



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLAS DE HIDALGO**



**FACULTAD DE INGENIERIA
MECANICA**

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

REDUCTOR DE VELOCIDAD

PRESENTA:

PEREZ PABLOS FRANCISCO JAVIER

MORELIA MICHOACAN 02 DE JUNIO DEL 2014.

Introducción	3
Planteamiento de problema.....	4
Restricción del diseño.....	5
Propuesta de solución.....	5
Descripción de ajustes y tolerancia.....	6
Cálculos de la presión de contacto.....	7
Esfuerzo de la polea 1	8
Esfuerzo para la polea 2.....	9
Aplicando la ecuación de Birnie.....	10
El diseño de ejes por rigidez torsional.....	11
Transmisión por correas.....	11
Ángulos de abrazamiento de una correa.....	13
Conclusión.....	14
Recomendación.....	14
Bibliografía.....	14

INTRODUCCION

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos, estáticos y dinámicos.

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad.

Existe una amplia gama de reductores de velocidad, los cuales se diferencian entre sí, principalmente por su forma constructiva, disposición de montaje y resistencia. Ejemplo de ellos son: Engranajes Helicoidales, Corona y Sin Fin, Ortogonales, Ejes Paralelos, Pendulares y Planetarios.

Para el ensamble de estos equipos se necesitan diferentes accesorios, como son ruedas dentadas, árboles, rodamientos, etc. Los cuáles serán diseñados mediante los cálculos pertinentes y sus planos de piezas, o bien seleccionados de los distintos catálogos.

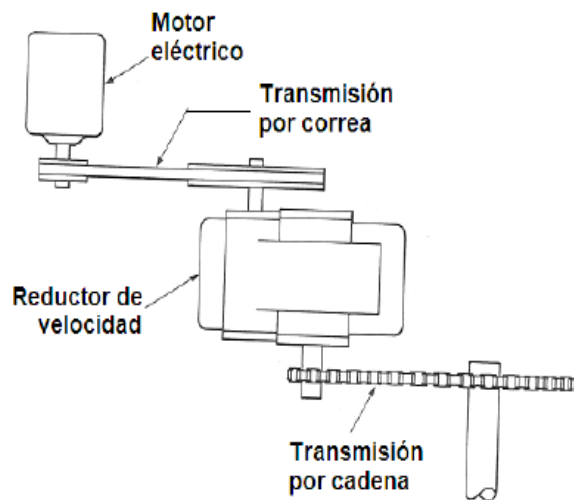
Los reductores de velocidad –como bien lo señala su nombre– sirven para reducir la velocidad. Las industrias requieren de este tipo de equipos para variar las revoluciones por minuto (r.p.m.), ya que en la mayoría de los procesos, las velocidades de los motores son muy altas. Con la implementación de los reductores de velocidad se obtiene un menor número de r.p.m. de salida, pero sin disminuir de manera significativa la potencia, aumentando el torque de forma segura y eficiente.

Para procesos que requieren una velocidad inferior a 900 r.p.m., las alternativas diferentes a la utilización de reductores de velocidad son poco exitosas: los variadores de frecuencia implican una elevada potencia para estos requerimientos, lo que conlleva un alto costo; mientras que el sistema de cadenas o poleas es muy poco eficiente.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema que se va a resolver es parte de la materia de Diseño de Elementos de Máquinas, el cual consiste en la elaboración de un proyecto titulado reductor de velocidad.

El reductor a diseñar será de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales, como fuente motriz se empleará un motor eléctrico con una transmisión por correas, y a la salida del reductor una transmisión por cadenas con el fin de accionar un determinado equipo.



Este es el esquema del accionamiento que se realizara.

RESTRICCIÓN DEL DISEÑO

Los cálculos de diseño lo presentaremos a continuación:

Velocidad a la salida del reductor	1800 rpm
Momento torsor a la salida del reductor	350 lb.in
Motor	10 Hp
Se considera que trabajara con cargas suaves y uniformes	

PROPUESTA DE SOLUCION

A diferencia de los mecanismos que algunas industrias aún utilizan para reducir la velocidad.

