrague en posición de impulsión, el disco impulsado está montado sobre la flecha estriada o ranurada del embrague de la transmisión que pasa a través de dicho disco y el cojinete de guía está colocado en el volante o cigüeñal y soporta el extremo delantero de la flecha del embrague permitiendo que la flecha gire libremente cuando se aplica el embrague.

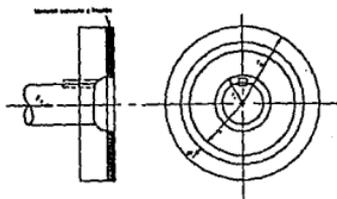


Fig 13 Vista en sección transversal de un conjunto típico de embrague de un solo plato

Cuando la persona que maneja el vehículo oprime el pedal del embrague para liberarlo, un sistema de palancas de eslabones apropiados mueve el cojinete de apoyo hacia el volante. Este movimiento se transmite a los extremos de las tres cuñas o palancas de liberación que descansan sobre una de las caras de este cojinete. Estas palancas están articuladas a la cubierta

del embrague como se muestra en la figura 14 y con sus extremos exteriores conectados a la placa de presión del embrague

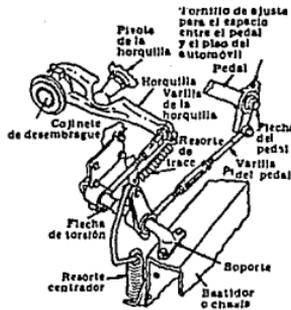


Figura 14

Es evidente ahora que es necesaria la presión relativamente ligera en el pedal y un desplazamiento de cojinete de apoyo relativamente grande hacia el volante que sean convertidas por los eslabones de la palanca liberadora a fin de tener una región elevada y un tiro de desplazamiento pequeño en la placa de presión para separarla de la placa impulsada y del volante, oponiéndose a la acción de los resortes de presión y desconectando el embrague. Esta acción permite que la placa de presión y el volante giren sin que se transmita la potencia al disco impulsor ni a la flecha del embrague.

2.8 Embrague semicentrífugo

Muchos de los embragues de los carros de pasajeros son del tipo semicentrífugo que se muestra en la figura 15 en el que la presión entre las placas se aumenta a medida que la velocidad de giro del embrague aumenta, en proporción a los requerimientos de presión.

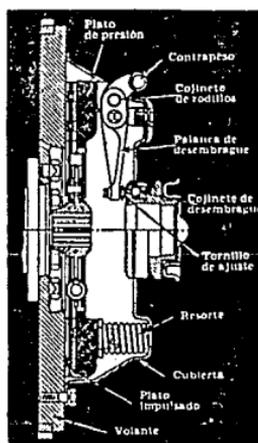


Figura 15 Embrague del tipo semicentrífugo.

Esto se logra por medio de unos contrapesos centrífugos eslabonados a la placa de presión de tal manera que el tiro hacia afuera de la fuerza centrífuga se transmite y se convierte en presión sobre la placa, cuya presión se aumenta a medida que se aumenta la velocidad. Esta construcción permite el uso de resortes de presión del embrague relativamente ligero que ejerza bajas presiones en velocidades del motor a marcha mínima y facilitan que se pueda oprimir el pedal del embrague para así cambiar de velocidad.

Puesto que la acción de los contrapesos giratorios tiende a mover la placa de presión hacia el volante, a medida que aumenta la velocidad de rotación, también hace que los extremos de las palancas o cuñas liberadoras se muevan hacia atrás contra el empuje del cojinete de apoyo.

Debe haber una tolerancia entre la cuña o palanca liberadora y el cojinete de apoyo para asegurar un contacto efectivo en el embrague. Este juego libre es ajustable a fin de compensar el desgaste con el uso, cuyo juego libre está en forma de movimiento perdido en las palancas de eslabonamiento entre el pedal y el cojinete de apoyo.

Este juego libre existe en todos los pedales de embragues, pero es mayor en los del tipo semicentrífugo.

2.9 El embrague de diafragma⁸

Este tipo utilizado de manera muy amplia, emplea una forma de diafragma o resorte cónico para producir la presión para el apoyo del embrague en vez de los resortes de espiral descritos anteriormente. De acuerdo con este fabricante, las ventajas de este tipo es que no necesita cuñas o palancas liberadoras, que el propio resorte actúa como una serie de palancas, y que algunos de los resortes cónicos no tienen la característica de régimen constante común en la mayor parte de los resortes de espiral.

En vez de ellos, la presión del resorte aumenta hasta que se llega a la posición plana, y disminuye a medida que se pasa más adelante de esta posición.

Cuando se utiliza un embrague, la persona que maneja el automóvil no tiene que ejercer una presión tan grande en el embrague para mantenerlo fuera de contacto como cuando se utilizan resortes del tipo espiral, en donde la presión de resorte aumenta a medida que se oprime el pedal para desconectar el embrague.

⁸Cita . Faires , Diseño de Máquinas

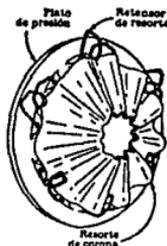


Figura 16. Funcionamiento de un embrague de diafragma.

La figura 16 muestra cómo funciona un tipo de resorte de diafragma (del tipo de dedos ahuecados) en un conjunto de embrague. En la posición de contacto el resorte pivotea o está articulado en los anillos de pivote posteriores montados sobre la cubierta del embrague, de tal manera que su reborde exterior hace contacto con la placa de presión. En esta posición el resorte ejerce suficiente presión como para mantener la placa de presión en contacto firme con la placa del embrague y el volante. Para desconectar el embrague, se oprime el pedal para hacer que las palancas de eslabonamiento muevan el cojinete de apoyo hacia el volante.

A medida que este cojinete hace contacto con la porción interior del resorte cónico, mueve esa porción hacia adelante, lo que hace que el borde exterior se mueva hacia atrás, puesto que el resorte pivotea o está articulado sobre el anillo delantero de pivote. Esto quita la presión sobre la placa y libera al disco del embrague del contacto con ambos miembros de impulsión. La acción del resorte de contacto con ambos miembros de impulsión.

La acción del resorte de diafragma a veces se compara con la flexión del fondo de los botes de aceite. La presión aumenta hasta que se llega a la posición plana y disminuye a medida que se curva en la dirección opuesta.

2.10 OTROS TIPOS DE EMBRAGUES

Otros tipos de embrague de fricción son los embragues de cono, de discos múltiples, y de placa doble. Los tipos de placa doble y de discos múltiples, frecuentemente empleados en los camiones y autobuses americanos, funcionan sobre los mismos principios generales que los establecidos para el tipo de una sola placa, pero los tipos de discos múltiples utilizados en los carros de pasajeros son unidades para transmisiones automáticas.

2.10.1 Embrague del tipo dientes y estrías

Este es un embrague positivo generalmente utilizado para asegurar la unión de dos flechas o acoplar un engranaje a una flecha. Un tipo sencillo es el que se muestra en la figura 17 y consiste en un manguillo de deslizamiento que tiene dos juegos de ranuras o estrías internas, de las cuales, las de diámetro menor pueden montarse sobre una flecha ranurada y girar con ella y las de diámetro interno mayor (o diente) están diseñadas para corresponder a los dientes externos del embrague en la flecha o engrane cuando los dos están conectados por acción del embrague.

Puesto que este tipo sólo puede engranarse cuando ambos juegos de dientes corresponden perfectamente, los embragues de dientes y estrías por lo general están diseñados para operar en conjunto con algún tipo de mecanismo sincronizador, cuyos diseños, que se utilizan ampliamente en las transmisiones, en la figura 17 la flecha b puede conectarse a la flecha A moviendo el manguillo deslizante de tal manera que sus dientes internos se engranen con los dientes externos de la flecha A .

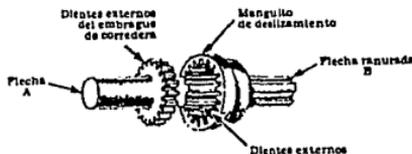


Figura 17. Embrague de deslizamiento.

Procederemos a describir las características de la placa del embrague que consideramos es necesaria para que quede claro las partes que integran al mismo.

2.10.2 EL DISCO O PLACA DE EMBRAGUE

Un tipo muy usado del disco de embrague es el que se muestra en la figura 18 con una porción recortada para mostrar algunas características de su construcción interior. Consiste en dos juegos de material de contacto o de fricción montados sobre resortes amortiguadores, diseñado de tal manera que ajuste entre el volante y la placa de presión. Cuando el embrague hace

contacto, la presión en las caras comprime los resortes amortiguadores lo suficiente para hacer que la unidad disminuya en espesor por una distancia de entre 1.27 y 1.52 milímetros y esta construcción ayuda a que el contacto del embrague sea más suave y sin sacudidas.

Los resortes de contacto y amortiguación están remachados a un arco de base del resorte y a una placa retensora del resorte que tiene unas ranuras para insertar unos resortes de torsión, estos resortes hacen contactos con las bridas de la masa central estriada.

Este diseño permite que las caras del disco y las placas giren con respecto a la masa hasta el límite de la conversión de los resortes o en algunos diseños, hasta el límite del tope de los resortes. La acción de estos resortes sirven para reducir las vibraciones de torsión y los sacudimientos entre el motor y el resto del sistema de la transmisión de potencia durante el funcionamiento del embrague.

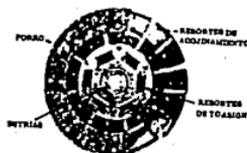


Figura 18. El disco de embrague

2.10.3 LA PLACA DE CONTACTO

El material de fricción está hecho de fibras de asbesto, ya sea tejido o en forma moldeada. Este recubrimiento (en México llamado balata para clutch) está remachado a la placa del embrague por medio de una o dos hileras de remaches y es ranurado como se muestra en la figura 19.

Las ranuras eliminan la tendencia de las caras a adherirse a las superficies del volante y la placa de presión, después de que este recubrimiento ha quedado en contacto completo con ellas, permitiendo que el embrague se libere más fácil y rápidamente.

Los recubrimientos de embrague tejidos están hechos de fibras de alambre de cobre o de latón cubiertas con algodón y asbesto de fibra larga. Las bandas o láminas tejidas están tratadas con una solución de aglutinamiento y posteriormente se hornean y se laminan. Los recubrimientos moldeados están hechos de una matriz de fibras de asbesto y fécula y las placas

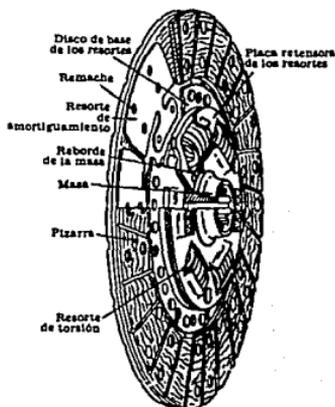


Figura 19. Disco o plato típico de un embrague.

se laminan, se prensan y se hornean hasta que tienen una densidad y dureza extremas, después de lo cual se enderezan y esmerilan hasta obtener las dimensiones apropiadas.

