



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGIA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES**

TITULO:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DESCASCARADORA DE MANÍ PARA EL ÁREA DE LA ENERGÍA
INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES”**

*Tesis previa a la obtención del título
de Tecnología en Electromecánico*

AUTORES:

- Manuel Alberto Carrión Alvarado
- Fernando Arturo Carrión Alvarado

DIRECTOR:

Ing. Mg. sc. Milton Amable León Tapia

Loja – Ecuador

2012

CERTIFICACIÓN

Loja, 15 Abril del 2011

Ing. Mg. Sc. MILTON AMABLE LEON TAPIA, director de tesis cuyo tema versa: *“Diseño y construcción de una maquina descascaradora de maní para el área de la energía industrias y recursos naturales no renovables”*, de la carrera de *Tecnología Electromecánica* de la *Universidad Nacional de Loja*, a petición de la parte interesada:

CERTIFICA:

Que el presente proyecto de investigación fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminada, autorizo presentación del mismo para los fines pertinentes.

.....
Ing. Mg. Sc. Milton Amable León Tapia
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Los conceptos, las ideas, los principios, el diseño general de la máquina, y el proceso de para el descascarado del maní, del presente proyecto de la tesis son de exclusiva responsabilidad de los autores que firman a continuación:

.....
Manuel Alberto Carrión Alvarado
Egdo. Tecnología Electromecánica

.....
Fernando Arturo Carrión Alvarado
Egdo. Tecnología Electromecánica

DEDICATORIA

“Dedico el presente proyecto de tesis a mi esposa: Elena Bermeo, quien siempre estuvo brindándome su amor y apoyo, a mis Hijos Manuel Alberto y Barbarita Carrión, que gracias a su comprensión me ayudaron a salir adelante. A ellos mi eterna gratitud”.

Att. Manuel Alberto Carrión Alvarado.

“El presente proyecto de investigación lo dedico a mi esposa: Mercedes quien ha sido la fuente de apoyo a mi hija Fernanda Carrión quien con su ternura me ha inspirado a salir adelante. A ellas mi eterna gratitud”

Att. Fernando Arturo Carrión Alvarado.

ÍNDICE

RESUMEN	I
INTRODUCCIÓN	3
CAPÍTULO I	4
1. DESCASCARADORA.....	4
1.1.1 Descascaradoras de maní	4
1.2. MOTOR ELÉCTRICO.....	5
1.2.1 Principio de funcionamiento de los motores eléctricos.....	5
1.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	6
1.3.1 Transmisión por correa	6
1.4 CHUMACERA.....	7
1.5 UNIONES ATORNILLADAS.....	8
1.5.1 Resistencia de perno.....	9
1.5.2 Momento de torsión y de apriete.....	10
1.6 VENTILADOR.....	10
CAPÍTULO II	12
2.1 FUNDAMENTACIÓN INTRODUCTORIA PARA EL DISEÑO GENERAL	12
2.1.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	12
2.1.2 MOMENTO TORSOR.....	12
2.1.3 POTENCIA.....	12
2.1.4 PROYECTO DE UNA TRANSMISIÓN POR CORREAS TRAPEZOIDALES.....	12
2.1.4.1 Velocidad periférica.....	13
2.1.4.2 Distancia entre centros de poleas de diámetros desiguales.....	13
2.1.4.3 Proyecto cuando las poleas son de diámetros desiguales.....	13
2.1.4.4 Proyecto de una transmisión por correas trapezoidales.....	14
2.1.5 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES.....	15
2.1.5.1 Diseño de ejes de materiales dúctiles.....	16
2.1.6 CÁLCULO GENERAL DE VENTILADORES.....	17

2.1.7 CUÑAS.....	17
2.1.8 RODAMIENTOS.....	18
2.1.8.1 La capacidad de base estática.....	18
2.1.8.2 Carga estática equivalente.....	18
2.1.8.3 Carga equivalente.....	19
2.1.8.4 Duración nominal.....	19
2.1.9 UNIONES DE PERNOS SOMETIDOS A TRACCIÓN.....	19
2.1.9.1 Tensión inicial del perno.....	21
CAPÍTULO III.....	23
3.1 DISEÑO DE LA MÁQUINA DESCASCARADORA DE MANÍ.....	23
3.1.1 Esquema.....	23
3.2 Cálculo de la relación de transmisión.....	23
3.3 Cálculo de la fuerza en la polea 2.....	23
3.3.1 Cálculo del diámetro de la polea 4.....	24
3.4 Cálculo de la reducción de revoluciones en la primera transmisión.....	24
3.4.1 Cálculo de la reducción de revoluciones de la segunda transmisión.....	24
3.5 CÁLCULO PARA DETERMINAR LA POTENCIA DEL MOTOR.....	25
3.5.1 El torque promedio.....	25
3.5.2 Fuerzas de las aspas.....	25
3.5.3 Fuerza en la polea 4.....	26
3.5.4 torque en la polea 3.....	26
3.5.5 Fuerza en la polea 2.....	26
3.5.6 torque en la polea 1.....	27
3.6 Cálculo de de la potencia.....	27
3.6.1 Potencia.....	27
3.6.2 Cálculo de la potencia corregida.....	27
3.7 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	28
3.7.1 Cálculos de la banda.....	28
3.7.2 Velocidad periférica de la banda.....	29
3.7.3 Cálculo de la longitud de la banda.....	29
3.7.4 Ángulo de Abrazamiento.....	29
3.7.5 Esfuerzo Periférico.....	29
3.7.6 Coeficientes de corrección para correas trapezoidales.....	29

3.7.7 Tensión útil admisible a la tracción de la correa (k_0).....	30
3.7.8 Número de correas (z) de la transmisión.....	30
3.7.9 Fuerza centrífuga.....	30
3.7.10 Esfuerzo debido a la flexión de la banda en la polea 1.....	31
3.7.11 Esfuerzo debido a la flexión de la banda en la polea 2.....	31
3.7.12 Fuerza total de la polea 1.....	31
3.7.13 Fuerza total de la polea 2.....	31
3.7.14 Máximos de fuerza en la polea 1.....	31
3.7.15 Máximos de fuerza en la polea 2.....	31
3.7.16 Frecuencia de pasada.....	32
3.7.17 Vida probable de la banda.....	32
3.8 CALCULO DEL EJE.....	33
3.8.1 Cálculo del diámetro del eje.....	43
3.9 CÁLCULO DE LA CHAVETA.....	45
3.9.1 Cálculo del esfuerzo cortante S_s en la cuña.....	45
3.9.2 Torque del eje que puede soportar la cuña.....	46
3.9.3 El esfuerzo de compresión en la cuña.....	46
3.9.4 El Torque que puede soportar la cuña.....	46
3.10 CÁLCULO DEL VENTILADOR DE LA DESCASCARADORA DE MANÍ... 47	
3.10.1 Velocidad de salida del aire.....	47
3.10.2 Presión a crear por el ventilador.....	47
3.10.3 Caudal del aire.....	48
3.10.4 Potencia total pérdida por el ventilador.....	48
3.11 SELECCIÓN DEL COJINETE.....	48
3.11.1 Cálculo de las cargas.....	49
3.11.2 Capacidad estática de los cojinetes.....	49
3.11.2.1 Cálculo de la carga estática equivalente (P_o).....	49
3.11.3 Capacidad dinámica de un cojinete.....	50
3.11.3.1 Cálculo de la carga equivalente.....	50
3.12 CÁLCULO DE TORNILLOS EN LA CHUMACERA DE 1 in.....	50
3.12.1 Cálculo de pernos precargados en carga estática.....	51
3.12.2 Cálculo de la longitud de la rosca.....	51
3.12.4 Cálculo de la longitud real de la rosca.....	51

3.12.3 Cálculo de la longitud que sobresale la rosca puesta la tuerca.....	52
3.12.5 Cálculo de la rigidez del perno (E) es el modulo Young.....	52
3.12.6 Cálculo de las proporciones de la carga aplicada P que ven el perno y el material.....	52
3.12.7 Calcular las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la carga.....	53
3.12.8 Cálculo del esfuerzo máximo a tensión en el perno.....	53
3.12.9 Calculamos el factor de seguridad.....	54
3.12.10 Pernos precargados en carga dinámica.....	54
3.12.10.1 Cálculo de fuerzas media y alternante.....	54
3.12.10.2 Cálculo de los esfuerzos medio y alternante del perno.....	55
3.12.10.3 Cálculo del esfuerzo a la precarga inicial.....	55
3.12.10.4 Cálculo del límite de resistencia para este material.....	56
3.12.10.5 Esfuerzo estático máximo y el factor de seguridad contra la fluencia son los mismos.....	56
CAPÍTULO IV.....	58
4.1 VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL.....	58
4.1.1 VALORACIÓN ECONÓMICA.....	58
4.1.2 IMPACTO AMBIENTAL.....	61
CONCLUSIONES.....	62
RECOMENDACIONES.....	63
BIBLIOGRAFÍA.....	64
ANEXOS - Tabla.....	65
ANEXOS - Planos.....	74
ANEXOS - Circuito eléctrico.....	75
ANEXOS - Fotos de la máquina.....	76

Resumen

En el presente proyecto de grado pertenece al diseño y construcción de un prototipo de maquina extractora de aceite para la elaboración de biodiesel, la cual fue creada para obtener este biocombustible de manera rápida y concreta.

El diseño del prototipo se rigió con todas las normas que se necesitan para la elaboración del biodiesel, esta máquina se divide en tres procesos para obtener dicho combustible, la primera parte consta de una descascaradora la cual quitara la cascara y dejara libre la pulpa; la segunda parte consta de un extrusor el cual se encargara de moler y exprimir la pulpa a una temperatura adecuada para el proceso y por último la tercera parte consta de un mezclador el cual ayudara juntar los aditivos con el aceite a unas revoluciones determinados para dicho proceso, en cada proceso se determino los parámetros adecuados para la selección de los mecanismos a que nos lleven a obtener el biocombustible.

Una vez seleccionado los mecanismos y diseñado el prototipo proseguimos a la construcción del mismo tomando en cuenta los parámetros de diseño mecánico correspondiente, el ciclo de funcionamiento de la maquina unifica los proceso que lleven a la obtención del biodiesel.

El combustible obtenido por la maquina prototipo tiene un buen grado de PH y es apta para el consumo de maquinas que funcionan a diesel, por lo que lo hace competitivo en el mercado de combustibles.

SUMMARY

In this project belongs to grade design and construction of a prototype oil extraction machine for the production of biodiesel, which was created for this biofuel quickly and concrete.

The prototype design was guided all the standards needed for the production of biodiesel, this machine is broken processes enter the fuel for the first part consists of a huller which peel and pulp left free, the second part consists of an extruder which is in charge of ground and squeeze the pulp to a temperature suitable for the process and finally the third part consists of a mixer which will help raise the additives with the oil at a certain speed for this process, each process in determining the appropriate parameters for the selection of the mechanisms that lead to secure biofuels.

Once selected the mechanisms and designed the prototype we continued the construction of it taking into account the parameters for mechanical design, the operating cycle of the machine unifies the process leading to obtaining biodiesel.

The fuel obtained by the prototype machine has a good degree of PH and minutes for the consumption of diesel-operated machines, by making it competitive in the fuel market.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo investigativo se hace un análisis del grado de importancia que se le debe prestar a este tipo de herramienta para los agricultores que es las descascaradoras de maní.

Este proyecto está basado en la necesidad de saber el funcionamiento de una máquina con tales funciones como la es de una descascaradora.

La descascaradora manual de maní, es una herramienta especialmente apta para descascarar los granos de maní. Esto es particularmente importante ya que el proceso de pelado exige una enorme cantidad de tiempo.

Los pequeños productores que han podido probar esta máquina, han incrementado la superficie de siembra de maní, ya que aumenta substancialmente la productividad del trabajo.