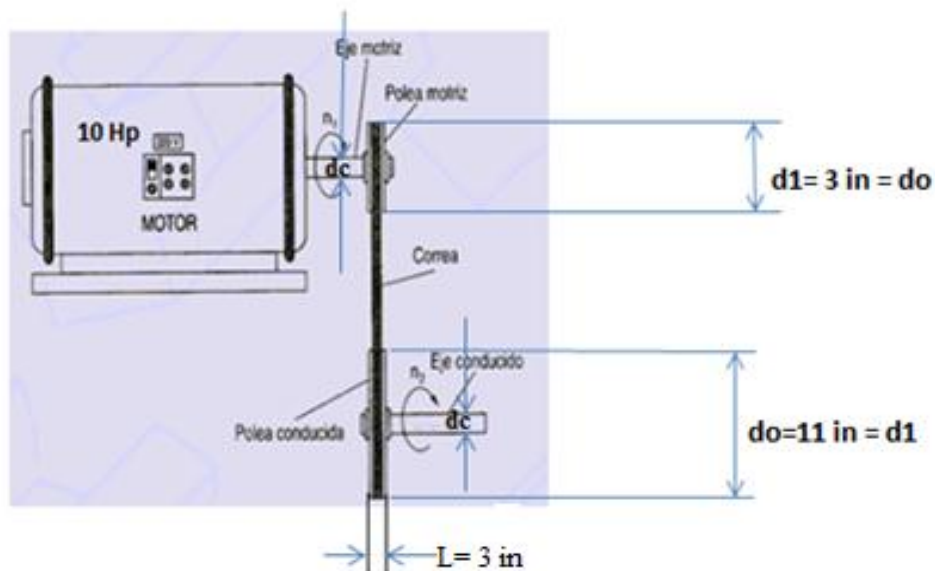
- Como las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes.
- Los reductores de velocidad traen consigo una serie de beneficios, entre los cuales destacan:
 - Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
 - Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
 - Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
 - Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
 - Menor tiempo requerido para su instalación.

Distribución de cargas en engranajes revoluciones por minuto sin problemas rectos siempre y cuando se hagan consideraciones especiales con el número de dientes mínimo para evitar el rebajamiento o desgaste, esta es una razón más para utilizar engranes rectos en nuestro reductor en vista que la velocidad está dentro de nuestro rango ($\omega_1 < 3600$), con esto se ha decidido utilizar engranes rectos para nuestro trabajo.

Los ajustes deben especificarse para asegurar el montaje apropiado de miembros de máquinas que se acoplan. Como es imposible fabricar partes de máquinas que tengan exactamente las mismas dimensiones, se han concebido sistemas que permiten tolerar variaciones pequeñas en las dimensiones de las partes que se acoplan sin sacrificar su funcionamiento adecuado.

El tamaño nominal es el tamaño aproximado decidido por el proyectista y las al cual se aplican discrepancias y las tolerancias para llegar al dimensionamiento de las partes que se acoplan. **Las dimensiones básicas** son las dimensiones con respecto a las cuales se permiten las variaciones. **Tolerancia** es la variación máxima permisible en el tamaño de la parte. **Holgura** (o **interferencia**) es la diferencia real en el tamaño de las partes que se acoplan. **Discrepancia** es la diferencia entre las di básicas de las partes que se acoplan. La tolerancia puede ser **bilateral**, en cuyo caso se permite que el tamaño de la parte varíe por encima y por debajo del tamaño básico, tal como 2.500 ± 0.003 ; o **unilateral**, en cuyo caso la parte puede ser exclusivamente o más grande o más pequeña que el tamaño básico' tal como $2.500 (+0.000 \text{ o } - 0.003)$ el orificio normal básico que tiene tolerancias unilaterales es el recomendado por la american standards association. En el sistema del orificio básico el diámetro mínimo del orificio es la dimensión nominal.

En este caso nosotros manejaremos los siguiente conceptos al aplicarlo a un reductor de velocidad para tener en cuenta que es algo real que nosotros diseñaremos con todos sus calculos correspondientes.



En este caso nosotros despreciamos la correa y por lo consiguiente calculamos:

$$dc = \frac{3}{2} \text{ in}$$

$$M_t = \frac{63\,000 \cdot \text{Hp}}{\text{RPM}} = \frac{63\,000 \cdot (10\text{Hp})}{1800 \text{ rpm}} = 350 \text{ lb.in}$$

M_t =momento o por torsión (lb.in)

$$T = \frac{f P_c \pi d^2 L}{2} \text{ por lo tanto } P_c = \frac{2T}{f \pi d^2 L}$$