2.10.4 Las placas de eslabonamiento de embrague

La función de las palancas de eslabonamiento es transmitir la fuerza aplicada al pedal del embrague para aplicar o liberar el cojinete de apoyo y proporcionar parte de la ventaja mecánica o palancas necesarias para hacer posible el funcionamiento del embrague con una presión razonable del pie.

En la figura 20 el pedal del embrague gira al rededor de una flecha del pedal, de tal manera que, cuando se oprime, empuja la varilla del pedal hacia atrás, haciendo a su vez que la flecha de torsión transmita este movimiento hacia atrás a través de la varilla de la horquilla hasta el extremo de la horquilla del cojinete de apoyo.

Como la horquilla está articulada, el movimiento que le imparte la varilla hace que el cojinete de apoyo se mueva hacia el volante para liberar el embrague, como se describió anteriormente. Cuando se suelta el pedal del embrague, el resorte que lo tira hacia atrás regresa al eslabonamiento que libera el cojinete y el pedal hasta la posición en que el embrague hace contacto.

El resorte de sobrecentro se utiliza en este diseño para ayudar a liberar el embrague ejerciendo fuerza de resorte sobre el mecanismo de liberación y ayudar a la presión del pedal y el juego libre del pedal del embrague se ajusta en este diseño cambiando la longitud de las varillas de la horquilla.

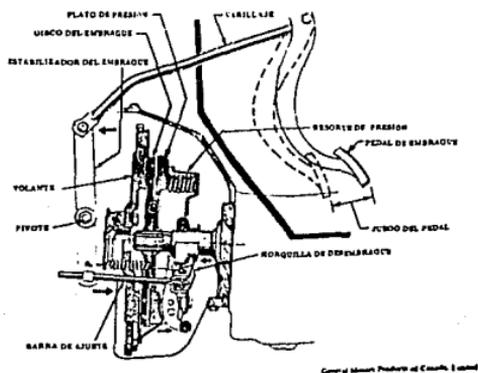


Figura 20 Configuración del pedal del embrague

CAPITULO III

DISEÑO DEL EMBRAGUE

3.1 Requerimientos del proyecto

Los requerimientos del proyecto son los siguientes:

I) Un embrague sencillo de una respuesta aceptable

Esto es dado al tipo de diseño que se pretende en el automóvil en el cual se quiere minimizar el uso de componentes para evitar un sobrepeso en el automóvil, además de ser controlado fácilmente por el piloto del mismo.

II) Eficiencia en la transmisión de potencia

Aún cuando no se trata de una carrera de velocidad o de arranque, el realizar una relación de transmisión que de casi en su totalidad la potencia

dada por el motor nos ayudará en el movimiento inicial y en el transcurso del desplazamiento del auto.

III) Economía en el consumo de combustible

Como se medirá la distancia que recorra el supermillia en galones por milla, se espera que el consumo de combustible sea el mínimo al tener una relación eficiente en la transmisión, es decir, que al desembragar el motor éste gire a sus mínimas revoluciones y con esto no sea mayor el gasto de combustible.

3.1.1 PARAMETROS PARA EL DISEÑO

Lo principal será dar las dimensiones que tendrá el embrague o lugar donde estará físicamente. Las medidas serán dadas por los cálculos hechos en base al análisis energético, las pérdidas de energía, la potencia además de consideraciones de masa y rozamiento que daremos en base a los materiales que utilizaremos. Planeamos que éste se encuentre en la parte trasera del vehículo.

3.1.1.1 SINTESIS

Debemos considerar que el mecanismo debe ser fácil de construir, sencillo de ensamblar, de rápida respuesta así como tendrá la mayor transmisión posible de potencia hacia la rueda motriz. El número de elementos

que lo integrarán trataremos que sea reducido, la relación de contacto será mejor cuando el número de zonas en contacto con el contenedor sea mayor¹.

Al principio de este trabajo, teniendo ésta como primicia, partimos de tener pequeñas zapatas (éstas serán las que transmitirán el par de rotación) con lo cual la zona de contacto sería mayor. Un primer diseño nos hizo pensar en tener 2 juegos de zapatas, cada uno de los cuales constaba de 6 piezas, como se puede ver en la figura 21:

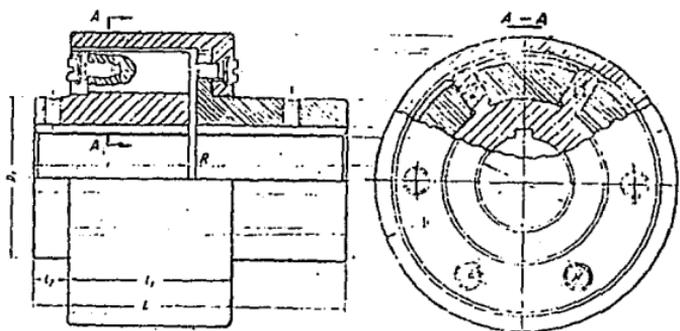


Figura 21 Diseño preliminar del embrague.

¹ Juvinall, Robert C., Fundamentals of Machine Component Design

Esto no fue buena idea, pues aún cuando teníamos mayor zona de contacto forma de sujetarlas y acomodarlas, al momento de instalarlas sería demasiado complejo su manejo (por su número más que nada), sin hablar del sistema que las regresaría a su posición original después de accionar el motor.

No debemos pensar que esto no debiera ser un obstáculo, pues uno de los parámetros es sencillez del mecanismo. Se procedió a dejar un sólo juego de zapatas, pero ahora el problema era la forma de regresarlas después de accionarlas, sin mencionar la forma de sujeción entre ellas.

Se pensó en un sistema de muelle que consta de una banda de hule látex, la cual soportaría el deslizamiento, más por su poca información en el mercado nacional se desechó. Lo siguiente era ver la forma de sujetario, se pensó en una articulación, la cual daría el movimiento de pivote para las zapatas, además que al dejar de actuar la fuerza centrífuga éstas regresarían a su posición inicial.

Lo anterior no permitiría un suave desplazamiento de los brazos del mecanismo con lo cual se ideó poner resortes en cada uno de éstos para controlar su desplazamiento durante el transcurso del movimiento (embragado). La articulación debería estar dada para cada una de las zapatas, con lo cual se debía de poner un resorte a cada una de éstas, el cual regularía el regreso.

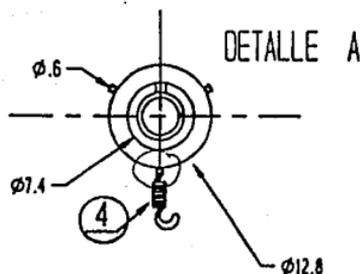


Fig 22 Esquema del Sistema resorte-articulación

La necesidad de hacer sencillo el mecanismo nos llevó a usar tres zapatas espaciadas 120° cada una con respecto a la base de la misma (donde se encuentra la conexión con la articulación).

El siguiente paso fue el ver la forma en que esta sería instalada y en donde se como mecanismo. Se ideó un caparazón o contenedor; el cual estaría hecho de tal forma que ayudara en la transmisión de la fuerza a la rueda motriz. El esquema fue el siguiente:

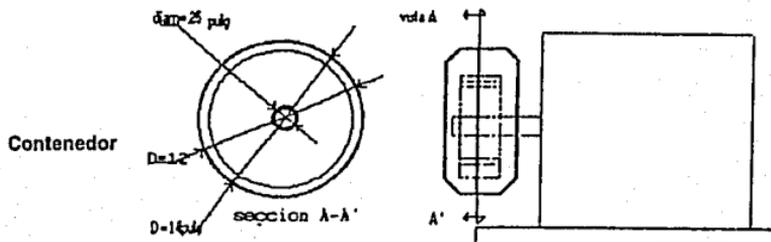


Fig 23 Esquema del Contenedor

Después se procedió a realizar un esquema de la forma en que se sujetarían las partes móviles como zapatas, articulaciones, resortes, a un mecanismo el cual las soportaría, además de transmitirle la rotación dada por el eje del motor. Primero debía ser un elemento que estuviera en contacto con el eje del motor pero sin interferir con su movimiento y capaz de transmitirlo a los elementos que forman el mecanismo.

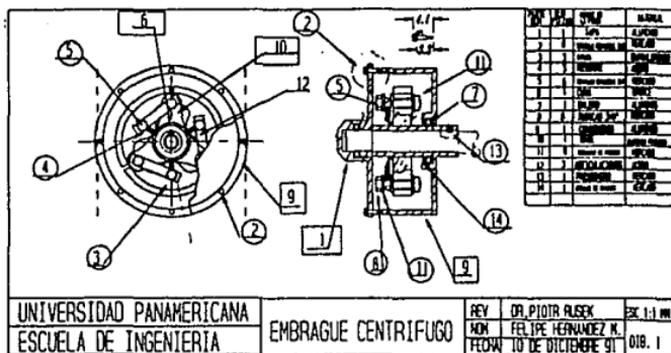


Fig. 24 Esquema de Base de Mecanismo

La posición del engrane motriz se encontrará en el lugar donde se ubica el final del eje que atraviesa longitudinalmente al mecanismo o conjunto de elementos. (De la manufactura de este como el tren de engranes de la transmisión se tratará más adelante).

Como tenemos ya el esquema de la forma que tendrá el embrague debemos conocer la fuerza normal que actuará sobre las zapatas, la fuerza de fricción que se originará, además de la constante de los resortes, la fuerza centrífuga que actuará, la energía que se disipa en forma de calor, la energía dada al embrague por el motor, así como la extensión que éstos deberán desplazarse para entrar en contacto con el contenedor.

Lo anterior nos servirá para dar medidas a los elementos como son el diámetro del mecanismo, ancho de las zapatas, espesor del contenedor y medidas de las articulaciones y base.

3.1.1.2 Análisis

Tengamos en mente la forma básica de representación de un embrague

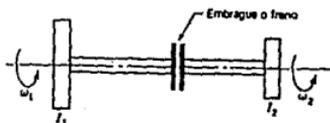


Fig. 25 Dibujo sistemático de un embrague

Dado lo anterior la ecuación que nos describe la energía necesaria para mover el mecanismo es :

$$m_1 V_1 + F \Delta t = m_1 V_2 \quad \text{Ec (I)}$$

Con lo anterior podemos preguntarnos que tipo energías están involucradas en el sistema. En éstas podemos encontrar:

- energía cinética
- energía de fricción
- energía térmica

Las cuales las podemos estudiar en tres diferentes partes:

- I) Energía del coche
- II) Energía del conjunto de transmisión
- III) Energía en pérdidas

La ecuación que nos describe el la energía necesaria para empezar el movimiento está dada por:

$$P\Delta t + \left(\frac{1}{2}\right)I_v(\omega_i - \omega_f)^2 = m_1V^2 + I^*(\omega_2)^2 + E_p \dots\dots\dots Ec (II)$$

Donde :

P = Potencia en H.P.