Tradicionalmente, el descascarado se realiza a mano, tarea ésta que insume mucho tiempo. Entre las ventajas de la descascaradora se destaca el hecho de que es una herramienta muy simple y de fácil manejo, puede regularse según el tamaño de la vaina, es liviana y de fácil traslado y, fundamentalmente, aumenta significativamente la productividad de la mano de obra. Entre las desventajas se destacan su costo y el porcentaje relativamente alto de granos rotos que produce (10%).

CAPÍTULO I

1. DESCASCARADORAS

Es una máquina que se utiliza para eliminar la parte cortical de la cebada y de algunos cereales, sin estropear la “integridad” del grano. El cereal que se va a descascarar se introduce en la máquina por la campana de carga, ésta en su interior permite distribuir el trigo sobre toda la superficie exterior de la muela.



El movimiento circular, la aspereza de la muela, la velocidad periférica, el tipo de revestimiento montado y la regulación de la distancia con respecto a la descarga determinan una abrasión externa del grano que al bajar se dirige hacia la salida inferior, privado de su parte exterior. Una acción determinante es la función del aire en aspiración en el interior de la máquina, que se encarga tanto de la salida del salvado como de la limpieza del revestimiento.

1.1.1 Descascaradoras de maní

La descascaradora manual de maní, es una herramienta especialmente apta para descascarar vainas de maní. Esto es particularmente importante ya que el proceso de pelado exige una enorme cantidad de tiempo. Además, el maní descascarado se vende a mayor precio que el maní en vaina.

El movimiento circular, la aspereza de la muela, la velocidad periférica, el tipo de revestimiento montado y la regulación de la distancia con respecto a la descarga determinan una abrasión externa del grano que al bajar se dirige hacia la salida inferior, privado de su parte exterior.

Una acción determinante es la función del aire en aspiración en el interior de la máquina, que se encarga tanto de la salida del salvado como de la limpieza del revestimiento.

1.2 MOTOR ELÉCTRICO



Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores. Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras realizan a menudo ambas tareas, si se los equipa con frenos regenerativos.

Son ampliamente utilizados en instalaciones industriales, comerciales y de particulares. Pueden funcionar conectados a una red de suministro eléctrico o a baterías. Así, en automóviles se están empezando a utilizar en vehículos híbridos para aprovechar las ventajas de ambos.

1.2.1 Principio de funcionamiento de los motores eléctricos

Los motores de corriente alterna y los motores de corriente continua se basan en el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el cual circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, éste tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético.

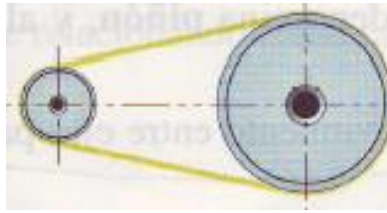
El conductor tiende a funcionar como un electroimán debido a la corriente eléctrica que circula por el mismo adquiriendo de esta manera propiedades magnéticas, que provocan, debido a la interacción con los polos ubicados en el estator, el movimiento circular que se observa en el rotor del motor.

Partiendo del hecho de que cuando pasa corriente eléctrica por un conductor se produce un campo magnético, además si lo ponemos dentro de la acción de un campo magnético potente, el producto de la interacción de ambos campos magnéticos hace que el conductor tienda a desplazarse produciendo así la energía mecánica. Dicha energía es comunicada al exterior mediante un dispositivo llamado flecha.

1.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Los mecanismos de transmisión se encargan de transmitir movimientos de giro entre ejes alejados. Están formados por un árbol motor (conductor), un árbol resistente (conducido) y otros elementos intermedios, que dependen del mecanismo particular. Una manivela o un motor realizan el movimiento necesario para provocar la rotación del mecanismo. Las diferentes piezas del mecanismo transmiten este movimiento al árbol resistente, solidario a los elementos que realizan el trabajo útil. El mecanismo se diseña para que las velocidades de giro y los momentos de torsión implicados sean los deseados, de acuerdo con una relación de transmisión determinada.

1.3.1 TRANSMISIÓN POR CORREA



Los sistemas de transmisión por correa se emplean para transmitir la potencia y el movimiento, proporcionados por un elemento motor, entre dos ejes que se encuentran alejados uno del otro. Para ello se monta sobre cada uno de los ejes una polea y se enlazan ambas mediante una correa cerrada.

Existen diferentes tipos de correas para llevar a cabo la transmisión del movimiento. Estas correas se clasifican según la forma de su sección transversal, y pueden ser planas, redondas o trapeciales.

Las correas planas y las redondas cada vez se utilizan menos. Se podría decir que las correas planas están prácticamente en desuso, mientras que las trapeciales son las más utilizadas.

La mayor utilización de las correas trapeciales se debe a que presentan considerables ventajas sobre los otros tipos de correas. Las correas trapeciales, al tener su sección en forma de cuña tienden a clavarse en la acanaladura de la periferia de la polea en la que van colocadas, evitando que la correa se salga de dicha acanaladura. Además ejercen mayor presión sobre la polea, y así se evitan los resbalamientos de la correa sobre la polea, lo que produciría pérdidas de velocidad fuerza.

Con las correas trapeciales se consigue una transmisión de movimiento más silenciosa y se reduce el riesgo de accidentes por rotura de correa, pues se fabrican de una sola pieza sin juntas ni uniones.

La transmisión por correa se emplea principalmente para transmitir movimiento entre ejes paralelos. Aunque también es posible transmitir movimiento entre ejes que no estén paralelos, se necesitarían disposiciones complicadas de poleas y correas para conseguir llevarlo a cabo. Además, este tipo de disposiciones suele conllevar pérdidas de velocidad y la posibilidad de que las correas se salgan de las poleas.

El principal inconveniente del sistema de transmisión por correa es que siempre existen pérdidas de velocidad por el resbalamiento de las correas, sobre todo en el momento de la puesta en marcha o del arranque de la máquina.

1.4 CHUMACERA

Dentro de los pedestales se encuentra una estructura, servida como apoyo del rotor, esta se llama chumacera. **La chumacera** es una pieza de acero o de hierro fundido formada por dos mitades unidas entre sí con tornillos guías. La chumacera en su superficie cilíndrica interior, posee un revestimiento de metal antifricción (Babbit), para disminuir la fuerza de fricción entre el eje y la chumacera.

La mitad inferior de la chumacera está provista de tres tacones, dos laterales y uno inferior para realizar el centrado de la chumacera durante el alineamiento.

Por su forma exterior las chumaceras se diseñan de dos formas, cilíndricas o esférica, este último diseño permite un auto ajuste pequeño a la línea de flexión del rotor.

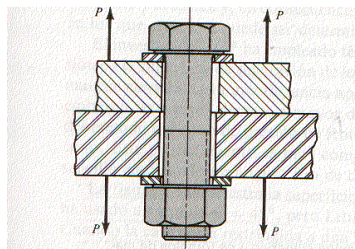
Para contrarrestar los grandes esfuerzos axiales provocados por el flujo del vapor, se construyen las **chumaceras de empuje**. Ellas son diseñadas de varias formas, las de uso más generalizados, es la de disco insertado o forjado en el rotor que están en contacto con los tacones de empuje. Estos tacones de empuje son segmentos distribuidos radialmente y recubiertos con metal Babbit. **Las chumaceras de empuje pueden ser combinadas o simplemente de empuje**, las **combinadas** realizan la doble función de apoyo y de empuje, las simples realizan solamente la función de empuje.

Sí al referirnos que en los cilindros el punto cero de dilatación se encontraba en el centro del cilindro de baja presión, **el punto cero de dilatación del rotor** está precisamente en los tacones de empuje lado trabajo y los dos hacen que las dilataciones sean de direcciones opuestas.

Dentro de los pedestales se encuentran instalados también, los dispositivos ejecutores de distintas funciones, tales como; protección, regulación, tuberías de suministros de aceites, dispositivos de control de desplazamientos y de temperaturas.

1.5 UNIONES ATORNILLADAS, PERNOS

Cuando se desea que una unión o junta pueda ser desensamblada sin aplicar métodos destructivos y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, de flexión o de cortante, o una combinación de estas, entonces la junta atornillada simple con rondanas o arandelas templadas en el perno es una buena solución.



Conexión atornillada cargada a tensión por las fuerzas P. Obsérvese el uso de dos arandelas. Un método convencional simplificado se aplica aquí para representar la rosca de un tornillo. Nótese también como la parte roscada o cuerda se adentra en el cuerpo de la unión. Esto es usual y deseable.

1.5.1 Resistencia de perno

La resistencia de perno es el factor clave en el diseño o análisis de uniones atornilladas con tales sujetadores. La resistencia se expresa enunciando la resistencia mínima a la tensión o carga, o resistencias límite mínimas.

La carga límite es la fuerza máxima que un perno puede resistir sin experimentar una deformación permanente. La resistencia límite es el cociente de la carga límite y el área de esfuerzo de tensión. La resistencia límite por lo tanto corresponde aproximadamente a la resistencia de fluencia y vale en forma aproximada 90% de la resistencia de fluencia estimada con desplazamiento de 0. 2%.

Los valores de resistencia límite media, resistencia última media y las desviaciones estándares correspondientes no forman parte de los códigos de especificación, de modo que el diseño debe obtener estos valores, quizá por pruebas de laboratorio, antes de diseñar según una especificación de confiabilidad.

Las especificaciones se tienen las clases o grados de los pernos se enumeran con enteros de acuerdo con las resistencias últimas a la tensión y con decimales para evaluar las variaciones al mismo nivel de resistencia. Se dispone de pernos y tornillos en todos los grados en listados. Los espárragos o pernos prisioneros pueden obtenerse en los grados 1, 2, 4, 5, 8 y 8.1 el grado 8.1.

Las especificaciones de las roscas son más cortas debido a que la considera básicamente estructuras; las conexiones estructurales por lo general trabajan al cortante, y una mejor longitud de cuerda proporciona un área de espiga mayor en los pernos,

Las especificaciones para sujetadores métricos, todos los pernos con especificación de grado manufacturados en muestran la marca o logotipo del fabricante, marca de grado, en la cabeza del perno. Estas marcas señalan que el perno cumple o excede las especificaciones, si dichas marcas no aparecen en un perno, es posible que sean de importación.

1.5.2 Momento de torsión y de apriete

Después de haber considerado que una precarga elevada es muy deseable en uniones con pernos, que son de importancia, se consideraran ahora los medios que sirven para asegurar que se desarrolle eficazmente tal precarga cuando se ensamblan o unen las piezas. Puede utilizarse una llave torciométrica, un dispositivo neumático de impacto o el método simple de giro de tuerca. La llave torciométrica tiene un indicador que señala el momento de torsión correspondiente. En las llaves de impacto, se ajusta la presión del aire de modo que la llave se detenga cuando se llega al efecto.

1.6 VENTILADOR

Un **ventilador** es una máquina de fluido concebida para producir una corriente de aire mediante un rodete con aspas que giran produciendo una diferencia de presiones. Entre sus aplicaciones, destacan las de hacer circular y renovar el aire en un lugar cerrado para proporcionar oxígeno suficiente a los ocupantes y eliminar olores, principalmente en lugares cerrados; así como la de disminuir la resistencia de transmisión de calor por convección.

Se utiliza para desplazar aire o gas de un lugar a otro, dentro de o entre espacios, para motivos industriales o uso residencial, para ventilación o para aumentar la circulación de aire en un espacio habitado, básicamente para refrescar. Por esta razón, es un elemento indispensable en climas cálidos.

Un ventilador también es la turbo máquina que absorbe energía mecánica y la transfiere a un gas, proporcionándole un incremento de presión no mayor de 1000 mmH₂O aproximadamente, por lo que da lugar a una variación muy pequeña del volumen específico y suele ser considerada una máquina hidráulica.