P_c = presión de la superficie de contacto psi

$$P_c = \frac{(2)(350 \text{ lb.in})}{(0.2)(\pi)(2 \text{ in})(1.5 \text{ in})^2} = 247.573 \text{ lb.in}$$

$$E_1 = 30 \cdot 10^6 \text{ psi}$$

$$\mu = 0.3$$

$$\delta_1 = P_c \left(\frac{2 \delta c^3 (d_o^2 - d_1^2)}{E (d_c^2 - d_1^2)(d_o^2 - d_c^2)} \right) = 247.573 \left(\frac{2(1.5)^3 (3^2 - 0^2)}{30 \cdot 10^6 (1.5^2 - 0^2)(3^2 - 1.5^2)} \right) = 0.000033 \text{ in}$$

Ambos elementos son del mismo material, por lo tanto tenemos la siguiente ecuación:

$$P'_c = \frac{\delta_1}{\left(\frac{2(1.5)^3 (3^2 - 0^2)}{30 \cdot 10^6 (1.5^2 - 0^2)(3^2 - 1.5^2)} \right)} = \frac{0.000033}{1.333 \cdot 10^{-7}} = 247.561 \text{ lb.in}$$

Estandarizado

$$\delta_1 = 0.000375 \text{ in} \quad \text{clase de ajuste 6 apretado}$$

$$\text{Tolerancia del orificio} = 0.0006 d^{1/3} = 0.0006(1.5)^{1/3} = 0.000686$$

$$\text{Tolerancia del eje} = 0.0005 d^{1/3} = 0.0005(1.5)^{1/3} = 0.000572$$

$$T_2 = \frac{r_2}{r_1} T_1 = (3 \text{ in}) (350 \text{ lbi.in}) = 1\ 050 \text{ lb.in}$$

$$\delta = P_{c2} \left(\frac{2 \delta c^3 (d_o^2 - d_1^2)}{E (d_c^2 - d_1^2)(d_o^2 - d_c^2)} \right) = 1\ 050 \left(\frac{2(1.5)^3 (3^2 - 0^2)}{30 \cdot 10^6 (1.5^2 - 0^2)(3^2 - 1.5^2)} \right) = 1\ 050 (1.333 \cdot 10^{-7})$$

$$\delta_2 = 0.000140 \text{ in}$$

Estandarizado

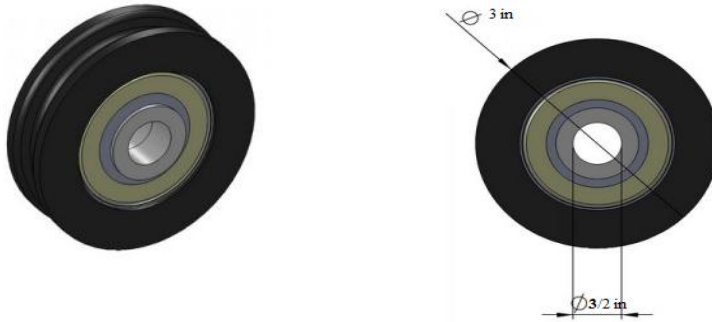
$$\delta_1 = 0.000375 \text{ in} \quad \text{clase de ajuste 6 apretado}$$

$$\text{Tolerancia del orificio} = 0.0006 d^{1/3} = 0.0006(1.5)^{1/3} = 0.000686$$

$$\text{Tolerancia del eje} = 0.0005 d^{1/3} = 0.0005(1.5)^{1/3} = 0.000572$$

$$P'_{c2} = \frac{\delta_2}{\left(\frac{2(1.5)^3 (3^2 - 0^2)}{30 \cdot 10^6 (1.5^2 - 0^2)(3^2 - 1.5^2)} \right)} = \frac{0.000140}{1.333 \cdot 10^{-7}} = 1\ 050.2 \text{ lb.in}$$

ESFUERZO DE LA POLEA 1



Sobre la superficie do $\mathbf{Sto} = \frac{2 PC_1 d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} = \frac{2(247.573)(1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)} = 165.048 \text{ lb/in}^2$

Sobre la superficie en dc para el elemento externo, $\mathbf{Stco} = Pc \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} \right) = 247.573 \frac{(3^2 + 1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)}$

$\mathbf{Stco} = 412.62 \text{ lb/in}^2$

Sobre la superficie en dc para el elemento interno $\mathbf{Stci} = -Pc \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} \right) = -247.573 \frac{(3^2 + 1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)}$

$\mathbf{Sti} = \frac{-2Pc d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} = \frac{-2(247.573)(1.5^2)}{(1.5^2 - 0^2)} = -495.146 \text{ lb/in}^2$

Los esfuerzo tangenciales equivalentes en las diferentes superficies, de acuerdo con la ecuación de Birnie.