Δt = Tiempo de contacto de superficies deslizantes

I_v = Inercia del volante

ω_i = R.P.M. Iniciales

$\omega_1 =$ R.P.M. máximas

$m_1 V^2 =$ Energía del coche

$I(\omega_2)^2 =$ Energía del conjunto de la transmisión

$E_p =$ Energía en pérdidas

Donde la energía en pérdidas está dada por la siguiente ecuación:

$$E_p = \frac{c \cdot F \cdot \omega \cdot R}{2} \Delta t \quad \dots\dots\dots Ec (III)$$

Donde :

$$C = \frac{1}{427} \text{ calorías}$$

Para determinar el momento de inercia⁹ del volante nos valdremos de una relación que esta dada para las revoluciones máximas, mínimas y el promedio de las revoluciones :

$$\omega_{av} = \frac{\omega_M + \omega_m}{2} \quad \dots\dots\dots Ec (IV)$$

⁹ Cita, Mabie, Ocvirk, Dinámica de Mecanismos, 1986

Donde :

ω_M = R.P.M. máximas

ω_m = R.P.M. mínimas

ω_{av} = R.P.M. promedio

Usando los valores que conocíamos junto con las revoluciones promedio calculadas tenemos que podemos calcular K de la siguiente ecuación¹⁰ :

$$K = \frac{\omega_M + \omega_m}{\omega_{av}} \dots\dots\dots Ec (V)$$

Donde :

K = Coeficiente de fluctuación o diferencia de las velocidades máximas y mínimas

Dado que contamos con la gráfica de par contra desplazamiento en grados , podemos calcular el área en cada ciclo del motor¹¹ (ver gráfica 1):

$$A = I (\omega_M + \omega_m) (\omega_M - \omega_m) (0.5) \dots\dots\dots Ec (VI)$$

¹⁰ Idem

¹¹ Apéndice II

Sustituyendo de las ecuaciones anteriores para dejar en función de ω_{av} tenemos:

$$A = I(K) (\omega_{av})^2$$

$$A = I \cdot K \cdot \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}{(60)^2}$$

De aquí podemos encontrar el momento de inercia :

$$I = 91 \cdot \frac{A}{K \cdot (n_m)^2} \dots\dots\dots \text{Ec (VII)}$$

Donde :

A = área en metros-Kilogramos

n_m = R.P.M. Velocidad promedio

Suponemos que no debe haber una fluctuación mayor de 40 R.P.M., viendo en la gráfica tenemos que :

$$A_1 = 491.6E-6 \text{ m}^2$$

$$A_7 = 171.0E-6 \text{ m}^2$$

$$A_8 = 4.510E-6 \text{ m}^2$$

$$^*A = A_1 + A_7 + A_8 \quad \longrightarrow \quad ^*A = 658.1E-6 \text{ m}^2$$

$$n_m = \frac{3600 + 1760}{2} \text{ [r.p.m.]}$$

sustituyendo los valores tenemos que :

$$\omega_{av} = \frac{3600 + 1760}{2}$$

$$\omega_{av} = 2,680 \text{ r.p.m.}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (V) obtenido tenemos que:

$$K = \frac{40}{2680}$$

$$K = 0.686$$

En la figura 11.29 del Mable, Ocvirk , la escala de torsión es de 6.4 KNm/m y la escala angular¹² es de π [rad/pulg]; en consecuencia, cada metro cuadrado del diagrama de par representa 653.2 Kg*m de trabajo, entonces:

$$A = (658.1E-6) * (653.2)$$

$$A = 425.9 \text{ E-3 kg*m}$$

Con los datos anteriores podemos encontrar el momento de inercia con la aproximación de $K = 0.7$ tenemos que:

$$I_v = 91 * \frac{(425.9 \text{ E-3})}{(0.0149) * (2680)^2}$$

$$I_v = 362.2 \text{ E-6 Kg*m}^2$$

¹² Cfr Mavie Ocvirk, Diseño de Mecanismos, pág 480

3.1.1.3 VOLANTE DE INERCIA

Los volantes son dispositivos que se emplean para controlar la variación de la velocidad de la máquina a la que está acoplado, mediante éste se regula la entrega de la energía que se le proporciona al principio del movimiento, pues como en este diseño contaremos con que la potencia de entrada es constante y los requerimientos exteriores de carga son variables, luego entonces se puede utilizar éste para aumentar la uniformidad del funcionamiento.

Para un volante de tipo de anillo o aro :

$$I_v = M \cdot K^2 \dots\dots\dots(VIII)$$

En donde

K = radio de giro.

M = masa del volante de inercia.

Es bastante exacto suponer que el radio de giro medio r_m del rin es igual a K^{13} :

$$r_m = K$$

sustituyendo en la ecuación (VIII) tenemos que:

$$I_v = M \cdot (r_m)^2$$

¹³ cfr Mabie, Ocvirk, página 481

Si además ponemos a la masa (M) en función del peso y de la aceleración de la gravedad y en vez de radio usamos el diámetro tenemos que:

$$M = \frac{W}{g}$$

Donde :

W = peso [Kg]

g = aceleración de la gravedad [m/seg²]

dm = diámetro [m]

Sustituyendo nos queda que:

$$I_v = \frac{W}{4g} (dm)^2$$

donde dm= diámetro medio

De la expresión anterior despejamos el peso:

$$W = \frac{I_v (4g)}{dm^2} \dots\dots\dots (IX)$$

Para encontrar la masa del volante de Inercia, supondremos valores e iteraremos, la tabla 1 donde se pueden ver las iteraciones están en la siguiente página, de ésta vimos que la que tiene un peso y un diámetro aceptable puede ser:

$$dm = 0.10 \text{ m}$$

W = 1, 420 gramos	W = 1.42 Kgf	<<=== Peso del
		Volante de
		Inercia

3.1.1.4 Pérdidas

Regresando a la ecuación (II) para obtener las pérdidas:

$$P\Delta t + I_y(\omega_i - \omega_f)^2 = m_1 V^2 + I_x(\omega_2)^2 + E_p$$

Donde:

$$I_x = \frac{m \cdot d^2}{8}$$

Despejando para las pérdidas tenemos que:

$$E_p = P\Delta t + I_y(\omega_i - \omega_f)^2 - [m_1 V^2 + I_x(\omega_2)^2] \dots\dots\dots Ec (X)$$

Los valores que se desconocen son: Velocidad lineal del coche (V), el tiempo (Δt), y la masa m_1 . La máxima velocidad que nos dieron como dato fue de:

$$V = 16 \text{ Km/hora}$$

La masa del coche ¹⁴es:

$$m_1 = 120 \text{ kg}$$

La potencia esta especificada por el fabricante y es de:

$$P = 2 \text{ H.P.}$$

Como trabajamos en el sistema internacional tenemos que convertir esta potencia y lo cual nos da:

$$P = 1,5 \text{ KWatta}$$

¹⁴ Requerimiento de la carrera "Supermille", Peso del conductor(70kg)+peso vehículo = 120 Kg. máximo.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Variables

Tiempo [seg]	velocidad [rad/seg]	Fuerza [N]
0,1	44,7	176,215,2
1,0	44,7	8.815,8
2,0	44,7	4.407,9
3,0	44,7	2.938,6
4,0	44,7	2.203,9
5,0	44,7	1.763,2
6,0	44,7	1.469,3
7,0	44,7	1.259,4
8,0	44,7	1.102,0
9,0	44,7	979,5
10,0	44,7	881,6
15,0	44,7	587,7
20,0	44,7	440,8
25,0	44,7	352,6
30,0	44,7	293,9
35,0	44,7	251,9
40,0	44,7	220,4
45,0	44,7	195,9
50,0	44,7	176,3
55,0	44,7	160,3
60,0	44,7	146,9

Tiempo de embragado contra la Fuerza

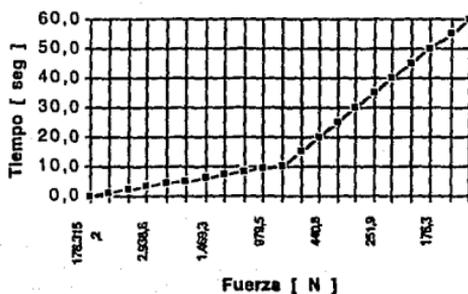
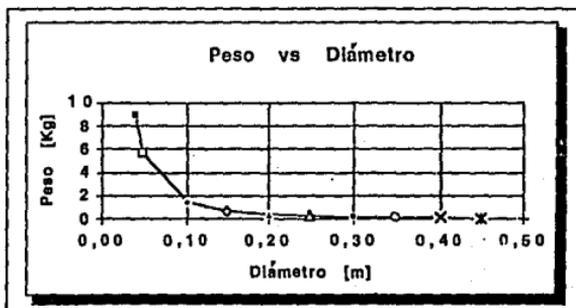


TABLA DE ITERACIONES PARA ENCONTRAR LA MASA Y EL DIAMETRO DEL VOLANTE DE INERICA

dm [m]	W [Kg]	Elección
0,04	8,8813	
0,05	5,68	
0,10	1,42	✓
0,15	0,63	
0,20	0,36	
0,25	0,23	
0,30	0,16	
0,35	0,12	
0,40	0,09	
0,45	0,07	
0,50	0,06	



Para el tiempo¹⁵ en que estarán en contacto las superficies del contenedor y las zapatas designaremos:

$$\Delta t = 50 \text{ segundos}$$

Con lo anterior podemos pasar a calcular la energía originada por las pérdidas:

$$E_p = [(1.491 \cdot 50) + (362.2E-6) \cdot \left(\frac{1760 - 3600}{60}\right)^2] - [(120 \cdot (4.469)^2 + (324.2E-6)(44.67)^2]$$

$$E_p = 75.27 \text{ [J]} - 536 \text{ [J]}$$

De lo cuál tenemos que:

$E_p = 461.1 \text{ (J)}$	$\text{—————} > \Delta E \text{ (-)}$
---------------------------	---------------------------------------

¹⁵ Para asignar la cantidad adecuada, se estimó un tiempo y energía que fueran útiles

T A B L A 2

TIEMPO	FUERZA
1	88.179
2	44.089
3	29.393
4	22.045
5	17.636
6	14.696
7	12.597
8	11.022
9	9.798
10	8.818
20	4.409
30	2.939
40	2.204
50	1.764
60	1.470



3.1.1.5 Deslizamiento

Para calcular la fuerza necesaria para que se inicie el deslizamiento, iteraremos en un intervalo de Δt . Para esto usaremos la siguiente ecuación:

$$E_p = c \cdot F \left(\frac{\omega \cdot R}{2} \right) \Delta t$$

Dejando todo en función de F tenemos que:

$$F = \frac{2 \cdot E_p}{c \cdot R \cdot \omega \cdot \Delta t}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior he iterando¹⁶ en un rango de 0 a 60 segundos que se puede apreciar en la tabla 2, tenemos que para el tiempo que nosotros sugerimos de 50 segundos la fuerza es de 2,685N necesarias para que se inicie el deslizamiento. Podemos observar que el tiempo de respuesta es muy largo, tomando otro valor que nos permita el embrague rápido tenemos que:

$$\Delta t = 10 \text{ seg} \quad \Rightarrow \Rightarrow E_p = 461.1 \text{ J} \quad \Rightarrow \Rightarrow F = 13,420 \text{ N}$$