En energía, los ventiladores se usan principalmente para producir flujo de gases de un punto a otro; es posible que la conducción del propio gas sea lo esencial, pero también en muchos casos, el gas actúa sólo como medio de transporte de calor, humedad, etc; o de material sólido, como cenizas, polvos, etc.

Entre los ventiladores y compresores existen diferencias. El objeto fundamental de los primeros es mover un flujo de gas, a menudo en grandes cantidades, pero a bajas presiones; mientras que los segundos están diseñados principalmente para producir grandes presiones y flujos de gas relativamente pequeños. En el caso de los ventiladores, el aumento de presión es generalmente tan insignificante comparado con la presión absoluta del gas, que la densidad de éste puede considerarse inalterada durante el proceso de la operación; de este modo, el gas se considera incompresible como si fuera un líquido. Por consiguiente en principio no hay diferencia entre la forma de operación de un ventilador y de una bomba de construcción similar, lo que significa que matemáticamente se pueden tratar en forma análoga.

CAPÍTULO II

2.1 FUNDAMENTACIÓN INTRODUCTORIA PARA EL DISEÑO GENERAL

2.1.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Es la relación entre la velocidad del eje rápido por el eje lento o lo que es lo mismo el diámetro de las poleas y la relación es:

$$i = \frac{n_m}{n} = \frac{D_m}{D} \quad \text{Ecuación (2.1)}$$

2.1.2 MOMENTO TORSOR

El momento torsor se define como para cada sección de barra, como la suma algebraica de los momentos de los pares aplicados situados a un lado de la sección, considerando naturalmente que la elección del lado es arbitraria en cada caso.

$$Mt = F * r \quad (Nm) \quad \text{Ecuación (2.2)}$$

2.1.3 POTENCIA

La potencia útil se determina mediante la multiplicación del torque necesario por la velocidad angular requerida.

$$P = T * \omega \quad (W) \quad \text{Ecuación (2.3)}$$

2.1.4 PROYECTO DE UNA TRANSMISIÓN POR CORREAS TRAPEZOIDALES

Las bandas trapezoidales son sin duda las mas utilizables en las transmisiones de potencia entre motores eléctricos de potencia fraccional y maquinaria impulsada tiene una pérdida de potencia debido al deslizamiento y arrastre de 3 a 5 %; van montadas en poleas y el numero de ellas va según su aplicación.

2.1.4.1 Velocidad periférica

La velocidad periférica de la correa viene dada en (m/s), donde (d) es el diámetro en centímetros y (n) la velocidad de la polea en revoluciones por minuto (rpm), la ecuación es:

$$V = \frac{\pi d_1 n}{6000} \quad \text{Ecuación (2.4)}$$

2.1.4.2 Distancia entre centros de poleas de diámetros desiguales

Cuando se dan los diámetros de las poleas y la distancia entre centros, puede calcularse fácilmente la longitud de la correa. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones se utilizara una correa de longitud normalizada, y será necesario, para situar las poleas, calcular la distancia entre centros.

Puede hallarse la distancia entre centros mediante la ecuación:

$$C = \frac{1}{4} (H + \sqrt{H^2 - 8(r_2 - r_1)^2}) \quad \text{Ecuación (2.5)}$$

Donde

$$H = l - \pi(r_2 + r_1) \quad \text{Ecuación (2.6)}$$

Siendo (l) la longitud de la correa

2.1.4.3 Proyecto cuando las poleas son de diámetros desiguales

Cuando la polea motriz es menor que la conducida, el arco de contacto entre correa y polea es menor que un semicírculo y no puede mantenerse el valor $T_1/T_2 = 5$. Puede la corrección necesaria empleando los coeficientes de la tabla (1).

El ángulo ψ , o sea la mitad del ángulo de contacto puede aislarse mediante la ecuación siguiente:

$$\cos \psi = \frac{r_2 - r_1}{c} \quad \text{Ecuación (2.7)}$$

2.1.4.4 Proyecto de una transmisión por correas trapezoidales

En el recorrido alrededor de las poleas, la fuerza desarrollada en un punto de la correa varia dentro de un margen bastante amplio como se indica en la figura (1). En ella T_c es la fuerza centrífuga y T_1 y T_2 las tensiones en los dos lados tractor y arrastrado respectivamente. Las fuerzas (T_b1) y (T_b2) son fuerzas adicionales que se produce por la flexión alrededor de las poleas.

En general la rotura de una correa trapezoidal se produce por fatiga en algún lugar de la estructura afectado por las fuerzas extremas en C y D de la figura (1).

La fuerza máxima o total se en la correa, F , es la suma de las fuerzas T_1 , T_b y T_c ; como se muestra en la ecuación:

$$F = T_1 + T_b + T_c \quad \text{Ecuación (2.8)}$$

Se halla T_1 en la ecuación de la potencia:

$$N_{pot} = \frac{(T_1 - T_2)V}{75} \quad \text{Ecuación (2.9)}$$

La fuerza de flexión T_b está dada por la siguiente ecuación:

$$T_b = \frac{Kb}{d} \quad \text{Ecuación (2.10)}$$

La fuerza centrífuga T_c en kilogramos viene dado por la ecuación:

$$T_c = Kc \frac{v^2}{100} \quad \text{Ecuación (2.11)}$$

Estando expresada la velocidad periférica de la correa en metro por segundo y Kc viene dada en la tabla

(2) los valores permisibles de la fuerza máxima F para vidas probable a fatiga de $10^8, 10^9, 10^{10}$ máximos de fuerza, vienen dados en la tabla (2).

La curva de fatiga para (F) en función del número de máximos de fuerza (N); para rotura, puede presentarse adecuadamente mediante la siguiente ecuación:

$$N = \left(\frac{Q}{F} \right)^x \quad \text{Ecuación (2.12)}$$

(Q) y (x) son valores constantes se los obtienen en la tablas (3).

Con la siguiente ecuación se calcula la frecuencia de pasada:

$$f = \frac{60 \times v}{L} \quad \text{Ecuación (2.13)}$$

El tiempo de duración de las correas en una máquina es muy importante, puesto que nos da la pauta para saber en qué tiempo hay que dar mantenimiento y cambiar la correa.

Para calcular la vida probable de la correa se ocupa la siguiente ecuación:

$$q = \frac{N}{60 \times f} \quad \text{Ecuación (2.14)}$$

2.1.5 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES

El diseño de ejes consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia satisfactorias cuando el eje trasmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación. Generalmente los ejes tienen sección transversal circular y pueden ser huecos o macizos.

2.1.5.1 Diseño de ejes de materiales dúctiles

Basado en su resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo. La presentación siguiente se basa en ejes de material dúctil y sección transversal circular. Los ejes de materiales frágiles deben diseñarse en base a la teoría del esfuerzo normal máximo. Generalmente los ejes están sometidos a torsión, flexión y cargas axiales. Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión T_{xy} es:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t r}{J} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \text{ Para ejes macizos. (Ecuación 2.15)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16M_t d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \text{ Para ejes huecos. (Ecuación 2.16)}$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión s_b (Tracción o Compresión) es:

$$s_b = \frac{M b_r}{I} = \frac{32M_b}{\pi d^3} \text{ Para ejes macizos. (Ecuación 2.17)}$$

$$s_b = \frac{32M_b d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \text{ Para ejes huecos (Ecuación 2.18)}$$

Para cargas axiales el esfuerzo de compresión o tracción s_a es:

$$s_a = \frac{4F_a}{\pi d^2} \text{ Para ejes macizos (Ecuación 2.19)}$$

$$s_a = \frac{4F_a}{\pi(d_o^2 - d_i^2)} \text{ Para ejes huecos (Ecuación 2.20)}$$

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina flexión, torsión y carga axial, aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi s_s (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t M_t)^2} \text{ (Ecuación 2.21)}$$

Para un eje macizo con carga axial pequeña o media, se reduce a:

$$d^3 = \frac{16}{\pi s_s} \sqrt{[K_b M_b]^2 + (K_t M_t)^2} \text{ (Ecuación 2.22)}$$

2.1.6 CÁLCULO GENERAL DE VENTILADORES.

Las siguientes ecuaciones nos sirven para determinar las características necesarias para ventiladores helicoidales, muy utilizados para realizar la selección de los mismos en diversas aplicaciones técnicas.

$$D = 1.3 \sqrt{\frac{Q}{V_o}} \quad (\text{Ecuación 2.23}).$$

$$v = 2.8 \times f \times \sqrt{h} \quad (\text{Ecuación 2.24}).$$

$$P = \frac{Q \times h}{75 \times \mu} \quad (\text{Ecuación 2.25}).$$

En donde:

D = Diámetro del ventilador.

Q = Caudal de aire en m³/s.

V_o = Velocidad de entrada de aire (normalmente varía entre 8 a 10 m/s).

v = Velocidad tangencial en m/s en el exterior de las paletas.

F = Coeficiente, para paletas rectas, entre 2.8-3.5 y paletas curvas, entre (2.9 - 2.9).

h = Presión a crear o del ventilador mm de c.d.a.

P = Potencia en CV.

μ = Rendimiento (entre 0.25 y 0.30)

2.1.7 CUÑAS

Se usan para prevenir el movimiento relativo entre un eje y el elemento conectado a través del cual se trasmite un momento de torsión. Aun cuando los engranajes, las poleas, etc., están montados con un ajuste de interferencia, es aconsejable usar una cuña diseñada para transmitir el momento total.

Los tipos comunes de cuñas son la cuadrada (*figura 3 (a)*), la plana (*figura 3 (b)*), la cuña Kennedy (*figura 3 (c)*), y la cuña tipo Woodruff (*figura 3 (d)*).

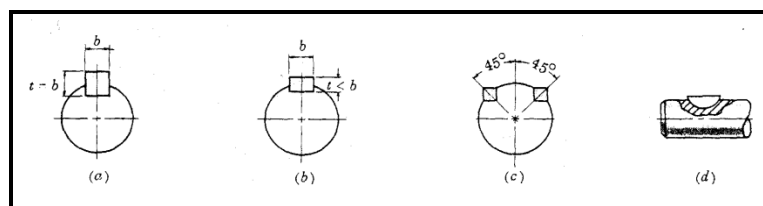


Fig. 2.4 Tipos comunes de cuñas

El ancho de la cuña cuadrada o plana es generalmente una cuarta parte del eje. Estas cuñas pueden ser rectas o ahusadas aproximadamente pul por pie. La *figura 4* muestra una cuña con cabeza. Existen normas ASME y ASA para las dimensiones de la cuña y de la ranura.

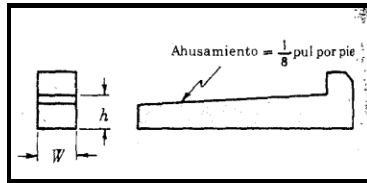


Fig. 2.5 Cuñas con cabezas.

2.1.8 RODAMIENTOS

La aplicación de cojinetes de rodamientos implica de una selección, montaje lubricación y protecciones adecuadas con el fin de que el funcionamiento de los cojinetes, con las condiciones especificadas, sea satisfactorias.