Sobre la superficie en do para el elemento externo, $\mathbf{S'to} = \frac{2 PC_1 d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} = \frac{2(247.573)(1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)}$

$\mathbf{S'to} = 165.048 \text{ lb/in}^2$

Sobre la superficie dc para el elemento externo $\mathbf{S'tco} = Pc \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right)$

$\mathbf{S'tco} = Pc \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right) = 247.573 \left(\frac{(3^2 + 1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)} + 0.3 \right) = 486.898 \text{ lb/in}^2$

Sobre la superficie en dc para el elemento interno $\mathbf{S'tci} = -Pc \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right)$

$\mathbf{S'tci} = -247.573 \left(\frac{(3^2 + 1.5^2)}{(3^2 - 1.5^2)} - 0.3 \right) = -338.349 \text{ lb/in}^2$

Sobre la superficie $\mathbf{S'ti} = \frac{-2Pc d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} = \frac{-2(247.573)(1.5^2)}{(1.5^2 - 0^2)} = -495.146 \text{ lb/in}^2$

La fuerza axial máxima aplicada requerida para montar un ajuste forzado:

$$F_{\alpha} = f \pi d L P_c$$

F_{α} = fuerza axial, lb (kg)

d = diametro nominal del eje, pul (cm).

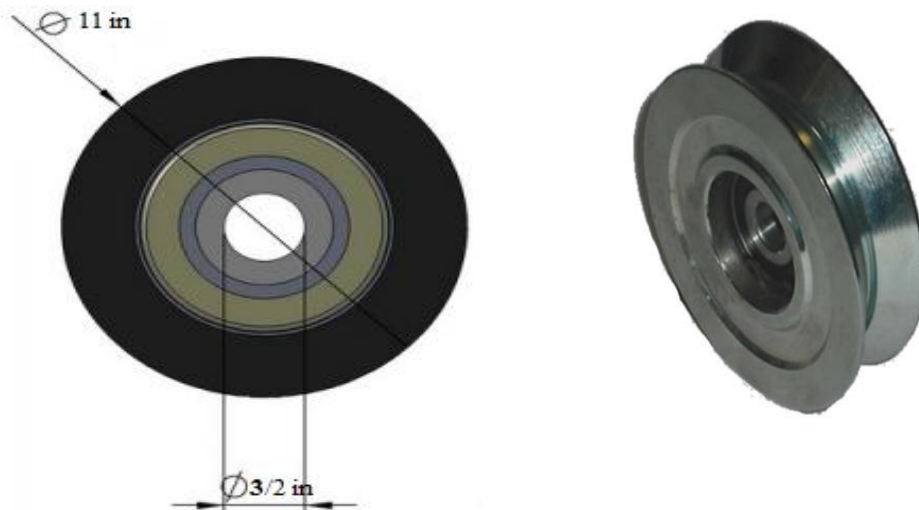
f = coeficiente de rozamiento

L = longitud del elemento externo, pul (cm).

P_c = presión de contacto entre los elementos, psi (kg/cm²)

$$F_{\alpha} = (0.2) (\pi) (1.5) (2) (247.573) = 466.67 \text{ lb}$$

PARA LA POLEA 2 TENEMOS:



$$\text{Sobre la superficie } d_o \text{ } \mathbf{Sto} = \frac{2 P_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} = \frac{2(1\ 050.2)(1.5^2)}{(11^2 - 1.5^2)} = 39.797 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie en } d_c \text{ para el elemento externo, } \mathbf{Stco} = P_c 2 \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} \right)$$

$$\mathbf{Stco} = 1\ 050.2 \frac{(11^2 + 1.5^2)}{(11^2 - 1.5^2)} = 1089.99 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie en } d_c \text{ para el elemento interno } \mathbf{Stci} = -P_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} \right) = -1\ 050.2 \frac{(1.5^2 + 0^2)}{(1.5^2 - 0^2)}$$

$$\mathbf{Stci} = -1\ 050.2 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie } d_i, \mathbf{Sti} = \frac{-2 P_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} = \frac{-2(1\ 050.2)(1.5)^2}{(1.5^2 - 0^2)} = -2\ 100.4 \text{ lb/in}^2$$

Los esfuerzo tangenciales equivalentes en las diferentes superficies, de acuerdo con la ecuación de Birnie.