3.1.1.6 Medidas del embrague

Con lo anterior podemos pasar a calcular el diámetro del embrague, para esto necesitamos saber la fuerza necesaria para mover al vehículo como un todo:

$$F = m_1 g \dots \dots \dots (XI)$$

¹⁶ Los valores están tabulados en la tabla 2

Donde :

$$\theta = \frac{V^2}{r} \dots\dots\dots(XII)$$

La velocidad (V) la podemos poner en función de la velocidad angular:

$$V = \omega \cdot r \dots\dots\dots(XIII)$$

Sustituyendo las ecuaciones (XII) y (XIII) en la ecuación (XI) tenemos que:

$$F = \frac{(\omega \cdot r)^2}{r}$$

Factorizando la ecuación anterior obtenemos:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

De la ecuación anterior, sabiendo que la fuerza necesaria para que se comiencen a mover las superficies deslizantes que están en contacto es de 13,420 N, despejamos para el radio:

$$r = \frac{F}{m \cdot \omega^2} \dots\dots\dots(XIV)$$

Donde:

$$F' = m_1 \cdot a$$

$m_1 =$ masa del vehículo = 120 Kg

$$a = 9.81 \frac{m}{seg}$$

$\omega = 1760$ r.p.m. Iniciales que nos da el motor

Sustituyendo lo anterior tenemos que:

$$F' = (9.82) \cdot (120)$$

Lo cual nos da como resultado:

$$F' = 1,177 \text{ N}$$

Con lo anterior, podemos encontrar el radio del embrague sustituyendo en la ecuación (XIV):

$$r = \frac{F}{m \cdot (\omega)^2}$$

Tabulando¹⁷ para valores de 0 a 40 Kg encontramos que a una masa muy baja tenemos que se necesita un diámetro de embrague muy grande, de la misma manera para una masa muy grande tenemos un diámetro muy pequeño; por eso basándonos en el diámetro del volante que obtuvimos anteriormente tenemos como elección los siguientes datos:

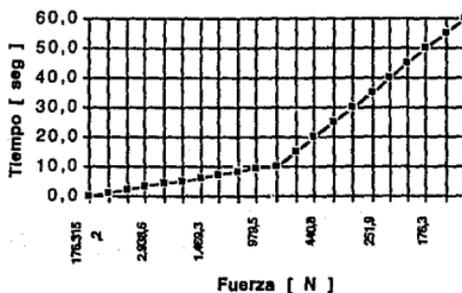
$masa_{embrague} = 1.5 \text{ kgrms} \quad \longleftrightarrow \quad \varnothing = 0.10 \text{ m}$
--

¹⁷ Tabla 3 " Diámetro del embrague "

Variables

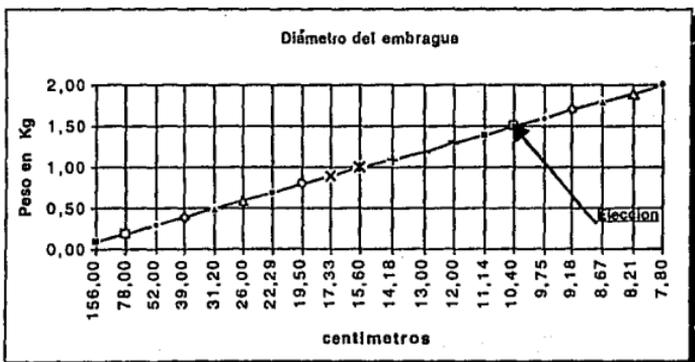
Tiempo [seg]	edta [rad/seg]	Fuerza [N]
0,1	44,7	176,315,2
1,0	44,7	8,815,8
2,0	44,7	4,407,9
3,0	44,7	2,938,6
4,0	44,7	2,203,9
5,0	44,7	1,763,2
6,0	44,7	1,409,3
7,0	44,7	1,259,4
8,0	44,7	1,102,0
9,0	44,7	979,5
10,0	44,7	881,8
15,0	44,7	587,7
20,0	44,7	440,8
25,0	44,7	352,6
30,0	44,7	293,9
36,0	44,7	251,9
40,0	44,7	220,4
45,0	44,7	195,9
50,0	44,7	176,3
55,0	44,7	160,3
60,0	44,7	146,9

Tiempo de embragado contra la Fuerza



T A B L A 3

VARIABLES	Diámetro del Embrague		
	m [kg]	Wl [rad/seg]	D [cm]
	0,10	29,33	156,00
	0,20	29,33	78,00
	0,30	29,33	52,00
	0,40	29,33	39,00
	0,50	29,33	31,20
	0,60	29,33	26,00
	0,70	29,33	22,29
	0,80	29,33	19,50
	0,90	29,33	17,33
	1,00	29,33	15,60
	1,10	29,33	14,18
	1,20	29,33	13,00
	1,30	29,33	12,00
	1,40	29,33	11,14
	1,50	29,33	10,40
	1,60	29,33	9,75
	1,70	29,33	9,18
	1,80	29,33	8,67
	1,90	29,33	8,21
	2,00	29,33	7,80



Para calcular el espesor de las zapatas tenemos que:

$$W_{IV} = 5 \text{ kg} \Rightarrow W_{IV} = 11.5 \text{ lbsf}$$

$$dm = 30 \text{ cms} \Rightarrow dm = 0.98 \text{ ft}$$

$$\rho_{al} = 5.4 \text{ grm/cm}^3 \Rightarrow \rho_{al} = 63.3 \text{ libras /ft}^3$$

$$t = \frac{W}{4g} * dm^2$$

La expresión que nos da el espesor t del volante de inercia en forma de anillo es:

$$W = \{ \text{volumen del anillo} \} * \rho_{al}$$

Donde :

W = peso del volante

ρ_{al} = densidad del material del que estará hecho el volante¹⁸

Sustituyendo en la expresión anterior tenemos que:

$$t = \frac{4W}{\pi * \rho_{al} * dm^2}$$

De lo cual tenemos que:

$$t = \frac{4 * (\text{peso})}{\pi * (5,400) * (0.1)^2}$$

¹⁸ Se elegirá el material Zinalco II

Esto nos da que el espesor es:

$t = 0.024 \text{ m}$



$t = 2.4 \text{ cm}$

Para calcular el espesor y ancho de la sección cuadrada del anillo del volante de inercia, tenemos que la energía que sale del ciclo es:

$$Mt\Theta = (2 \cdot (63,000)) \cdot (1 / (2680 \cdot 12)) \cdot (2 \cdot \pi)$$

$$Mt\Theta = 24.616$$

Para la variación máxima de la energía por ciclo, supondremos que la máxima variación de energía por revolución es el 20%, para la constante del efecto del volante $K = 0.95$, además que el coeficiente de fluctuación de velocidad debe ser menor o igual a 0.03. Entonces la variación máxima de energía por ciclo queda:

$$E = 0.2 \cdot (24.616) = 4.9232$$

Donde la velocidad media se calcula como:

$$V_{media} = r \cdot \omega = 2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot (1760 / 60)) = 368.6135 \text{ rev/s}$$

El peso del rin es:

$$w = 1.4 \text{ Kg.} = 3.086 \text{ Lb}$$

Donde el peso de la llanta de un volante puede determinarse por la siguiente ecuación:

$$Wr = \frac{K \cdot g \cdot E}{v^2 \cdot \delta} = \pi \cdot (Dm) \cdot \rho \cdot t \cdot b$$

Donde:

$$\rho = 5.4 \text{ gr/cm}^3$$

$$Dm = 10 \text{ cm} = 3.937 \text{ in}$$

$$g = 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$\pi \cdot (3.937) \cdot (0.195) \cdot t \cdot b = \frac{0.95 \cdot (32.2) \cdot (4.923391)}{(0.001) \cdot (368.61365)^2}$$

$$t \cdot b + (1.108391/2.41) = 0.45$$

si $b = 0.5t$ tenemos que:

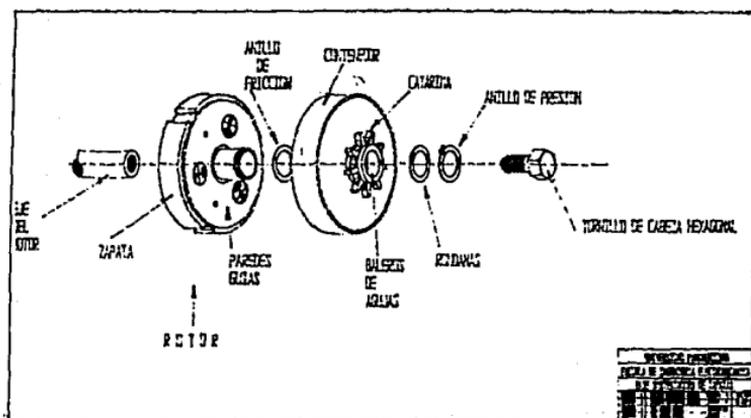
$$t = 0.91 \text{ in}$$

Por lo cual el espesor del volante queda:

$$t = 2.31 \text{ cm}$$

3.2 PLANOS DEL DISEÑO

A continuación se presenta el diseño principal del mecanismo:



En el apéndice II se encuentran todos los planos del mecanismo. El siguiente elemento a dimensionar es el resorte.

3.2.1 DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DEL MECANISMO

El concepto de embrague centrífugo se basa en el aprovechamiento del momento de giro, el cual es ocasionado por el eje del motor de combustión interna al cual estará acoplado el mecanismo. Las piezas que integran el mecanismo son básicamente:

- I) Base o rotor.
- ii) Zapatas o masas.
- iii) Contenedor.
- iv) Volante de Inercia.

Las cuales las podemos exponer brevemente como:

I) Base o rotor

Su función es la de transmitir el momento ocasionado por el eje del motor a las zapatas, su geometría esta compuesta por tres brazos, los cuales tienen descansos o apoyos que sirven como soporte o sostén de las mismas. Se acopla al eje del motor mediante una perforación en el centro del mismo.

ii) Zapatas o masas.

Estas se encuentran descansando en los apoyos localizados en los brazos del rotor, cada zapata se encuentra espaciada una respecto a la otra a 120°, son tres en total, éstas, se consideran adecuadas para tener una mayor

zona de contacto con el contenedor, las zapatas se desplazarán radialmente (al vencer la fuerza de un resorte) que será el medio encargado de transmitir el par a la rueda motriz.

Una vez que no se necesite el embragado, se disminuye la velocidad del eje del motor y por consecuencia la fuerza aplicada sobre la zapata disminuye y llega un momento en que no es suficiente para vencer la constante del resorte y este comienza a contraerse y regresar a su posición original.