2.1.8.1 La capacidad de base estática:

La magnitud de la capacidad de base estática C_o es:

$$C_o = f_o * i * Z * D^2 * \text{Cos} \alpha \quad (\text{Ecuación 2.26}).$$

2.1.8.2 Carga estática equivalente

Para cojinetes sometidos a cargas radiales y axiales combinan, la magnitud de la carga estática equivalente P_o es la mayor.

$$P_e = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad (\text{Ecuación 2.27}).$$

2.1.8.3 Carga equivalente

La magnitud de la carga equivalente P para cojinetes de bolas con contacto radial y angular de tipos convencionales sometidos a una combinación de la carga radial constante y carga de empuje axial constante es:

$$P = X * V * F_r + Y_o * F_a \quad (\text{Ecuación 2.28}).$$

2.1.8.4 Duración nominal

La magnitud aproximada de la duración nominal L para cojinetes de bolas es:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{Ecuación 2.29}).$$

2.1.9 Uniones de pernos sometidos a tracción

Se encuentran corrientemente en el diseño de sujetadores. El perno está sometido a una carga inicial de tracción, W_1 , seguida con frecuencia por la aplicación de una carga externa, W_2 , como muestra la *figura 5*. La carga resultante W sobre el perno se determina por medio de:

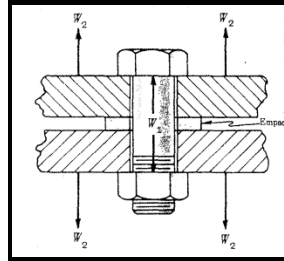


Fig. 2.6 Uniones con pernos sometidos a tracción.

$$W = W_1 + W_2 \left(\frac{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n}{b + m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n} \right)$$

$$W = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m + b} \right)$$

Donde:

W_1 = carga inicial en el perno debida al apretamiento, lb.

W_2 = carga externa, lb.

W = carga resultante sobre el perno debida a W_1 y W_2 , lb.

m_1, m_2 y m_3 se definen como las deformaciones en pul por lb de carga para los elementos sujetos con pernos, m_1, m_2 y m_3 . Estos símbolos se refieren a todas las partes en el conjunto, incluyendo el empaque

m = suma de m_1, m_2 , etc.

b = se define como la deformación en pul por lb de carga para el perno.

La separación de la unión ocurrirá si $W_2 = W$. La ecuación dada anteriormente es la de una línea recta de pendiente $m/(m + b)$ y ordenada al origen, W_1 . La gráfica de esta línea, como la muestra la *figura 6*, da un método rápido para determinar cuándo se va a presentar separación de los miembros. La línea AC es la situación extrema de pendiente nula que se presenta cuando los miembros no tienen prácticamente ninguna deformación por lb de carga en comparación con el perno, esto es, $m/b = 0$. La línea AB representa la situación extrema en que el perno no tiene prácticamente ninguna deformación por lb de carga en comparación con los miembros, esto es, $b/m = 0$. La situación real se presenta entre estos extremos, como indican las líneas AD y DE.

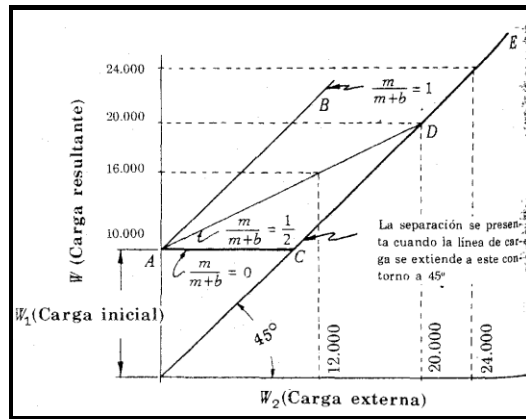


Fig. 2.7 Diagrama Carga resultante, Carga externa.

2.1.9.1 Tensión inicial del perno

Debida al apretamiento puede resultar del uso de una llave de torsión o puede depender del juicio de un mecánico experto. Los resultados experimentales indican que la carga inicial W_1 en un perno apretado por un mecánico experto puede calcularse por:

$$W_1 = Kd \quad (\text{Ecuación 2.30}).$$

Donde:

d = Diámetro nominal del perno en pulgadas.

K = Varía entre 10.000 y 16.000 lb.pul.

Si se usa una llave de torsión para apretar el perno, el valor de la carga inicial W_1 puede aproximarse por la siguiente ecuación:

$$W_1 = T / 0.2d \quad (\text{Ecuación 2.31}).$$

Donde:

T = Momento de apretamiento aplicado.

d = Diámetro nominal del perno.

La fórmula anterior se obtiene usando la ecuación del momento del tornillo, despreciando el ángulo de la hélice, suponiendo un coeficiente de rozamiento de 0,15 para las roscas y la tuerca, y suponiendo que el radio de rozamiento del collar de la tuerca es aproximadamente $2/3$ del diámetro primitivo del perno.

Para roscas bien lubricadas, la tensión inicial del perno puede llegar al doble de la indicada por las expresiones anteriores. El uso de la ecuación del momento del tornillo se prefiere a la aproximación anterior.

La carga inicial en el perno puede calcularse también de la expresión teórica siguiente:

$$\begin{aligned} T &= \text{momento de la rosca} + \text{momento del collar} \\ &= W_1 r_m \left(\frac{\tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta_n}}{1 - \frac{f \tan \alpha}{\cos \theta_n}} \right) + W_1 f_c r_c \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2.32}).$$

En donde:

r_m = Radio medio de la rosca, pul.

f = Coeficiente de rozamiento de la rosca.

f_c = Coeficiente de rozamiento del collar.

α = Ángulo de la hélice.

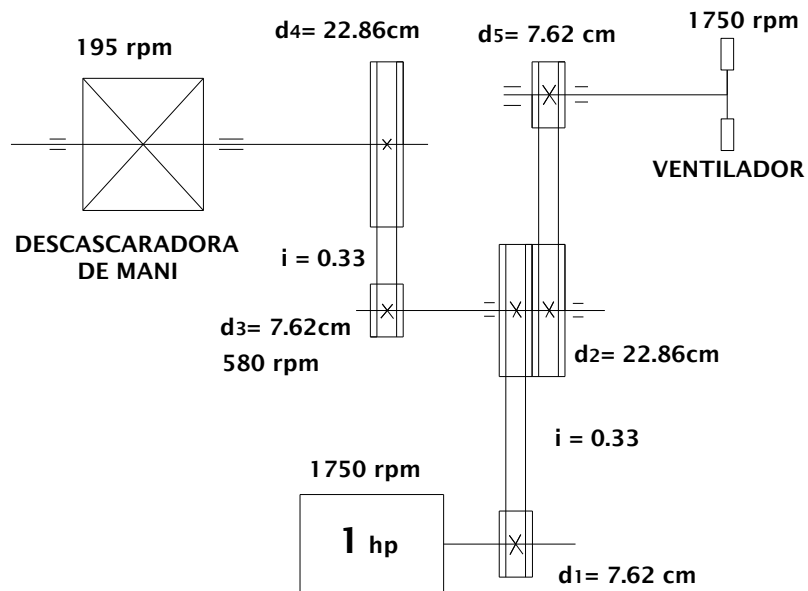
θ_n = Ángulo de la rosca.

r_c = Radio de rozamiento del collar, pul.

CAPÍTULO III

3.1 DISEÑO DE LA MÁQUINA DESCASCARADORA DE MANÍ

3.1.1 Esquema



3.2 Cálculo de la Relación de transmisión total

$n_1 = 1750$ rpm revoluciones del motor

$n_3 = 195$ rpm revoluciones necesarias para descascarar el maní.

$$i = \frac{n_3}{n_1} = \frac{195 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} = 0.11$$

La relación de transmisión está determinada por:

$$i = i_1 i_2$$

$$i_1 = i_2 = (0.11)^{1/2} = 0.33$$

3.3 Cálculo del diámetro de la polea 2

$d_{p1} = 7.62$ cm Diámetro de la polea 1 (motor)

$i_1 = 0.33$ Relación de transmisión 1

$$d_{p2} = \frac{d_{p1}}{i_1}$$

$$d_{p2} = \frac{7.62 \text{ cm}}{0.33}$$

3.3.1 Cálculo del diámetro la polea 4

$$d_{p2} = 23 \text{ cm} \Leftrightarrow 9" \text{ pulgadas}$$

$dp_3=7.62cm$ Diámetro de la polea 3

$i_2=0.33$ Relación de transmisión 2

$$dp_4 = \frac{dp_3}{i_2}$$

$$dp_4 = \frac{7.62cm}{0.33}$$

$$dp_4 = 23cm \Leftrightarrow 9'' \text{ pulgadas}$$

3.4 Cálculo de la reducción de revoluciones en la primera transmisión

$dp_1= 7.62cm$ diámetro de la polea 1

$dp_2=22.86cm$ diámetro de la polea 2

$n_1=1750rpm$ revoluciones del motor

$$n_2 = \frac{dp_1 \times n_1}{dp_2} = \frac{7.62cm \times 1750rpm}{22.86cm} = 580rpm$$

3.4.1 Cálculo de la reducción de revoluciones en la segunda transmisión

$Dp_3= 7.62cm$ diámetro de la polea 3

$Dp_4=17.78cm$ diámetro de la polea 4

$n_1=750rpm$ revoluciones del primer sistema de transmisión

$$n_3 = \frac{dp_3 \times n_2}{dp_4} = \frac{7.62cm \times 580rpm}{22.86cm} = 195rpm$$

3.5 CÁLCULO PARA DETERMINAR LA POTENCIA DEL MOTOR

Para determinar el torque que se necesita, para poder realizar el descascarado del maní se realizo el siguiente estudio:

$F = 25 Kg$ » Fuerza en el brazo

$d_o = 0.3 m$ » Longitud del brazo

3.5.1 El torque promedio (T_m)

En las aspas se lo calcula con la ecuación:

$$T_m = F * d_o$$

$$T_m = 25Kg * 0.30m$$

$$T_m = 7.5 \text{ Kg.m} \Leftrightarrow 73,573 \text{ N} \quad \gg \text{ Torque promedio}$$

3.5.2 Fuerza de las aspas

T_m Torque promedio

r_a Radio de las aspas

$$F_a = \frac{T_m}{r_a}$$

$$F_a = \frac{7.5 \text{ Kg.m}}{0.12 \text{ m}}$$

$$F_a = 62,5 \text{ Kg} \Leftrightarrow 613,125 \text{ N}$$

El torque promedio en las aspas (T_m), es igual al torque en la polea 4 (T_{p4})

$$T_m = 7.5 \text{ Kg.m} \Leftrightarrow T_{p4}$$

3.5.3 Fuerza en la polea 4

$$F_{p4} = \frac{T_{p4}}{r_{p4}}$$

$$F_{p4} = \frac{7.5 \text{ Kg.m}}{0.1143 \text{ m}}$$

$$F_{p4} = 65.7 \text{ Kg} \Leftrightarrow 644,517 \text{ N}$$

La polea 4 (F_{p4}) es igual a la fuerza que va estaren la polea 3 (F_{p3}).

$$F_{p4} = 65.7 \text{ Kg} \Leftrightarrow F_{p3}$$

3.5.4 Torque en la polea 3 (T_{p3})

$$T_{p3} = F_{p3} * r_{p3}$$

$$T_{p3} = 65.7 \text{ Kg} * 0.0381 \text{ m}$$

$$T_{p3} = 2.5 \text{ Kg.m} \Leftrightarrow 24,525 \text{ N}$$

Torque en la polea 3 (T_{p3}), es igual al torque en la polea 2 (T_{p2})

$$T_{p3} = 2.5Kg.m \Leftrightarrow T_{p2}$$

3.5.5 Fuerza en la polea 2 (Fp2)

$$F_{p2} = \frac{T_{p2}}{r_{p2}}$$

$$F_{p2} = \frac{2.5Kg.m}{0.1143m}$$

$$F_{p2} = 22Kg \Leftrightarrow 215,82N$$

La fuerza en la polea 2 (Fp2) es igual a la fuerza en la polea 1 (Fp1).

$$F_{p2} = 22Kg \Leftrightarrow F_{p1}$$

3.5.6 Torque en la polea 1 (Tp1)

$$T_{p1} = F_{p1} * r_{p1}$$

$$T_{p1} = 22Kg * 0.0381m$$

$$T_{p1} = 0.84Kg.m \Leftrightarrow 8.3N$$

3.6 Cálculo de la potencia

Datos de obtenidos

$$T_{p1} = 8.3N.m \quad \gg \quad \text{Torque en la polea del motor}$$

$$R_D = 195rpm \Leftrightarrow \omega = 20.4rad / seg \quad \gg \quad \text{Velocidad angular de las aspas}$$

3.6.1 Potencia

$$P = M_{p1} * \omega$$

$$P = 8.3N.m * 20.4rad / seg$$

$$P = 170.Watt$$

$$170.watt * \frac{1hp}{746watt} = 0.23hp \quad \gg \quad \text{Potencia}$$

3.6.2 Cálculo de la potencia corregida

Hm=0.85	Rendimiento del motor
η_1 y $\eta_2=0.96$	Rendimiento de las transmisiones por bandas en la descascaradora
$\eta_v =0.96$	Rendimiento de la transmisión por bandas en el ventilador
$\eta_c=0.98$	Rendimiento de los cojinetes (son 6 cojinetes = 0.88)
P=170 watt	Potencia calculada
Pp=270 watt	Potencia de pérdida del ventilador

$$P_c = \frac{P + P_p}{\eta_m \times (\eta_1 \times \eta_2) \times \eta_v \times \eta_c}$$

$$P_c = \frac{170\text{watt} + 270\text{watt}}{0.85 \times (0.96 \times 0.96) \times 0.96 \times 0.88}$$

$$P_c = \frac{440.\text{watt}}{0.66}$$

$$P_c = 601\text{watt}$$

A este valor de la potencia corregida se le va a multiplicar por un factor de seguridad de 1.2 el cual se lo eligió por el número de horas de trabajo que va desde 8 a 16 horas diarias de trabajo.

$$P_c = 601\text{watt} * 1.2$$

$$P_c = 721.2\text{watt}$$

$$721.2\text{watt} \frac{1\text{hp}}{746\text{watt}} = 0.96\text{hp}$$

El motor a elegir es de 1 hp.