$$\text{Sobre la superficie en } d_o \text{ para el elemento externo, } S'_{to} = \frac{2 P C_1 d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} = \frac{2(1050.2)(1.5^2)}{(11^2 - 1.5^2)}$$

$$S'_{to} = 39.797 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie } d_c \text{ para el elemento externo } S'_{tco} = P_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right)$$

$$S'_{tco} = P_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right) = 1050.2 \left(\frac{(11^2 + 1.5^2)}{(11^2 - 1.5^2)} + 0.3 \right) = 1405.05 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie en } d_c \text{ para el elemento interno } S'_{tci} = -P_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu \right)$$

$$S'_{tci} = -1050.2 \left(\frac{(1.5^2 + 0^2)}{(1.5^2 - 0^2)} - 0.3 \right) = -735.14 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Sobre la superficie } S'_{ti} = \frac{-2P_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} = \frac{-2(1050.2)(1.5)^2}{(1.5^2 - 0^2)} = -2100.4 \text{ lb/in}^2$$

La fuerza axial máxima aplicada requerida para montar un ajuste forzado:

$$F_\alpha = f \pi d L P_c$$

$$F_\alpha = (0.2) (\pi) (1.5) (2) (1050.2) = 1979.58 \text{ lb}$$

El cambio de temperatura ΔT requerido para producir una un aumento δ en el diámetro interior del elemento externo puede determinarse por:

$$\Delta T = \frac{\delta}{\alpha d_i}$$

δ = interferencia diametral, pul (cm)

α = coeficiente de dilatacion lineal, $^{\circ}\text{F}$ ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT = cambio de temperatura, $^{\circ}\text{F}$ ($^{\circ}\text{C}$)

d_i = diametro inicial del orificio antes de dilatarse, pul(cm)

$$\Delta T = \frac{(0.000375)}{(0.0000063)(1.5)} = 39.68 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

EL DISEÑO DE EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL se basa en el ángulo de giro permisible. La cantidad permisible de giro depende de la aplicación particular, y varía desde 0.08 grados por pie para ejes de máquinas herramientas hasta 1, 0 grados por pie para ejes de transmisión.

Calculando el ángulo de giro del eje circular macizo.



$$\theta = \frac{584 M_t l}{G d^4}$$

Dónde:

θ = ángulo de giro en grados

l = longitud del eje, pulg

M_t = momento de torsion lb. in

G = modulo de elasticidad en torsion, psi.

d = diametro del eje, pul

Suponiendo el eje de 5 pulgadas.

$$\theta = \frac{584(350 \text{ lb.in})(5 \text{ in})}{(30 \cdot 10^6 \text{ psi})(1.5 \text{ in}^4)} = 6.729 \cdot 10^{-3} \text{ giro}$$

TRANSMISIÓN POR CORREAS

Las correas planas y correas en v se pueden emplear para transmitir potencia de un eje a otro, cuando no se necesita mantener una razón de velocidad exacta entre los 2 ejes.

El diseño de una correa: implica la selección de la correa adecuada para transmitir una determinada potencia o bien, la determinación de potencia que se puede transmitir con una correa plana o con una correa en v dada.

El eje gira 1800 rpm

Diámetro de la polea= 3 in

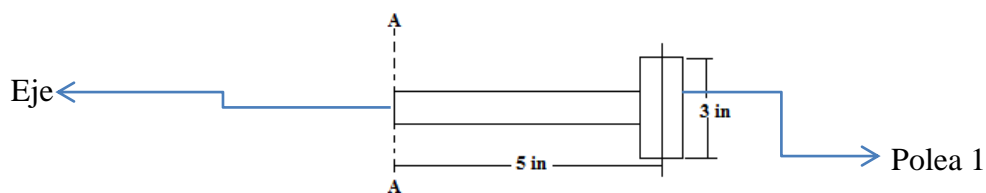
La correa es de cuero tiene =1.75 in de ancho

Espesor= 1/4 in

Esfuerzo máximo de la correa = 800 psi

Coefficiente de rozamiento= 0.3

El cuero pesa= 0.035 lb/in³



Momento de torsión que se debe utilizar

Velocidad de la correa $v = \pi DN = (\pi) (3/12) (1800/60 \text{ rps}) = 23.562 \text{ ft/seg}$