Las zapatas serán guiadas por unas tapas laterales que se encuentran fijadas por medio de remaches al rotor, con lo cual se evita que pudiera haber deslizamientos laterales de las zapatas.

iii) Contenedor

Es el elemento que se encarga de transmitir el par a la rueda motriz, está formado por la concha o caparazón, un bañero de agujas y una catarina. Este se encuentra conteniendo al rotor y las zapatas. Al entrar en contacto las zapatas con el contenedor, se produce deslizamiento y comienza a moverse el contenedor, con esto la catarina que se encuentra en la parte exterior del contenedor transmite el par a la rueda motriz.

iv) Volante de inercia

Este se encuentra colocado en la parte exterior del contenedor, su función es el de almacenar energía y entregarla cuando se necesite, lo anterior se lleva a cabo cuando se disminuye el número de revoluciones máximas,

después de que a comenzado el movimiento. El volante tiene forma de anillo y se encuentra constituido en forma de sección cuadrada.

3.3 RESORTES

3.3.1 Teoría de los resortes

Los resortes son elementos elásticos que transmiten fuerza o absorben energía (al cual es usualmente almacenado y posteriormente entregado). Los resortes son usualmente , pero no necesariamente , hechos de metal. Plásticos pueden ser usados cuando las cargas son ligeras¹⁹. Modernas aleaciones estructurales están siendo introducidas para algunas aplicaciones en las cuales se requieren una masa mínima en el resorte.

Bloques de hule algunas veces son usadas como resortes, como en defensas, motores eléctricos y motores de combustión interna. Resortes neumáticos toman la ventaja que tienen de la compresibilidad de los gases (como gas nitrógeno herméticamente sellado a alta presión que se usa en las suspensiones hidroneumáticas de los automóviles franceses Citroën). En lo que concierne al estudio realizado en este trabajo se refiere a los resortes hechos de sólidos (metales o plásticos reforzados).

¹⁹ Chow, W.W., Cost Reduction in Product Design , Van Nostrand Reinhold, New York, 1978

3.3.1.1 ECUACIONES DE ESFUERZO Y DEFLEXIONES EN RESORTES DE ESPIRAL.

La figura (27.a) y (27b) muestran un resorte de tipo enrollamiento en tensión y compresión respectivamente, con un ángulo helicoidal relativamente pequeño λ . Así mismo, la figura (27.c) y (27.d) muestran en su parte superior un diagrama de cuerpo libre. En cada caso, la fuerza externa F está (por lo menos se asume que así sea) actuando a lo largo del eje de la evoluta o hélice.

En los resortes de compresión, es común ejecutar el enrollamiento por las puntas de las espirales con paso cero y después pulir las punta planas tal que la presión aplicada por las puntas sea escénicamente distribuida. En los resortes de torsión, los garfios o ganchos son formados de tal manera que la carga de la fuerza sea a lo largo del resorte.

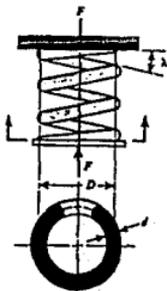


Fig 27.a Resorte de Compresión

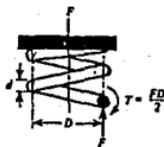


Fig 27.b Porción superior de un resorte de compresión en diagrama de cuerpo libre.

En la figura (27.b) y (27.d) note que no importa donde sea el corte del plano, las consideraciones de equilibrio requieren que el alambre sea sujeto:

a) A una fuerza cortante transversal (F)

b) Un torque igual $T = \frac{F \times D}{2}$

La fuerza de corte cambia para ser de menor consecuencia. Lo importante es que la longitud total de el alambre en uso en la evoluta es sujeto al torque es decir el alambre entre el final del garfio y el que esta al final de la espiral. Para alambres sólidos de sección redonda, el esfuerzo torsional resultante es:

$$t = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \dots \dots \dots \text{Ec (3.23)}$$

Donde D es diámetro medio de la espiral, definido como el promedio de el diámetro exterior e interior de la espiral. De lo cual podemos ver que un resorte helicoidal de compresión o de tensión puede ser visto o pensado como una barra de torsión dentro de una evoluta o hélice (que podría ser como una barra de torsión alrededor de un helicoide).

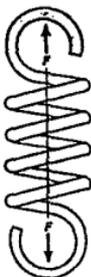


Fig 27.c Resorte en tensión

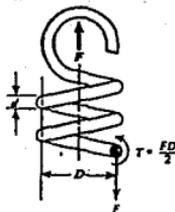
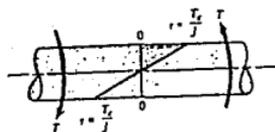


Fig 27.d Porción del resorte en diagrama de cuerpo libre

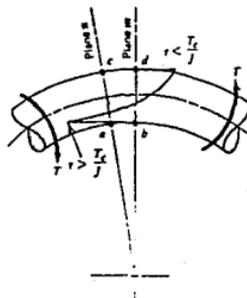
Además de la ecuación del esfuerzo cortante representado en la fórmula (3.23), las superficies internas del resorte tipo espiral está sujeto a dos componentes adicionales del esfuerzo cortante:

a) Un esfuerzo cortante transversal resultado de la aplicación de la fuerza F , aplicado al plano cortado arbitrariamente que se ve en la figura (27.b) y en la figura (27.d). En el interior de la superficie de la espiral, la dirección de este esfuerzo coincide con la del esfuerzo torsional para el resorte cuando tiene la carga a tensión ó compresión.

b) Un incremento en la intensidad de el esfuerzo de torsión causado por la curvatura de la espiral de la barra de torsión. El efecto secundario se puede apreciar en la figura 28.



(28.a) Barra de torsión derecha



(28.b) Barra de torsión Curvada

Figura 28

Suponga²⁰ que el momento transmitido a través de la barra de torsión curva (Figura 28.b) produce 1 grado de rotación entre los planos m y n. Este se distribuye sobre el segmento a-b dentro de la espiral y la longitud c-d que se encuentra por fuera. Este da un aumento en el gradiente de esfuerzo que se muestra. La notoriedad de este efecto se nota más para pequeños valores de a ("Index spring"), definido como la proporción del diámetro medio de la espiral al del diámetro del alambre:

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

²⁰ Cita, Juvinall, Robert C. Fundamental of Machine Component Design

3.3.1.2 FACTOR DE WAHL

Conocido como K_w por el cual el esfuerzo dado en la ecuación 3.23, la cual puede ser multiplicada para dar el esfuerzo cortante resultante en la parte interna de la espiral:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

Cuando la carga de el resorte es esencialmente estática, el término primero de la ecuación es 1, pues éste es fundamentalmente un factor de concentración de esfuerzos, el cual sólo da un factor de correlación para el esfuerzo cortante transversal únicamente de:

$$K_s = 1 + \frac{0.615}{C}$$

Donde el subíndice "s" designa carga estática

Actualmente, en algunas aplicaciones que involucran carga estática y elevadas temperaturas, se asume que los esfuerzos llegan a estar lo suficientemente redistribuidos para que la ecuación (3.23) puede ser utilizada sin corrección.

3.3.2 Diseño del resorte

Se desea que el resorte pueda abrir para la fuerza de embragado que es de 1,177N, además que se ajuste al espacio disponible para su ubicación que se puede apreciar en los planos del diseño del embrague. Con esto procedemos a seleccionar la longitud entre ganchos del resorte, para esto contamos con la dimensión en la que se ubicará este por el diseño hecho en base a las medidas del embrague encontradas anteriormente.

Con esta medias pasamos a buscar en los resortes de tensión cuáles tienen esta longitud entre ganchos, para tal efecto, contamos con las tablas²¹ de resortes de tensión, de lo cual los datos que nos proporciona son los siguientes:

DIAM. INTER.	STOCK Century	longitud entre ganchos	DIAM. ALAMBRE	MATERIAL	TENSION INICIAL	PROMEDIO (lbs / in)	Máxima Deflexion	Carga	Acabado
3/16"	M - 9	5/8"	0.020"	Alambre Musical	0.22	2.49	0.79	2.19	Cadmio

Diámetro exterior = $0.1875 + 0.02$

Longitud entre ganchos = $5 / 8$

²¹ Catálogo " Century " , stock spring catalog, vol #65

Resortes de tensión, extremos tipo gancho alzado²²

Para alambre musical:

$$m = 0.146$$

$$A = 2,170 \text{ Mpa}$$

La ecuación que nos da la resistencia a la tensión es:

$$S_{UT} = \frac{A}{d^m}$$

Donde:

A = cte dependiendo del tipo de material

La resistencia a la fluencia es:

$$S_y = 0.75 * S_{UT}$$

Sustituyendo los valores de A y m del tipo de material de resorte que nos interesa en la ecuación anterior tenemos que:

²² Cfr , Shigley, Diseño de Máquinas, pág 473

$$S_{UT} = \frac{2170 \text{ E6}}{(508\text{E-6})^{(0.146)}}$$

$$S_{UT} = 6.5 \text{ GPa}$$

$$S_y = (0.75) * (6.5 \text{ E9})$$

$$S_{SY} = (0.577) * (0.75) * (6.5 \text{ E9})$$

$$S_{SY} = 2.744 \text{ GPa}$$

$$\text{Si } K = 44.47 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Con esto podemos pasar a calcular el número de espiras del resorte:

$$K = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N}$$

Despejando para N y sustituyendo los valores²³ tenemos que:

$$N = \frac{(0.02)^4 \cdot (11.5 \text{ E6})}{8 \cdot (0.1875)^3 \cdot (2.49)}$$

$$\boxed{N = 40 \text{ espiras}}$$

²³ Como el valor del módulo de rigidez (G) esta dado en unidades inglesas, sólo en esta ecuación se utilizará las variables con este sistema.

Con lo anterior podemos pasar a calcular la fuerza y elongación máxima que puede soportar el resorte:

$$F_{\max} = \frac{S_{sy} \cdot \phi \cdot d^3}{8 \cdot K_S \cdot D}$$

Donde tenemos que:

$$K_S = 1 + \frac{0.5}{C}$$

De la tabla de resortes de tensión tenemos que:

$$\text{Diámetro medio} = \frac{3}{16} = 0.1875 \text{ "}$$

$$C = \frac{0.1875}{0.02}$$

$$C = 9.375$$

$$K_S = 1 + \frac{0.5}{9.375}$$

$$K_S = 1.053$$

Sustituyendo en la ecuación tenemos que:

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot (2.744 \text{ E9}) \cdot (508.0\text{E-6})^3}{8 \cdot (1.053) \cdot (4.76 \text{ E-3})}$$

$$F_{\max} = 28.18 \text{ kg}$$

Por lo tanto:

$$F_{\max} > F_{\text{embrague}}$$

$$\delta = \frac{28.16}{44.47}$$

$$\delta = 63.32 \text{ mm}$$

3.3.3 Selección del material que recubra las zapatas

El material que se usará en las zapatas se clasifica en dos tipos:

a.- Material para la base de la zapata.