3.7 CÁLCULO DEL SISTEMA TRANSMISIÓN

3.7.1 Cálculo de la banda

Datos:

Diámetro de la polea 1 » 3 pul. » 0.0762m » 7.62cm

Diámetro de la polea 2 » 9 pul. » 0.2286m » 22.86cm

3.7.2 Velocidad periférica de la banda

$$v = \frac{\pi d_1 n}{6000} = \frac{\pi \times 1740 \times 7,62}{6000} = 6,94 \text{ m/s}$$

3.7.3 Calculo de la longitud de la banda

C= 30cm distancia entre centros

$$L = 2c + 1,57(d_{p2} + d_{p1}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4c}$$

$$L = 2 \times 30 \text{cm} + 1,57(22,86 \text{cm} + 7,62 \text{cm}) + \frac{(22,86 \text{cm} - 7,62 \text{cm})^2}{4 \times 30 \text{cm}}$$

$$L = 109,8 \text{cm}$$

Donde se verifica en la tabla y se elige la banda (44 A) que equivale a 110 cm

3.7.4 Ángulo de Abrazamiento

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{c} 60^\circ = 180^\circ - \frac{22,86 \text{cm} - 7,62 \text{cm}}{30 \text{cm}} \times 60^\circ = 149,52^\circ$$

3.7.5 Esfuerzo Periférico

$$P = \frac{75 \times N}{v} = \frac{75 \times 0,23}{6,94} = 2,5 \text{Kg}$$

en donde N es la potencia preestablecida de la transmisión expresada en CV

3.7.6 Coeficientes de corrección para correas trapezoidales

$C_1 = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha) = 1 - 0,003(180^\circ - 149,52^\circ) = 0,908$, considera el ángulo de abrazamiento.

$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005(6,94^2) = 1,025$, considera la velocidad de la correa.

$C_3 = 0,8$ considerando oscilaciones bajas de la carga de servicio (éste coeficiente varía de 1 a 0,4 de acuerdo al carácter de la carga).

3.7.7 Tensión útil admisible a la tracción de la correa (k_0)

$$k_0 = 25 - 120 \times \frac{h}{d_1} = 25 - 120 \times \frac{8}{76,2} = 12,4 \text{kg/cm}^2$$

Donde el diámetro viene dado en milímetros.

3.7.8 Número de correas (z) de la transmisión

$$z = \frac{P}{f \cdot K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3} = \frac{2.5}{0,8 \times 12.4 \times 0.908 \times 1,025 \times 0,8} = 0.33$$

En donde f es el área de la sección transversal de la correa

Por tanto puede ser admisible el uso de **1** correas trapezoidales en la transmisión.

Datos generales de la correa trapezoidal sección A

44 A

$K_b = 253$

$K_c = 0,987$

Constantes de proyecto para correas trapezoidales

$X = 11,089$

$Q = 306$

$F_2 \Leftrightarrow T_1$

$T_1 = 22 \text{ Kg}$

3.7.9 Fuerza centrífuga

$$T_c = K_c \frac{v^2}{100}$$

$$T_c = 0,987 \frac{(6,94 \text{ m/s})^2}{100}$$

$$T_c = 0.46991 \text{ Kg}$$

3.7.10 Esfuerzo debido a la flexión de la banda en la polea 1

$$T_{b,1} = \frac{K_b}{d}$$

$$T_{b,1} = \frac{253}{7,62 \text{ cm}}$$

$$T_{b,1} = 33,2 \text{ Kg}$$

3.7.12 Fuerza total de la polea 1

$$F_1 = T_1 + T_b + T_c$$

$$F_1 = 22 \text{ Kg} + 33,2 \text{ Kg} + 0,46991 \text{ Kg}$$

$$F_1 = 55,7 \text{ Kg}$$

3.7.11 Esfuerzo debido a la flexión de la banda en la polea 2

$$T_{b,2} = \frac{K_b}{d}$$

$$T_{b,2} = \frac{253}{22 \text{ cm}}$$

$$T_{b,2} = 11,5 \text{ Kg}$$

3.7.13 Fuerza total de la polea 2

$$F_2 = T_1 + T_b + T_c$$

$$F_2 = 22 \text{ Kg} + 11,5 \text{ Kg} + 0,46991 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 33,9 \text{ Kg}$$

3.7.14 Máximo de fuerza en la polea 1

$$N_{\text{máx}F} = \left(\frac{Q}{F}\right)^x$$

$$N_{\text{máx}F} = \left(\frac{306}{55.7}\right)^{11,089}$$

$$N_{\text{máx}F_1} = 160094583.6$$

$$\frac{1}{N^1} = \frac{N_2 + N_1}{N_1 * N_2}$$

$$\frac{1}{N^1} = \frac{3.94257936 \times 10^{10} + 160094583.6}{160094583.6 * 3.94257936 \times 10^{10}}$$

$$\frac{1}{N^1} = \frac{3.95858882 \times 10^{10}}{6.311856 \times 10^{18}}$$

$$\frac{1}{N^1} = 6.27167162 \times 10^{-9}$$

$$N = 159447123.4$$

3.7.16 Frecuencia de Pasada

$$f = \frac{60 \times v}{L}$$

$$f = \frac{60 \times 6.94 \frac{m}{seg}}{1.098m}$$

$$f = 379.2 \text{seg}^{-1}$$

3.7.17 Vida probable de la banda

$$q = \frac{N}{60 \times f}$$

$$q = \frac{159447123.4}{60 \times 379.2 \text{seg}^{-1}}$$

$$q = 7008.04 \text{horas}$$

3.7.15 Máximo de fuerza en la polea 2

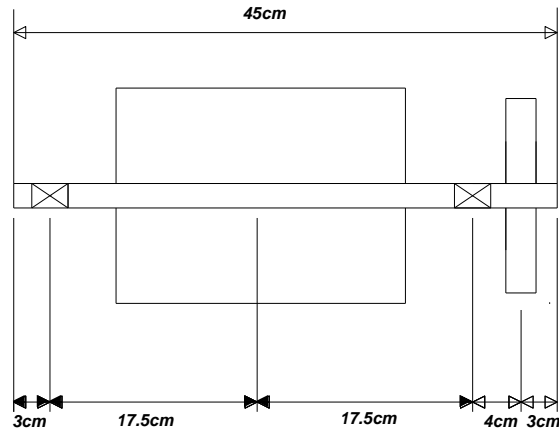
$$N_{\text{máx}F} = \left(\frac{Q}{F}\right)^x$$

$$N_{\text{máx}F} = \left(\frac{306}{33.9}\right)^{11,089}$$

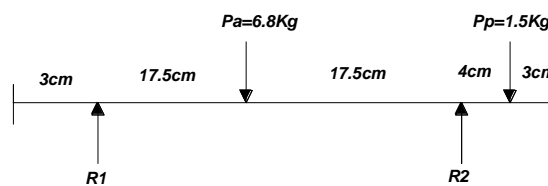
$$N_{\text{máx}F_2} = 3.94257936 \times 10^{10}$$

3.8 CÁLCULO DE EJE

A continuación vamos a calcular el eje que se necesita para la transmisión, en la cual tenemos las dimensiones que se necesitan en el gráfico.



Esquema del montaje



Esquema de cargas para los pesos

R1 y R2, reacciones en los cojinetes

Pa, Peso de las aspas y carcasa 6.8 Kg

Pp, Peso de las polea 4, 1.5Kg

$$\Sigma Mom R2 = 0$$

$$Pa(17.5cm) - R_2(35cm) + Pp(39cm) = 0$$

$$6.8(17.5cm) - R_2(35cm) + 1.5(39cm) = 0$$

$$119Kg.cm - R_2(35cm) + 58.5Kg.cm = 0$$

$$R_2 = \frac{119Kg.cm + 58.5Kg.cm}{35cm}$$

$$R_2 = 5.07Kg$$

$$\Sigma Fy = 0$$

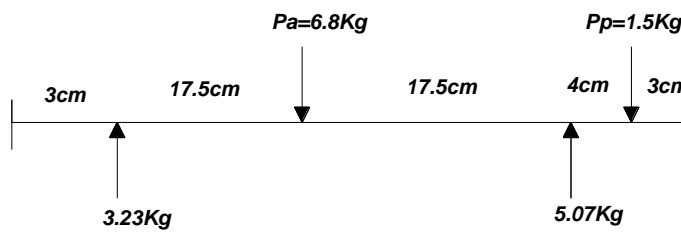
$$R_1 - R_2 + Pa - Pp = 0$$

$$R_1 - 5.07Kg - 6.8 - 1.5 = 0$$

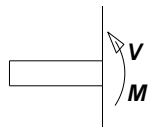
$$R_1 = 6.8Kg + 1.5Kg - 5.07 = 0$$

$$R_1 = 3.23Kg$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector



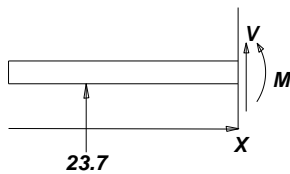
$$0 \leq x \leq 3$$



$$V = 0$$

$$M = 0$$

$$3 \leq x \leq 20.5$$



$$V = 3.23$$

$$M = 3.23(x - 3)$$

$$x = 3$$

$$V = 3.23$$

$$M = 0$$

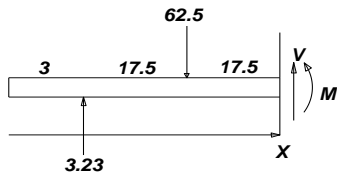
$$x = 20.5$$

$$V = 3.23 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(20.5 - 3)$$

$$M = 56.525 \text{Kg.cm}$$

$$20.5 \leq x \leq 38$$



$$V = 3.23 - 6.8$$

$$V = -3.57 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(x - 3) - 6.8(x - 20.5)$$

$$x = 20.5$$

$$V = -3.57 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(20.5 - 3) - 6.8(20.5 - 20.5)$$

$$M = 56.525 \text{Kg.cm}$$

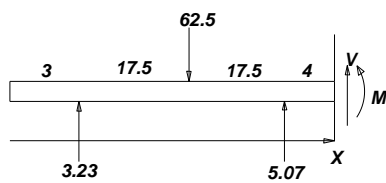
$$x = 38$$

$$V = -3.57 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(38 - 3) - 6.8(38 - 20.5)$$