$W = (12) (1.75) (1/4) (0.035) = 0.18375 \text{ lb/p}$

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

$\alpha = \pi \text{ radianes}$

$T_1 = (800 \text{ lb/in}^2) (1.75 * (1/4)^2) = 87.5 \text{ lb}$

$\frac{T_1 - wv^2/g}{T_2 - wv^2/g} = e^{f\alpha} \quad \frac{87.5 - 3.168}{T_2 - 3.168} = e^{0.3 \pi} \quad \text{por lo tanto } T_2 = 35.982 \text{ lb.in}$

El momento de flexión en el punto A – A es:

$(T_1 + T_2) (5) = (87.5 + 35.982) (5) = 617.41 \text{ lb.in}$

El momento de torsión de la sección A-A es:

$(T_1 - T_2) (r) = (87.5 - 35.982) (1.5) = 77.277 \text{ lb.in}$

La potencia transmitida por una transmisión por correa es una función de las tensiones y de la velocidad de la correa.

$\text{Potencia} = \frac{(T_1 - T_2)v}{550} \text{ caballos de fuerza}$

Dónde:

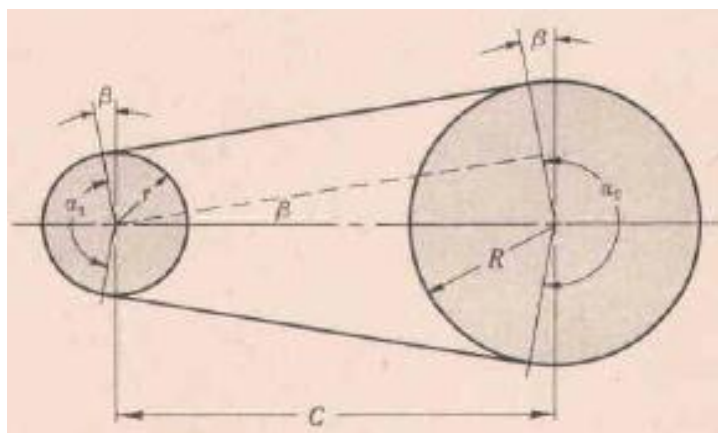
T_1 = tensión en el ramal tirante de la correa, en lb

T_2 = tensión en el ramal flojo de la correa, en lb

V = velocidad de la correa, en ft/seg

$$\text{Potencia} = \frac{(87.5 - 35.982)(23.562)}{550} = 2.207 \text{ hp}$$

ANGULO DE ABRAZAMIENTO DE UNA CORREA ABIERTA PUEDE DETERMINARSE POR:



$$\sin \beta = \frac{R-r}{C}$$

$$\alpha_1 = 180 - 2\beta = 180 - 2 \sin^{-1} \frac{R-r}{C} = 180 - 2 \sin^{-1} \frac{5.5-1.5}{5} = 73.7397 \text{ grados}$$

$$\alpha_2 = 180 + 2\beta = 180 + 2 \sin^{-1} \frac{R-r}{C} = 180 + 2 \sin^{-1} \frac{5.5-1.5}{5} = 286.2602 \text{ grados}$$

CONCLUSIONES

Con el desarrollo de este proyecto investigativo se han cumplido los objetivos principales, de cálculo de transmisiones por correas, los ajustes y tolerancias, así como cálculo y diseño que componen los elementos principales de un reductor de velocidad, para este caso nada más elegimos 3. Con el cumplimiento de estos objetivos aumentamos nuestros conocimientos sobre el tema, ejercitamos lo aprendido en clases y se diseñó un reductor de velocidad y se elaboró un informe que podrá ser usado en un futuro con diferentes fines.

RECOMENDACIONES

- _ leer detalladamente y actualizarse día con día, para así tener la información de mayor relevancia y así tener un diseño preciso tal como se establece en la norma.
 - _ Realizar el cálculo de duración de cada elemento para así dar el entendido que aprendimos en la clase de diseño de elementos de máquinas.
- la recomendación más amplia que se puede hacer con este trabajo es no darlo por analizado ni pensar que todos los criterios tomados aquí son universalmente aplicables debido a que siempre se pueden mejorar los parámetros de diseño para hacerlos tan exactos como uno lo requiera.

BIBLIOGRAFÍA.

- Marks, Manual del Ingeniero Mecánico Tomo I, Eugene A. Avallone & Theodore Baumeister III. 9ª Edición Mc. Graw Hill.
- Manual del Ingeniero Mecánico. Dubbal 3ª edición. Manual del Ingeniero Mecánico. Oberg Jones 2ª Ed. Machine Design. Black & Adams. Mc. Graw-Hill.