Se eligió Zinalco II²⁴ por la necesidad de minimizar el peso, pero fundamentalmente para las propiedades contra el más cercano candidato que era el aluminio 380, debemos hacer notar que la resistencia a la tensión, esfuerzo de cedencia y conductividad térmica son más altos en comparación. Para mayor información consultar el apéndice de este trabajo.

b.- Material usado para recubrir a la zapata.

El material es polvo semi-metálico, el cual es compactado y fabricado en forma de espiras, cada espira es cortada para colocarla en la superficie de trabajo de las zapatas. Esta operación se realiza en talleres automotrices donde lo realizan sujetando el cuerpo de la zapata con la zapata mediante un adhesivo, después deben permanecer en un horno aproximadamente media hora con una temperatura de 300 grados centígrados.

3.3.4 Selección del material a usar en el contenedor

El contenedor será de compra, las motocicletas cuentan con esta parte que puede satisfacer nuestras necesidades, la cual tiene aproximadamente la medida necesaria, solamente se maquinara a nuestras necesidades.

²⁴ Datos obtenidos de la empresa Zinalco, S.A. de C.V. del grupo FALMEX GALVOTEC

3.3.5. Dimensiones de la catarina

Para esto necesitamos el número de dientes(N), el paso de la cadena (P) en pulgadas. El paso de una cadena estándar se mide del centro de la pija de un eslabón al centro de la pija adyacente. De lo cual tenemos que:

$$\text{Diámetro de paso} = \frac{P}{\sin(180/N)}$$

$$N = 9$$

$$P = 1 \text{ cm} = 0.39 \text{ in}$$

Sustituyendo queda:

$$\text{Diámetro de paso} = \frac{0.39}{\sin(180/9)}$$

$$\text{Diámetro de paso} = \frac{0.39}{0.3420}$$

$$\text{Diámetro de paso} = 2.90 \text{ cm}$$

CONCLUSIONES

El presente trabajo nos muestra en el capítulo I el funcionamiento de los embragues, su clasificación y en cada caso se expone (brevemente) la teoría de los mecanismos que intervienen en el mismo. En el capítulo II se encuentra el desarrollo del mecanismo, en el cual se plantea cómo fueron sus principios conceptuales y esquemas del mismo, realizando consideraciones de energía, variables a las que afecta.

Se realizó un análisis comparativo de los embragues que pudieran elegirse para la solución del proyecto; las observaciones que consideramos para la modificación o alteración del concepto básico, con lo cual se fue modificando la idea original, hasta llegar a la idea final que sería el embrague centrífugo que se diseñó.

Los parámetros que se usaron para ir cambiando la Idea Inicial del diseños en el capítulo II fueron:

- 1) Sencillez.
- 2) Funcionalidad.
- 3) Eficiencia.

Los parámetros anteriores fueron planteados para tener un mecanismo que respondiera a las necesidades del proyecto y que conjuntamente fuera práctico para usar, sin necesidad de realizar un mecanismo complejo. Se ilustran las ideas que serían realizables, junto con una breve nota del porque se usaron o no ciertas ideas o se complementaron con otras. Al final del mismo se ilustra el diseño del embrague.

Lo anterior nos permitió proceder a dimensionar la estructura básica del embrague, la cual, se encuentra desarrollada en el capítulo III, en el cual, se plantean los requerimientos que debe cumplir, los cálculos en los cuáles intervienen algunas constantes que se usaron de datos encontrados en tablas que se realizaron para automóviles de pasajeros o sedanes, por lo cual, se trató de aproximar éstos a los requerimientos del peso del automóvil. Se muestran gráficas en las cuales se observa el comportamiento de diferentes tipos de zapatas, en las cuales se grafica par contra el ángulo de contacto que tendrían, y por consecuencia, que tanto aportaba para mejorar la eficiencia al aumentar el ángulo de contacto de dichas zapatas.

Al dimensionar usamos el mayor número de piezas que hubiera en el mercado, la parte interna sobre la cual gira todo el mecanismo es la única pieza de realización especial, las que podrían servir, pero estaban fuera de las dimensiones, se maquinaron, con lo cual se evitó realizar cada uno de dichos elementos.

Antes de presentar los planos, se anexa una explicación del funcionamiento del mecanismo.

De lo anterior se destaca que este trabajo da una solución al problema planteado de una transmisión económica y sencilla para el proyecto del automóvil "supermilite", pretendiendo que se aplique en dicha competencia. Dicha solución es el uso del momento de giro o par desarrollado por el motor, el cual, al desplazar las masas que se encuentran alrededor del eje se desplazan hasta tocar el contenedor que transmitirá en forma gradual el momento a la rueda motriz del vehículo.

Al concepto de embrague centrífugo se le agregó un volante de inercia, el cual almacenará parte de la energía cinética necesaria para empezar a mover todo el vehículo. Este debe ser probado en campo para ver su funcionalidad y eficiencia en el consumo de combustible.

BIBLIOGRAFIA

- 1) **Autor:** Hamilton H. Mable, Fred W. Ocvirk
Título: "Mecanismos y Dinámica de Maquinaria"
Nº de Edición: Unica
Editorial: Limusa
Lugar de edición: México
Fecha de impresión: 1978

- 2) **Autor:** Juvinal, Robert
Título: "Fundamentals of Machine Component Design"
Nº de Edición: 4a
Editorial: Wiley & Son, 1989
Lugar de edición: Singapore
Fecha de impresión: 1983

- 3) **Autor:** Compendio Reshétov
Título: "Atlas de Máquinas"
Nº de Edición: Unica
Editorial: CEAC
Lugar de edición: Barcelona
Fecha de impresión: 1985

- 1) **Autor:** Century Inc.
Título: "Catalog Century"
Nº de Edición: Vol #65
Editorial: Propia
Lugar de edición: U.S.A.
Fecha de impresión: 1993

- 5) Autor: Shigley, Joseph Edward
Título: "Diseño en Ingeniería Mecánica"
Nº de Edición: 3a.
Editorial: McGraw Hill
Lugar de edición: México
Fecha de Impresión: 1986
- 6) Autor: Faires, Virgil Moring
Título: "Design of Machine Elements"
Nº de Edición: 4a.
Editorial: Mc millan, Lan
Lugar de edición: New York
Fecha de Impresión: 1969
- 7) Autor: Heitner, Joseph
Título: "Mecánica Automotriz, principios y prácticas"
Nº de Edición: 11a.
Editorial: Diana
Lugar de edición: México
Fecha de Impresión: 1991
- 8) Autor: Frederick C. Nash
Título: "Fundamentos de Mecánica Automotriz"
Nº de Edición: 32a.
Editorial: Diana
Lugar de edición: México
Fecha de Impresión: 1991
- 9) Autor: Recopilación
Título: "Motores y Máquinas"
Nº de Edición: 1a.
Editorial: CEAC
Lugar de edición: España
Fecha de Impresión: 1978
- 10) Autor: Recopilación
Título: "El libro del Automóvil"
Nº de Edición: 1a. en Español
Editorial: Selecciones del Reader's Digest
Lugar de edición: México
Fecha de Impresión: 1975

- 11) Autor: Erik Oberg, Franklin D. Jones
Título: "Machinery's Handbook"
Nº de Edición: 23a.
Editorial: Industrial Rial
Lugar de edición: New York
Fecha de impresión: 1990
- 12) Autor: Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (SECOBI)
Título: Servicio de Consulta a Bancos de Información
Editorial: Limusa
Lugar de edición: Constituyentes 1046, México
Fecha de impresión: 1992
- 13) Autor: Universidad de Navarra
Título: "Técnicas de Representación Gráfica, Dibujo Técnico II"
Nº de Edición: 1a.
Lugar de edición: Escuela Superior de Ingenieros Industriales (San Sebastián)
Fecha de impresión: 1991
- 14) Autor: Torres Gabriel, Dr.
Título: "Compendio de Propiedades del Material Zinalco"
Nº de Edición: 1a.
Editorial: U.N.A.M.
Lugar de edición: México
Fecha de impresión: 1989
- 15) Autor: Marks, Lionel S.
Título: "Mechanical Engineer's Handbook"
Nº de Edición: 4a.
Editorial: Hill Book
Lugar de edición: New York
Fecha de impresión: 1941

APENDICES

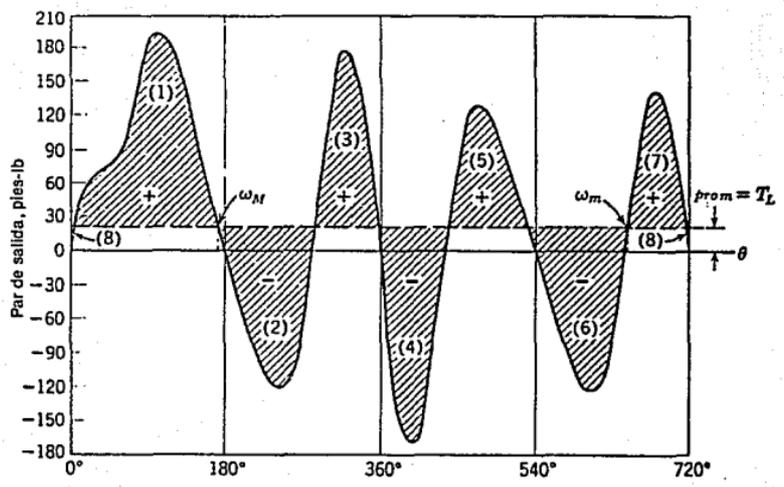
APPENDICE I

INDICE I

TABLA COMPARATIVA DE CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DEL ZINALCO Y DIVERSOS MATERIALES

MATERIAL PROPIEDAD	ZINALCO I				ZINALCO II		ZAMAK 5	ALUMINIO 380	LATON	BRONCE	FERRO GRIS
	FUNDICION EN ARENA	FUNDICION POR INYECCION	EXTRUIDO	LAMINADO	FUNDICION EN ARENA	FUNDICION POR INYECCION	FUNDICION POR INYECCION	FUNDICION POR INYECCION	FUNDICION EN ARENA	FUNDICION EN ARENA	FUNDICION EN ARENA
DENSIDAD (GRM/CM3)	5.4				5.4		6.7	2.74	8.5	8.88	7.4
Punto de fusión (°C)	421 - 481				421 - 481		380 - 386	540 - 595	925 - 940	7620 - 428	1232
Coefficiente de expansión Térmica (*k-1)	26.0				26.0		26.9	21.8	20	18.5	11.9
Conductividad Térmica (W/m *k)	126.0				126.0		132	96	90	47	—
CONDUCTIVIDAD ELECTRICA (% I.A.C.S.)	38.0				38.0		26	27	20	10	6
RESISTENCIA A LA TENSION (MPa)	290-300	310-320	380-410	270-290	350-390	400-420	280-330	324	230	240	214
ESFUERZO DE CEDENCIA (MPa)	280-300	290-310	280-320	300-310	280-270	340-370	—	158	117	124	124
DEFORMACION MAX.(%)	3 - 5	8 - 10	30 - 35	80 - 100	5 - 8	6 - 10	7	3.5	30	20	2
DUREZA Rb	50 - 55	60 - 65	40 - 55	25 - 30	65-80	55 - 70	80 - 85	80-85	60	65	210
RESISTENCIA AL IMPACTO (J)	2 - 3	2 - 3	7 - 8	8 - 9	2 - 3	2 - 3	50 - 60	2 - 3	15	15	54-88
MODULO DE ELASTICIDAD (GPa)	110-130				110-130		—	71	90	80	172