$$M = -5.95 \text{Kg.cm}$$

$$38 \leq x \leq 42$$



$$V = 3.23 - 6.8 + 5.07$$

$$V = 1.5 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(x - 3) - 6.8(x - 20.5) + 5.07(x - 38)$$

$$x = 38$$

$$V = 1.5 \text{ Kg}$$

$$M = 3.23(38 - 3) - 6.8(38 - 20.5) + 5.07(38 - 38)$$

$$M = -5.95 \text{ Kg.cm}$$

$$x = 42$$

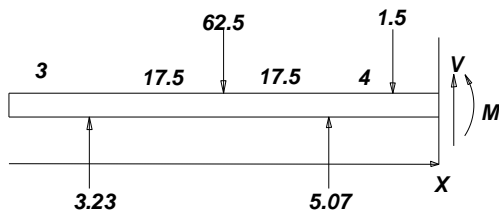
$$V = 1.5 \text{ Kg}$$

$$M = 3.23(x - 3) - 6.8(x - 20.5) + 5.07(x - 38)$$

$$M = 3.23(42 - 3) - 6.8(42 - 20.5) + 5.07(42 - 38)$$

$$M = 0 \text{ Kg.cm}$$

$$42 \leq x \leq 45$$



$$V = 3.23 - 6.8 + 5.07 - 1.5$$

$$M = 3.23(x - 3) - 6.8(x - 20.5) + 5.07(x - 38) - 1.5(x - 42)$$

$$x = 42$$

$$V = 0$$

$$M = 3.23(42 - 3) - 6.8(42 - 20.5) + 5.07(42 - 38) - 1.5(42 - 42)$$

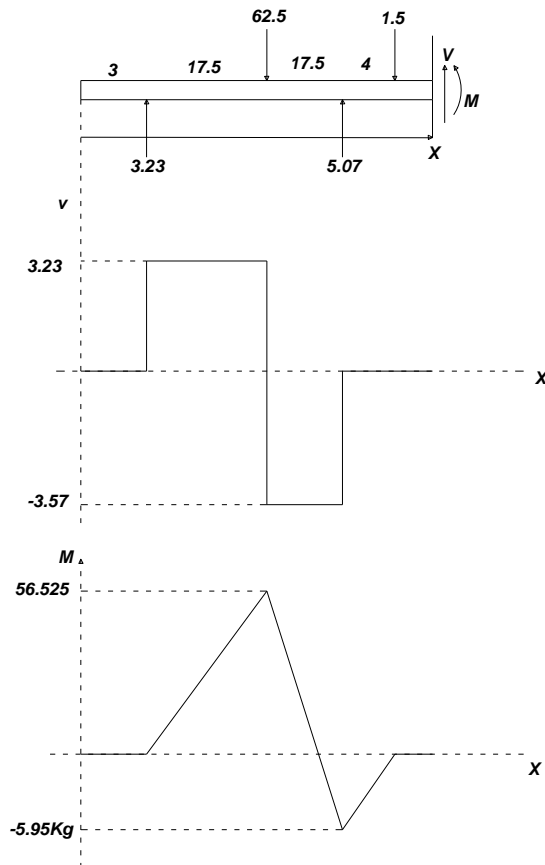
$$M = 0.05 \text{ Kg.cm}$$

$$x = 45$$

$$V = 0$$

$$M = 3.23(45 - 3) - 6.8(45 - 20.5) + 5.07(45 - 38) - 1.5(45 - 42)$$

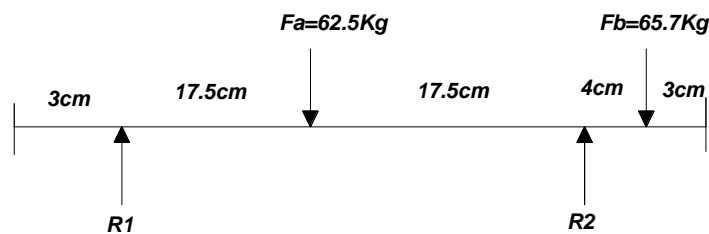
$$M = 0 \text{ Kg.cm}$$



El momento flector máximo se presenta para $x = 20.5$ y el valor es:

$$M_{f1} = 56.525 \text{ Kg.cm}$$

Ahora trazamos el diagrama de cargas para las fuerzas que actúan en el eje, producida por la banda de transmisión y la producida por las aspas de la maquina, considerando el momento más crítico, cuando estas fuerzas se alinean en la misma dirección.



F_a Fuerza en las aspas = 62.5 kg

F_b Fuerza en la banda = 65.7 kg

R_1, R_2 reacciones en los cojinetes

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$F_a(17.5) - R_2(35) + F_b(29) = 0$$

$$R_2 = \frac{F_a(17.5) + F_b(29)}{35}$$

$$R_2 = \frac{F_a(17.5) + F_b(29)}{35}$$

$$R_2 = \frac{62.5(17.5) + 65.7(29)}{35}$$

$$R_2 = 104.5 \text{ Kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_a - F_b = 0$$

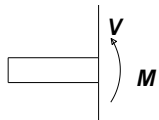
$$R_1 = F_a + F_b - R_2$$

$$R_1 = 62.5 + 65.7 - 104.5$$

$$R_1 = 23.7 \text{ Kg}$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

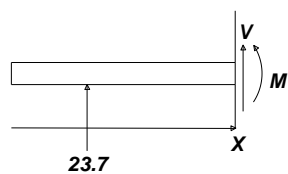
$$0 \leq x \leq 3$$



$$V = 0$$

$$M = 0$$

$$3 \leq x \leq 20.5$$



$$V = 23.7$$

$$M = 23.7(x - 3)$$

$$x = 3$$

$$V = 23.7$$

$$M = 23.7(3 - 3)$$

$$M = 0 \text{ Kg.cm}$$

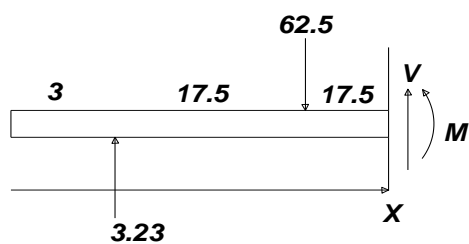
$$x = 20.5$$

$$V = 23.7$$

$$M = 23.7(20.5 - 3)$$

$$M = 414.75 \text{ Kg.cm}$$

$$0.5 \leq x \leq 38$$



$$V = 23.7 - 62.5$$

$$V = -38.8 \text{ Kg}$$

$$M = 23.7(x - 3) - 62.5(x - 20.5)$$

$$x = 20.5$$

$$V = -38.8 \text{ Kg}$$

$$M = 23.7(20.5 - 3) - 62.5(20.5 - 20.5)$$

$$M = 414.75 \text{ Kg.cm}$$

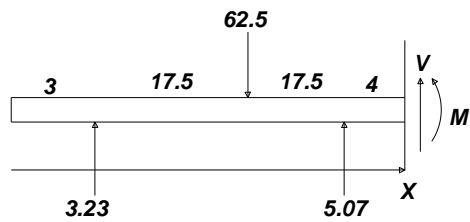
$$x = 38$$

$$V = -38.8 \text{Kg}$$

$$M = 23.7(38 - 3) - 62.5(38 - 20.5)$$

$$M = -264.25 \text{Kg.cm}$$

$$38 \leq x \leq 42$$



$$V = 23.7 - 62.5 + 104.5$$

$$V = 65.7 \text{Kg}$$

$$M = 3.23(x - 3) - 6.8(x - 20.5) + 5.07(x - 38)$$

$$x = 38$$

$$V = 65.7 \text{Kg}$$

$$M = 23.7(x - 3) - 62.5(x - 20.5) + 104.5(x - 38)$$

$$M = 23.7(38 - 3) - 62.5(38 - 20.5) + 104.5(38 - 38)$$

$$M = -264.25 \text{Kg.cm}$$

$$x = 42$$

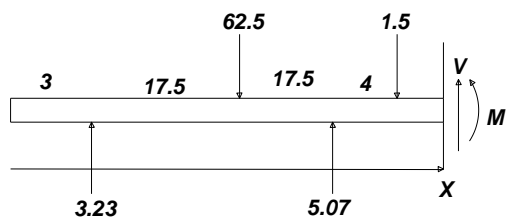
$$V = 65.7 \text{Kg}$$

$$M = 23.7(x - 3) - 662.5(x - 20.5) + 104.5(x - 38)$$

$$M = 23.7(42 - 3) - 662.5(42 - 20.5) + 104.5(42 - 38)$$

$$M = -1.45 \text{Kg.cm} \approx 0$$

$$42 \leq x \leq 45$$



$$V = 23.7 - 62.5 + 104.5 - 65.7$$

$$M = 23.7(x - 3) - 62.5(x - 20.5) + 104.5(x - 38) - 65.7(x - 42)$$

$$x = 42$$

$$V = 0$$

$$M = 23.7(42 - 3) - 62.5(42 - 20.5) + 104.5(42 - 38) - 65.7(42 - 42)$$

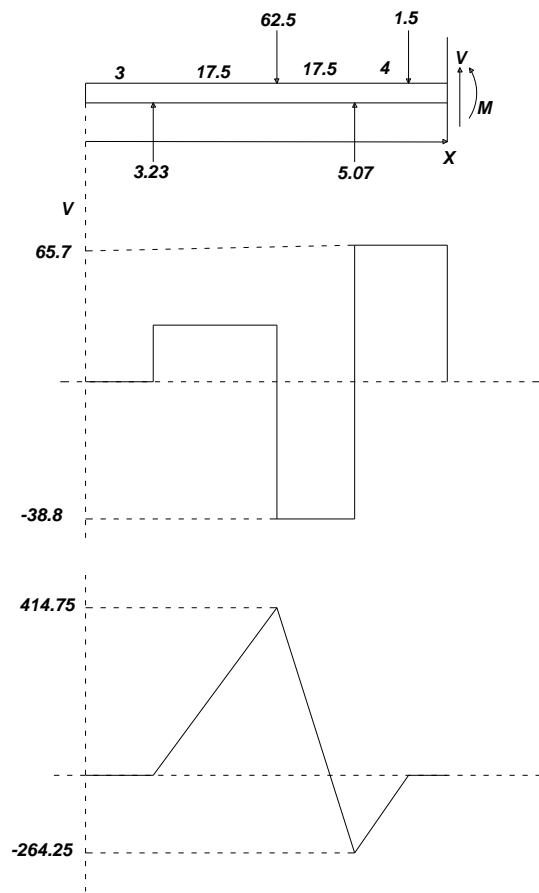
$$M = -1.45 \text{ Kg.cm} \approx 0$$

$$x = 45$$

$$V = 0$$

$$M = 23.7(45 - 3) - 62.5(45 - 20.5) + 104.5(45 - 38) - 65.7(45 - 42)$$

$$M = -1.45 \text{ Kg.cm} \approx 0$$



El momento flector máximo se presenta para $x = 20.5$ y el valor es:

$$M_{f2} = 414.75 \text{ Kg.cm}$$

Combinando los esfuerzos flectores se tiene

$$M_f = \sqrt{(M_{f1})^2 + (M_{f2})^2}$$

3.8.1 Cálculo del diámetro del eje

Como el eje se encuentra sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión de valores:

$$M_f = 418.6 \text{ Kg.cm}$$

$$M_t = 7.5 \text{ Kg.cm}$$

Usamos la hipótesis de las tensiones combinadas de la tensión transversal o de Mohr, la misma que establece que la tensión reducida se calcula por:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{ad} \quad , [1]$$

σ_r = tensión reducida

σ = esfuerzo flector máximo

τ = esfuerzo torsor máximo

σ_{ad} = esfuerzo admisible (tabla)

Para un eje cilíndrico los esfuerzos se calculan con:

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad \text{Y} \quad \tau = \frac{M_t}{W_p}$$

M_f = momento flector

M_t = momento torsor

W = módulo rectangular de inercia

W_p = módulo polar de inercia

Se tiene para ejes cilíndricos macizos:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{Y} \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

De manera que:

$$W_p = 2W \quad \text{Y} \quad \tau = \frac{M_t}{2W}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\sigma_r = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{W} \leq \sigma_{ad}$$

Es decir:

$$W \geq \frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\sigma_{ad}}$$

Como:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

Se tiene:

$$\frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\sigma_{ad}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\pi\sigma_{ad}}}$$

De la tabla de propiedades de los materiales se puede obtener del esfuerzo admisible σ_{ad}

Así, elegimos el hierro dulce ST 37-11, el valor del esfuerzo admisible para cargas flexionante es:

$$\sigma_{ad} = 500 - 700 \text{ Kg/m}^2$$

Se elige:

$$\sigma_{ad} = 600 \text{ Kg/m}^2$$

Sustituyendo valores en la ecuación

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\pi\sigma_{ad}}}$$

$$d \geq \left[\frac{32\sqrt{418.6^2 + 750^2}}{\pi(600)} \right]^{1/3}$$

$$d \geq 2.44 \text{ cm}$$

$$d \geq 24.4 \text{ mm}$$

Se elige un diámetro normalizado de

$$d = 25.4 \text{ mm}$$

Que esto equivale a *1 pulgada*

3.9 CÁLCULO DE CHAVETAS

Chavetas para la polea 2 en el primer eje

Datos

$$T_{p2}=216.5 \text{ lb.pul.}$$

$$b=0.187\text{pul.}$$

$$t=0.250\text{pul.}$$

$$L=0.625\text{pul.}$$

$$r=0.375\text{pul.}$$

3.9.1 Calculo del esfuerzo cortante Ss en la cuña

$$S_s = \frac{T_{p2}}{b * L * r}$$

$$S_s = \frac{216.5\text{lb.pu lg}}{0.187 \text{ pu lg} * 0.625 \text{ pu lg} * 0.375 \text{ pu lg}}$$

$$S_s = \frac{216.5\text{lb.pu lg}}{0.04382 \text{ pu lg}^3}$$

$$S_s = 4940.66 \frac{\text{lb}}{\text{pu lg}^2}$$

3.9.2 Torque del eje que puede soportar la cuña

$$T_s = S_s * b * L * r$$

$$T_s = 4940 \frac{\text{lb}}{\text{pu lg}^2} * 0.187 \text{ pu lg} * 0.625 \text{ pu lg} * 0.375 \text{ pu lg}.$$

$$T_s = 216.5\text{lb.pu lg}.$$

3.9.3 El esfuerzo de compresión en la cuña

$$S_c = \frac{T_{p2}}{\left(\frac{t}{2}\right) * L * r}$$

$$S_c = \frac{216.5\text{lb.pu lg}}{\left(0.250 \text{ pu lg} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}\right) * 0.625 \text{ pu lg} * 0.375 \text{ pu lg}}$$

$$S_c = 7389.8 \frac{\text{lb}}{\text{pu lg}^2}$$

3.9.4 Torque que puede soportar la cuña

$$T_c = S_c * \left(\frac{t}{2}\right) * L * r$$

$$T_c = 5542.4 \frac{lb}{pu\lg^2} * \left(0.250 \frac{pu\lg}{2}\right) * 0.625 pu\lg * 0.5 pu\lg.$$

$$T_c = 216.5 lb.pu\lg.$$

3.10 CÁLCULO DEL VENTILADOR DE LA DESCASCARADORA DE MANÍ

La velocidad angular del ventilador

$$\omega_1 = 1750 \frac{rev}{min} \times \frac{min}{60s} \times \frac{2\pi \times rad}{rev} = 183,26 \frac{rad}{seg}$$

Datos generales

$$da = 0,36m \quad \text{Diámetro de las aspas del ventilador}$$

$$f = 3 \quad \text{Coeficiente para paletas rectas.}$$

$$u = 0,4 \quad \text{Rendimiento para ventiladores.}$$

3.10.1 Velocidad de salida del aire.

$$Vp = \omega \left(\frac{da}{2}\right) * 0,8$$

$$Vp = 183,26 \frac{rad}{seg} * \left(\frac{0,36m}{2}\right) * 0,8$$

$$Vp = 26,38 \frac{m}{seg}$$

3.10.2 Presión a crear por el ventilador

$$hl = \left(\frac{Vp}{2,8 * fv}\right)^2$$

$$hl = \left(\frac{26.38 \frac{m}{seg}}{2,8 * 3}\right)^2$$

$$hl = 5.267 \times 10^{-6} atm$$

3.10.3 Caudal del aire

$$Q = \left(\frac{da}{1,3} \right)^2 * Vp$$

$$Q = \left(\frac{0,36m}{1,3} \right)^2 * 26.38 \frac{m}{seg}$$

$$Q = 2.024 \frac{m^3}{seg}$$

3.10.4 Potencia total pérdida por el ventilador.

$$Pp = \frac{Q * hl}{u}$$

$$Pp = \frac{2.024 \frac{m^3}{seg} * 5,267 \times 10^{-4} atm}{0,4}$$

$$Pp = 270watt \Leftrightarrow Pp = 0.361hp$$

3.11 SELECCIÓN DEL COJINETE

En este caso se trata de una chumacera para eje de $\frac{3}{4}$ pulgada

Datos

Apoyos del eje

$$R_1 = 218.46lb \quad \text{Fuerzas verticales}$$

$$R_2 = 170.06lb \quad \text{Fuerzas verticales}$$

$$R_1 = 229.68lb \quad \text{Fuerzas horizontales}$$

$$R_2 = 94.6lb \quad \text{Fuerzas horizontal}$$

3.11.1 Cálculo de las cargas.

$$R_{T1} = \sqrt{(R_{1fv})^2 + (R_{1fh})^2}$$

$$R_{T1} = \sqrt{(218.46lb)^2 + (229.68lb)^2}$$

$$R_{T1} = 317lb$$

$$R_{T1} = \sqrt{(R_{2fv})^2 + (R_{2fh})^2}$$

$$R_{T1} = \sqrt{(170.06lb)^2 + (94.6lb)^2}$$

$$R_{T1} = 194.6lb$$

3.11.2 Capacidad estática de los cojinetes.

3.11.2.1 Cálculo de la carga estática equivalente (P_o)

X_o Factor radial

F_r Carga radial

Y_o Factor axial

F_a Carga de empuje axial

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a$$

$$P_o = 0,6(317) + 0,5*(194.6)$$

$$P_o = 190.2 + 97.3$$

$$P_o = 287.5lb \quad \text{Carga estática}$$

3.11.3 Capacidad dinámica de un cojinete.

3.11.3.1 Cálculo de la carga equivalente.

X Factor radial

V Factor de rotación

F_r Carga radial

Y Factor axial

F_a Carga de empuje axial

$$P = XV F_r + Y F_a$$

$$P = (0,56 * 1 * 317) + (1 * 194.6)$$

$$P = 177.52 + 194.6$$

$$P = 372.12lb \quad \text{Carga equivalente}$$

Entonces la carga que tenemos es de

$$P = 372.12lb \Leftrightarrow 3650.5N$$

Se utilizara los cojinetes de la siguiente tipo.

COJINETES RÍGIDO DE BOLAS (Tipo 6900)	
Tipo 6903	Capacidad de carga dinámica de 4600 N

Se ocupara seis chumaceras en total.

3.12 CÁLCULO DE TORNILLOS EN LA CHUMACERA DE 1 in.

Datos:

$$l = 1,5in \quad \text{longitud total del tornillo}$$

$$d = 3/8'' \approx 0,375in \quad \text{diámetro del tornillo}$$

$$P = 145.6lb \quad \text{tensión del tornillo}$$

3.12.1 Cálculo de pernos precargados en carga estática.

Elegimos según el diámetro la Resistencia de prueba en la tabla # y el área de esfuerzos a tensión $0,775in^2$

S_p Resistencia de prueba mínima

A_T Área de esfuerzo a tensión

$$F_i = 0,9S_p * A_T$$

$$F_i = 0,9(55000lb/in^2) * 0,755in^2$$

$$F_i = 38362,5lb \quad \text{Carga estática}$$

3.12.2 Cálculo de la longitud de la rosca (Lroscas)

$$L_{rosca} = 2d + l$$

$$L_{rosca} = 2(0,375in) + (0,25in)$$

$$L_{rosca} = 1in \quad \text{Longitud de la rosca}$$

3.12.3 Cálculo de la longitud que sobresale la rosca puesta la tuerca.

$$L_S = l - l_{rosca}$$

$$L_S = 1,5in - 1in$$

$$L_S = 0,5in \quad \text{Longitud que sobresale la rosca}$$

3.12.4 Cálculo de la longitud real de la rosca.

$$L_T = l - l_S$$

$$L_T = 1,5in - 0,5in$$

$$L_T = 1in \quad \text{Longitud real de la rosca}$$

3.12.5 Cálculo de la rigidez del perno (E) es el modulo Young.

A_b Diámetro mayor en pulgadas

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_T}{A_T E} + \frac{L_S}{A_b E}$$

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1in}{0,775in^2 * 30x10^6} + \frac{0,5in(4)}{\pi * 0,3750in * 30x10^6}$$

$$\frac{1}{K_b} = 4,30107526x10^{-8} + 5,65884242x10^{-8}$$

$$\frac{1}{K_b} = 9,95991768x10^{-8}$$

$$K_b = \frac{1}{9,95991768x10^{-8}}$$

$$K_b = 1,004x10^7 \frac{lb}{in} \quad \text{Rigidez del perno}$$

Cálculo de rigidez del material sujeto a este se simplifica debido a su diámetro relativamente pequeño. En este caso podemos suponer que la totalidad del cilindro del material queda comprimido por la fuerza del perno.

$$K_M = \pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} x \frac{E_m}{l}$$

$$K_M = \pi \frac{(0,375^2 - 0,2938^2)}{4} x \frac{30x10^6}{1,5}$$

$$K_M = 8,5 \times 10^5$$

3.12.6 Cálculo de las proporciones de la carga aplicada P que ven el perno y el material.

$$C = 0,14 \quad \text{Constante de rigidez de la unión}$$

$$P_b = C * P$$

$$P_b = 0,14 * 145.6lb$$

$$P_b = 20.4lb$$

$$P_M = (1 - C) * P$$

$$P_M = (1 - 0,14) * 145.6lb$$

$$P_M = 125.216lb \quad \text{Carga aplicada}$$

3.12.7 Calcular las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la carga.

$$F_i \quad \text{Carga estática}$$

$$P_b \quad \text{Proporciones de carga aplicada}$$

$$F_b = F_i + P_b$$

$$F_b = 38362,5lb + 20.4lb$$

$$F_b = 38382.9lb \quad \text{Cargas resultantes en el perno}$$

$$F_M = F_i - P_b$$

$$F_M = 38362,5lb - 20.4lb$$

$$F_M = 38342.1lb \quad \text{Cargas resultantes en el material}$$

3.12.8 Cálculo del esfuerzo máximo a tensión en el perno.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_T}$$

$$\sigma_b = \frac{38382.9lb}{0,775in^2}$$

$$\sigma_b = 49526.3 \frac{lb}{in^2} \Leftrightarrow 49526.3Psi \quad \text{Esfuerzo máximo a tensión}$$