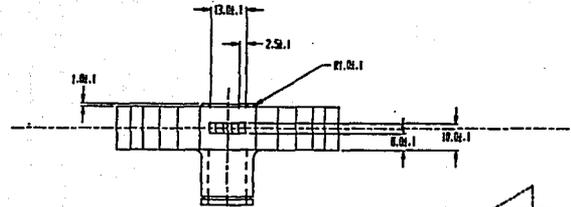
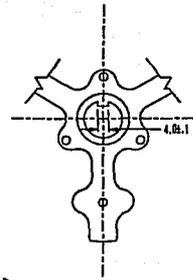
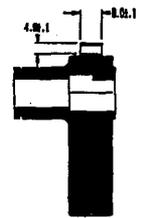
APENDICE II



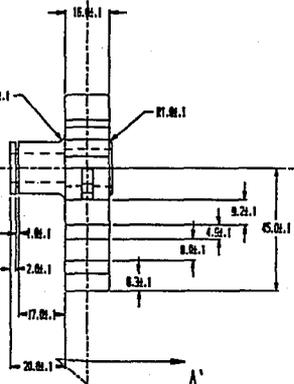
APENDICE III
PLANOS DEL DISEÑO



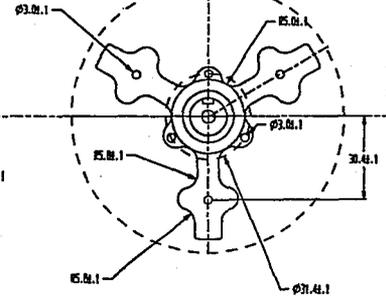
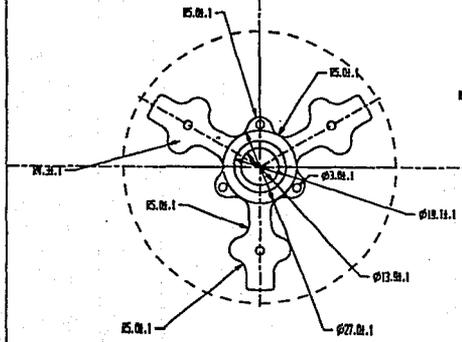
CORTE A-A'



A



A'



ESPECIFICACIONES:

REALIZAR POR FANALCÓN
EN ACERO S355

TOLERANCIAS: ± 0.1 MM

MITAR FILAS EN LOS BORDES

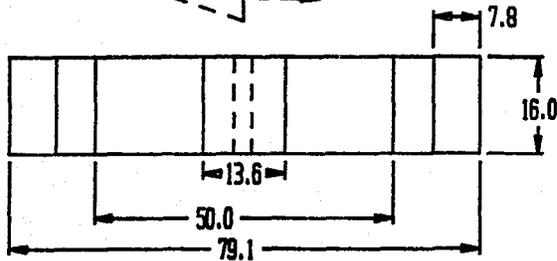
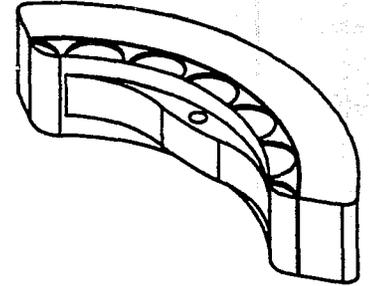
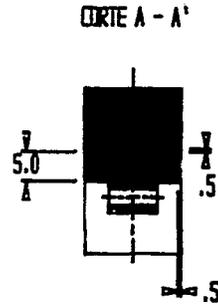
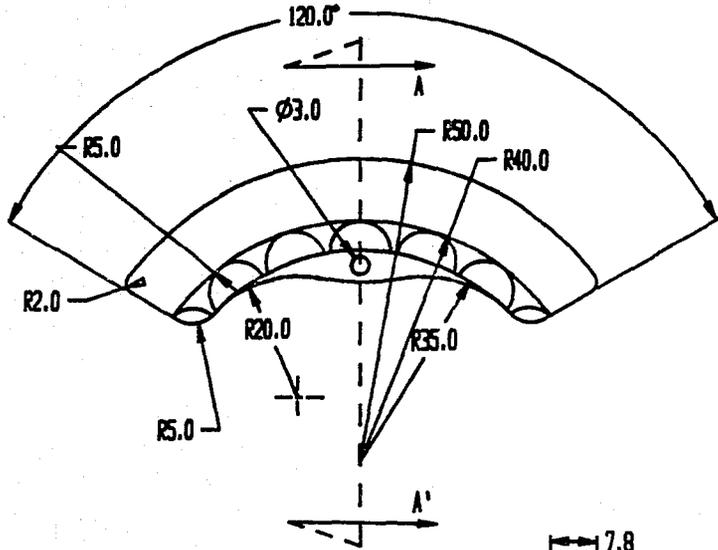
ACABADO SUPERFICIAL: $\sqrt{\text{V}}$

TRATAMIENTO:

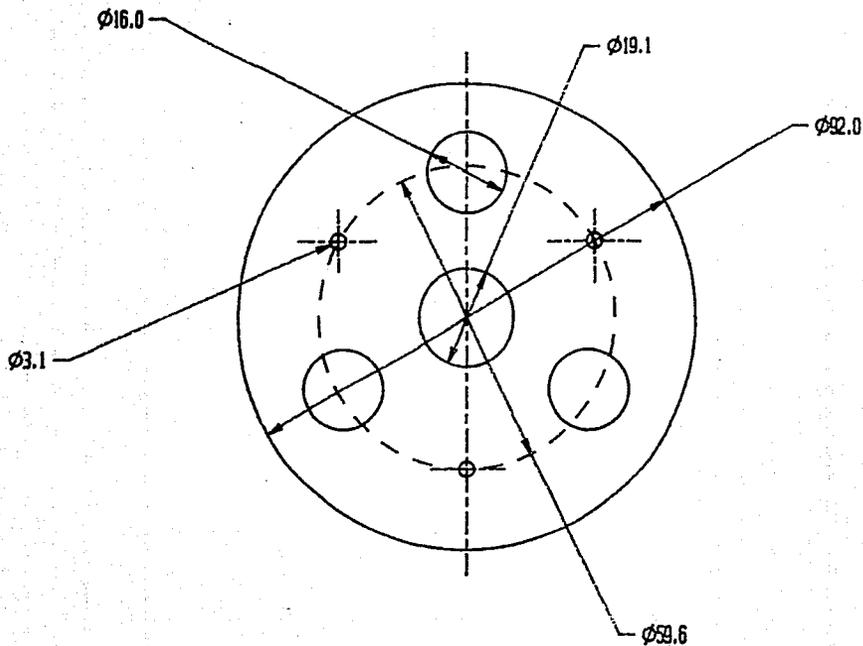
TERMINADO: TEMPLADO

TOLERANCIAS ANGULARES: $\pm 1/2$ GRADO

UNIVERSIDAD PANAMERICANA			
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA			
BASE SUSTENTADORA DE ZAPATAS			
DISEÑO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	ESCALA :	1:1 EN MM
OTULO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	FECHA :	10 SEP 22
REVISOR :	DR. PIEDRA BLASZC	NUMERO DE	
APROBADO :	DR. PIEDRA BLASZC	PLANO	1



UNIVERSIDAD PANAMERICANA			
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECHANICA			
RECUBRIMIENTO UBICADO EN LA ZAPATA			
DISEÑO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	ESCALA :	1:1 EN MM
DIBUJO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	FECHA :	10 SEP 92
REVISO :	DR. PIOTR RUSEK	NUMERO DE	EC - 3
APROBO :	DR. PIOTR RUSEK	PLANO	



ESPECIFICACIONES :

TOLERANCIAS : ± 0.1 MM

MATAR FILLOS EN LOS BORDES

ACABADO SUPERFICIAL : ▽▽▽

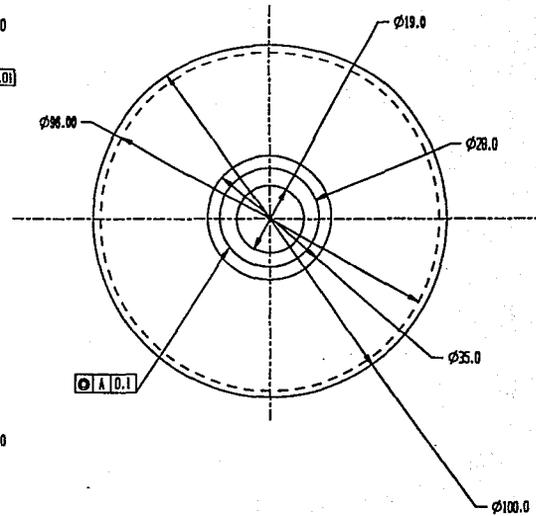
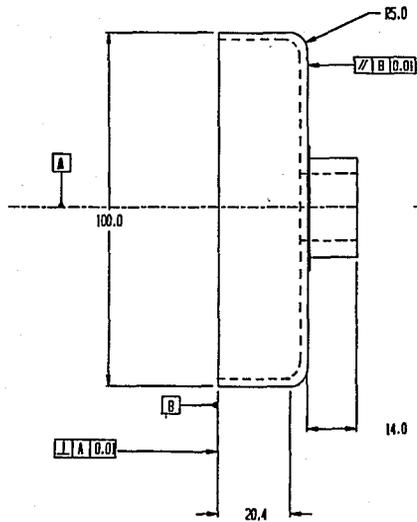
TOLERANCIAS ANGULARES : $\pm 1/2$ GRADO

UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA

TAPA LATERAL

DISEÑO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	ESCALA :	1:1 EN MM
DIBUJO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	FECHA :	10 SEP 92
REVISO :	DR. PIIOTR RUSEK	NUMERO DE	
APROBO :	DR. PIIOTR RUSEK	PLANO	EC - 4



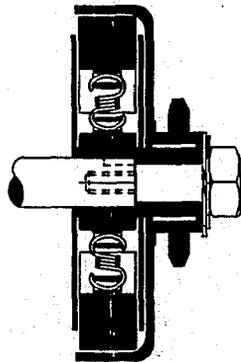
ESPECIFICACIONES:

TOLERANCIAS: 1/- 0.1 MM

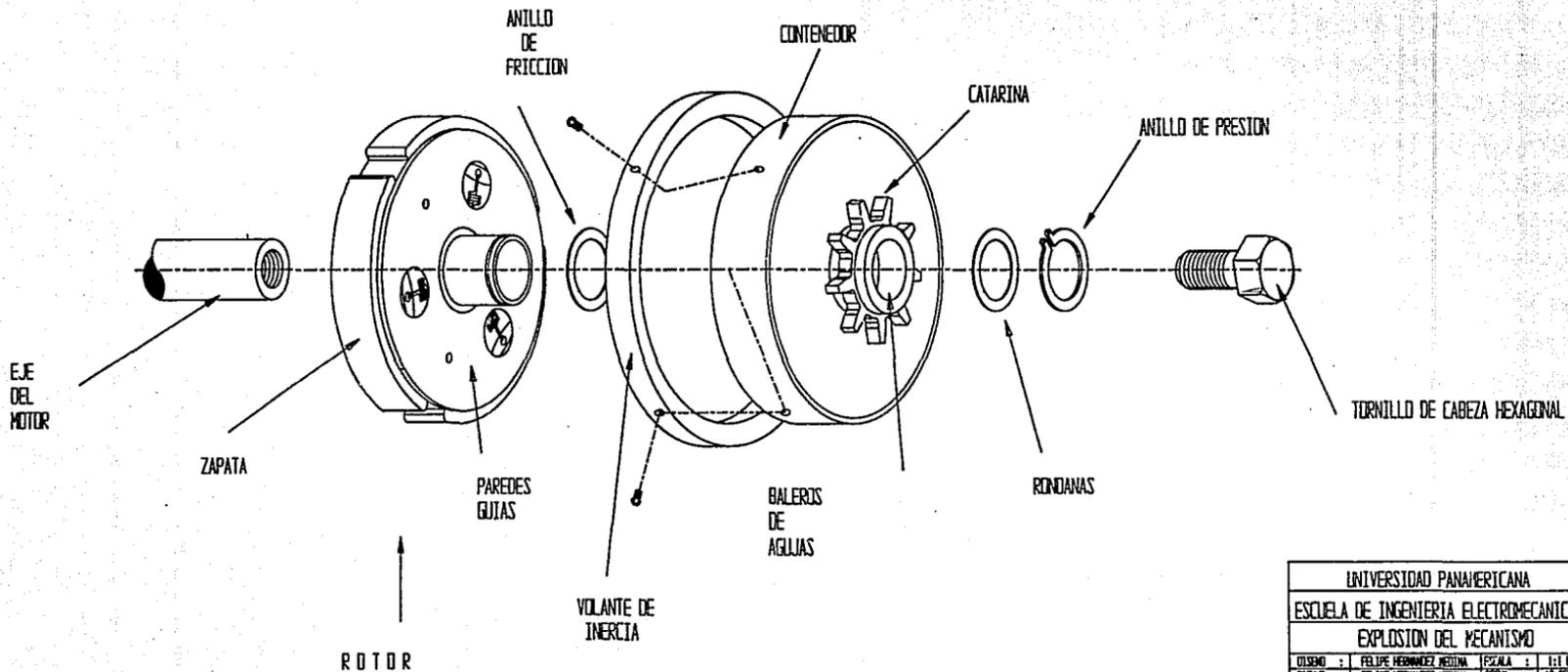
MATAR FILAS EN LOS BORDOS

ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla\nabla\nabla$

TRATAMIENTO
TÉRMICO: TEMPLADO

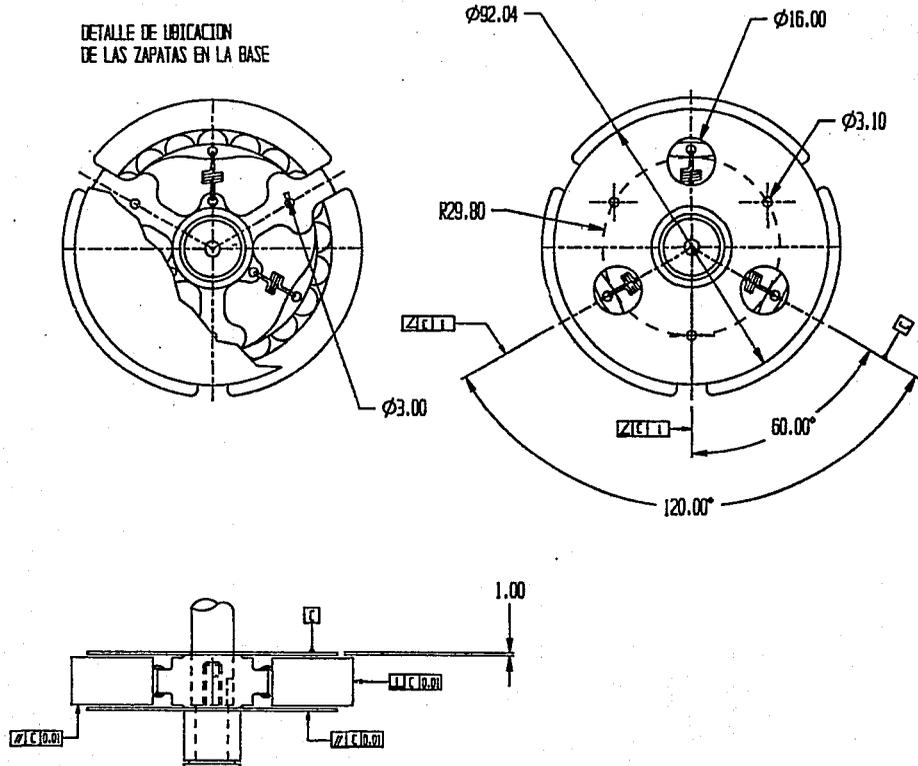


UNIVERSIDAD PANAMERICANA			
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA			
CONTENEDOR			
DISEÑO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	ESCALA :	1:1 EN MM
DIBUJO :	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	FECHA :	10 SEP 92
REVISO :	DR. PEDRO RIBES	MATERIAL :	PLACAD
APROBO :	DR. PEDRO RIBES		EC - 5



UNIVERSIDAD PANAMERICANA			
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA			
EXPLOSION DEL MECANISMO			
DISEÑO :	FELIPE HERNANDEZ NEJIMA	ESCALA :	1:1 EN MM
DIBUJO :	FELIPE HERNANDEZ NEJIMA	FECHA :	10 SEP 92
REVISO :	DR. FRODO ELIAS	NUMERO DE	
APROBO :	DR. FRODO ELIAS	PLANO	EC- 6

DETALLE DE UBICACION
DE LAS ZAPATAS EN LA BASE



ESPECIFICACIONES:

TOLERANCIAS

ANGULARES: $\pm 1/2$ GRADO

UNIVERSIDAD PANAMERICANA

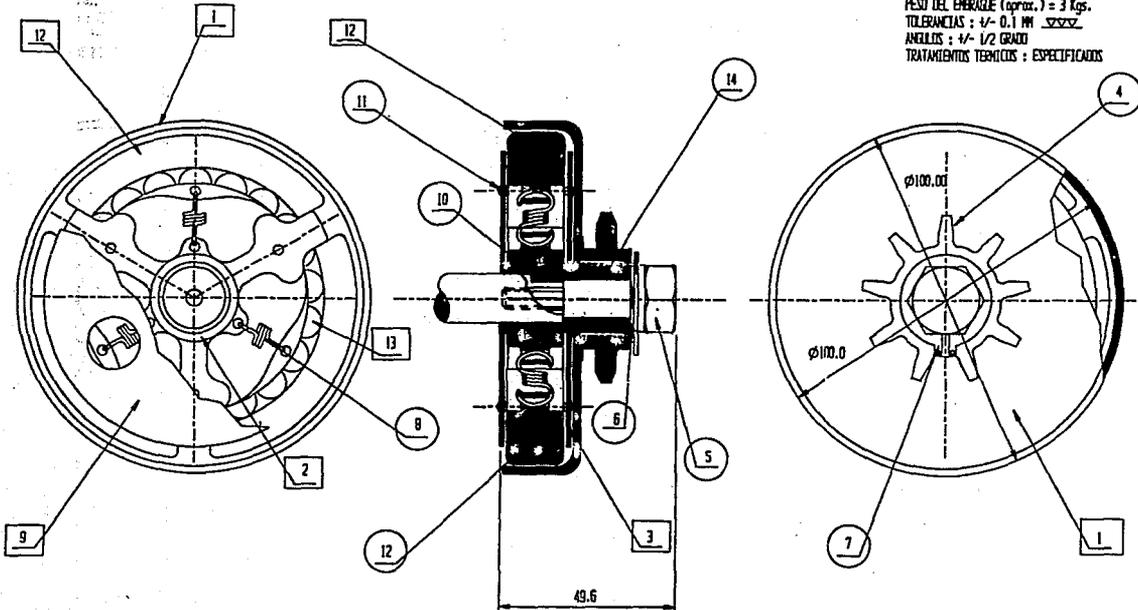
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA

CONJUNTO DE ROTOR Y TAPAS LATERALES

DISEÑO:	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	ESCALA:	1:1 EN MM
DIBUJO:	FELIPE HERNANDEZ MEDINA	FECHA:	10 SEP 82
PROYECTO:	DR. PABLO BLAS	ALUMNO DE:	
PLANO:	DR. PABLO BLAS	PLANO:	EC - 7

ESPECIFICACIONES :

PESO DEL EMBRAGE (aprox.) = 3 Kgs.
 TOLERANCIAS : ± 0.1 MM
 ANGULOS : $1/2$ GRADO
 TRATAMIENTOS TERMICOS : ESPECIFICADOS



15	Volante de Inercia	1	EC - 6	ZINCO II
14	BAJEROS DE AGUIAS	1	SXF D = 20 mm	Acero
13	BALATA	3	EC - 2	Zinco II
12	RECOBRIMIENTO DE LA BALATA	3	EC - 3	Semi-metalica
11	Rancho	3	Comercial	Aluminio
10	Lengueta de Ajuste forma alta	1	OTN - 6885	Comercial
9	Topa exterior rotor	1	EC - 4	Aluminio 380
8	Resorte Conet (pretensado)	3	No. parte 20229/ azul	Alambre Musical
7	Anillo elastico de seguridad para ejes	1	Para eje $\phi 3 = 18$ OTN - 471	Ac. 1020
6	Arandela de Muelle para tornillo metrico	1	A10 OTN - 127	Ac. 1020
5	Tornillo Hexagonal rosca metrica	1	MEXGO OTN 931	Grado 5
4	Catarrino o Sprocket	1	Modelo Conet MS-10-62-40/41	Acero
3	Topa Interior rotor	1	EC - 4	Acero 380
2	Base o Rotor	1	EC - 1	Zinco II
1	Contenedor	1	EC - 5	Acero
Numero	Denominacion de la pieza	# de piezas	# del plano	Material
			# de estandar	

UNIVERSIDAD PANAMERICANA			
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA			
EMBRAGUE CENTRIFUGO			
DISEÑO :	FELIPE FERNANDEZ MEDINA	ESCALA :	A0
DIBUJO :	FELIPE FERNANDEZ MEDINA	FECHA :	10 SEP 92
REVISO :	DR. PEDRO RIBSE	NUMERO DE PLANO :	EC - 9
APROBO :	DR. PEDRO RIBSE		