3.12.9 Calculamos el factor de seguridad

Sy límite de fluencia

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$N_y = \frac{57000 \text{Psi}}{49526.3 \text{Psi}}$$

$$N_y = 1.15 \quad \text{Factor de seguridad}$$

La carga requerida para separar la unión y el factor de seguridad a la separación de la unión se determina a partir:

$$P_o = \frac{F_i}{(1 - C)}$$

$$P_o = \frac{38362,5 \text{lb}}{(1 - 0,14)}$$

$$P_o = 44607,5 \text{lb} \quad \text{Carga requerida para separar la unión}$$

$$N_{sep} = \frac{P_o}{P}$$

$$N_{sep} = \frac{44607,5 \text{lb}}{136 \text{lb}}$$

$$N_{sep} = 327.9 \quad \text{Factor de seguridad a la separación de la unión}$$

3.12.10 Pernos precargados en carga dinámica.

3.12.10.1 Cálculo de fuerzas media y alternante.

$$F_{alto} = \frac{F_b - F_i}{2}$$

$$F_{alto} = \frac{38382.9 \text{lb} - 38362,5 \text{lb}}{2}$$

$$F_{alto} = 10.2 \text{lb}$$

$$F_{medio} = \frac{F_b + F_i}{2}$$

$$F_{medio} = \frac{38382.9lb + 38362,5lb}{2}$$

$$F_{medio} = 38372.7lb$$

3.12.10.2 Cálculo de los esfuerzos medio y alternante del perno.

$$\theta_{alto} = Kf \frac{F_{alto}}{A_T}$$

$$\theta_{alto} = 3,0x \frac{10.2lb}{0,775in^2}$$

$$\theta_{alto} = 39.5lb/in^2 \quad \text{Esfuerzos medio}$$

$$\theta_{medio} = Kf_m \frac{F_{medio}}{A_T}$$

$$\theta_{medio} = 0,99x \frac{38372.7lb}{0,775in^2}$$

$$\theta_{medio} = 49018Psi \quad \text{Esfuerzos alternantes}$$

3.12.10.3 Cálculo del esfuerzo a la precarga inicial.

$$\sigma_i = Kf_m \frac{F_i}{A_T}$$

$$\sigma_i = 0,99x \frac{38362,5lb}{0,775in^2}$$

$$\sigma_i = 49005Psi \quad \text{Esfuerzo al a precarga inicial}$$

3.12.10.4 Cálculo del límite de resistencia para este material.

$$S_e = 0,5 * S_{UT}$$

$$S_e = 0,5 * 120000$$

$$S_e = 60000Psi$$

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperetura} C_{confialidad} S_e$$

$$S_e = 0,70(1) * 0,76(1) * 0,81(60000)$$

$$S_e = 2586,3Psi \quad \text{Límite de resistencia para este material}$$

Resistencia a la fatiga corregida y la resistencia máxima a tensión corregida para determinar el factor de seguridad a partir de la línea de Goodman.

$$Nf = \frac{S_e (S_{UT} - \sigma_i)}{S_e (\theta_{medio} - \sigma_i) + S_{UT} * \theta_{alto}}$$

$$Nf = \frac{2586,3Psi(120000 - 49005)}{2586,3Psi(49014,5 - 49005) + 120000 * 29}$$

$$Nf = 52.4$$

Resistencia a la fatiga corregida

3.12.10.5 Esfuerzo estático máximo y el factor de seguridad contra la fluencia son los mismos:

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$N_y = \frac{57000Psi}{49519.3Psi}$$

$$N_y = 1.15 \quad \text{Esfuerzo estático máximo}$$

La carga que se necesita para separa la unión y el factor de seguridad contra la separación de la unión de determina:

$$N_{SEP} = \frac{F_i}{P(1 - C)}$$

$$N_{SEP} = \frac{38362,5lb}{136lb(1 - 0,14)}$$

$$N_{SEP} = 327.9 \quad \text{Carga que se necesita para separa la unión}$$

Se ocupara 2 pernos por cada chumacera.

CAPÍTULO IV

4.1 VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL

4.1.1 VALORACIÓN ECONÓMICA

La siguiente valoración económica recoge todos los aspectos fundamentales para la construcción de la máquina que lo vamos a detallar a continuación:

Todos las partes de la descascaradora de maní fueron construidas a partir de planos normalizados con sus respectivas especificaciones técnicas de manera sistemática en un proceso de mecanizado y elaboración, que demandó de varias máquinas-herramientas como lo son: Torno, cepillo, taladro de pedestal, soldadora, roladoras, dobladoras, cizalla y herramientas de mano.

Los costos finales del equipo están detallados a continuación:

Detalles	Cant.	V / unit.	V/ total
• Adquisición de materiales mecánicos necesarios para la construcción de diferentes partes de la descascaradora mediante procesos de mecanizado, soldadura y corte.			
○ Compra de acero de transmisión SAE 1020 redondo 140 mm	4.25 Kg	2.50	11.375
○ Compra de acero de construcción redondo 12 mm	1	6.75	6.75
○ Compra de soldadura 60-11 AGA electrodo de 1/8"	7.00 Kg	1.80	19.80
○ Compra de soldadura 70-18 AGA electrodo de 1/8"	1.00 Kg	2.80	2.80
○ Compra de plancha de acero de (244 mm x 122mm x 2 mm).	1	160	160
○ Compra de plancha de acero de (244 mm x 122mm x 3 mm).	1	190	190
○ Compra de polea de 1 canales tipo A, diámetro 3 pulgadas	3	3.75	11.25
○ Compra de polea de 2 canales tipo A, diámetro 9 pulgadas	1	33.80	33.80
○ Compra de polea de 1 canales tipo A, diámetro 9 pulgadas	1	16.90	16.90

<ul style="list-style-type: none"> • <i>Alquiler de equipo industrial para realizar el mecanizado.</i> 	5 horas	1.00	5.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Torno. 	30 horas	1.00	30.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Soldadora. 	5 horas	1.00	5.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Cepillo. 	2 horas	1.00	2.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Roladora. 	3 horas	1.00	3.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Dobladora. 	10 horas	1.00	10.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Equipo de corte oxiacetilénico. 	8 horas	1.00	8.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Amoladora. 	4 horas	1.00	4.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Esmeril. 	10 horas	1.00	10.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de cizalla. 	8 horas	1.00	8.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Compresor. 	240 horas	0.40	96.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Pago de alquiler de Varias herramientas. 			
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Adquisición materiales para el acabado de la descascaradora y de todos los elementos instalados:</i> 	2 Kg	12.00	24.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de masilla plástica. 	1 galón	20.00	20.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de pintura fondo gris. 	1 galón	24.00	24.00
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de pintura laca color verde martillado. 	8	0.60	4.80
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de lija para metal #120. 	8	0.60	4.80
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de lija para metal #400. 	3 galón	1.50	4.50
<ul style="list-style-type: none"> ○ Compra de diluyente para laca. 			
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Adquisición materiales para la transmisión de la descascaradora</i> 	1	3.80	3.80
Banda tipo A #	1	4.25	4.25
Banda tipo A #	1	5.30	5.30
Banda tipo A #			
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Adquisición de los algunos elementos para la construcción de la descascaradora:</i> 	5	1.75	8.75
	1	3.75	3.75
	1	5.25	5.25

Sierra sanflex 18 pul.			
Machuelos ¼ pul.			
Machuelos 5/8pul.			
	15	0.20	3
• <i>Adquisición de los algunos elementos para la sujeción de la descascaradora:</i>	45	0.30	13.58
	20	0.45	9
Pernos de ¼ x 1 pul.			
Pernos 5/16 x 2 pul.			
Pernos ½ x 2 pul.			
• <i>Adquisición de los algunos elementos eléctricos para la descascaradora:</i>	1	135.00	135.00
	1	35	35.00
	1	12	12.00
Motor de 1 Hp monofásico 110 V – 220 V			
Cable de # 12	1	10	10.00
Contactores	1	20	20.00
Pulsadores			
Tablero	325 horas	2.25	731.25
• Valoración de mano de obra			
○ Fabricación del la descascaradora			
		TOTAL	1903.705

4.1.2 IMPACTO AMBIENTAL

En lo que concierne con el impacto ambiental la maquina descascaradora no expide desechos tóxicos o gases contaminantes al medio ambiente, por lo que es una máquina que no contamina. Además en su proceso de construcción no se utilizó ningún tipo de químicos o sustancias perjudiciales para el medio ambiente.

CONCLUSIONES

Una vez terminado el presente proyecto de tesis se allegado a las siguientes conclusiones:

- El diseño de la máquina descascaradora de maní cumple con todos los parámetros y normas necesarias para su funcionamiento.
- La construcción y el proceso de implementación se lo realizo de forma correcta para lograr el funcionamiento de la máquina.
- Se aplico todos los conocimientos y destrezas en el proceso de implementación de los sistemas de funcionamiento, con la ayuda de los parámetros consultados.

RECOMENDACIONES

- Verificar que todas las partes móviles de fricción (rodamientos) estén correctamente engrasados.
- Tomar en cuenta que las bandas estén correctamente alineadas y ajustadas.
- Asegurarse que el maní se encuentre bien seco al momento de descascarar, para no producir un atascamiento en la criba.
- Comprobar que el caudal de aire del ventilador centrífugo sea el adecuado para que solo arrastre la cascara.
- Confirmar que todos los elementos de la máquina estén bien ajustados.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

1. DEUTSCHMAN, Aaron D; MICHELS, Walter J; WILSON, Charles E 1991. Diseño de máquinas teóricas y práctica. México, Macmillan publishing co. 35, 721, 825 págs.
2. GRIMM, NILS R; ROSALER, ROBERT C, 1985. Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. 2da. Ed. Marcocombo boxixareu. Barcelona. 98 pág.
3. JENSEN, Cecil; JAY D. HELSEL, Dennis R. SHORT, 2002. Dibujo y diseño en ingeniería. Sexta edición, 147, 148, 149, 155, 156, 303, 302, 335 págs.
4. NACHI, catálogo de rodamientos de bolas y rodillos. 160, 161 págs.
5. NAUCALPAN DE JUAREZ, 1989. Manual de diseño mecánico McGRAW-HILL INTERAMERICANO DE MEXICO, SA DE CV. 75, 120, 170, 200,215 pág.

Sitios web:

1. <http://es.wikipedia.org/wiki/descascaradora.es>
2. <http://es.wikipedia.org/wiki/variador-de-velocidad>
3. [http:// es.wikipedia.org/wiki/motores/eléctricos](http://es.wikipedia.org/wiki/motores/eléctricos)
4. <http://patentados.com/invento/maquina- descascaradora-separador.html>
5. <http://pe.kalipedia.com/window>
6. <http://Wordreference.com/definición/diseño>

ANEXOS - Tabla

ANEXO 1

Razón (T_1/T_2) para correas trapezoidales para diversos valores del ángulo de contacto

Angulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Angulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Angulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Angulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$
180°	5,00	155°	4,00	130°	3,20	105°	2,56
175	4,78	150	3,82	125	3,06	100	2,44
170	4,57	145	3,66	120	2,92	95	2,34
165	4,37	140	3,50	115	2,80	90	2,24
160	4,18	135	3,34	110	2,67		

FUENTE: *Manual de diseño mecánico, Pág. 272*

ANEXO 2

Constantes de proyecto para correas trapezoidales

Sección	Kb	Kc	Fuerza máxima		
			Para 10^8	Para 10^9	Para 10^{10}
A	253	0,987	85	47	
B	664	1,698	100	81	
C	1843	3,020	178	145	
D	6544	6,156	363	295	
E	12501	8,872	523	425	
3V	265	0,748	75	63	50
5V	1265	2,142	174	145	102
8V	5565	5,787	384	320	256

FUENTE: *Manual de diseño mecánico, Pág. 267*

ANEXO 3

Constantes de proyecto para correas trapezoidales

sección	$10^5 - 10^9$ Máximos de fuerza		$10^9 - 10^{10}$ Máxim os de fuerza		<i>Diámetro minino de la polea</i>
	Q	x	Q	x	
A	306	11,089			7,62
B	541	10,924			12,70
C	924	11,173			21,59
D	1909	11,105			33,02
E	2749	11,100			54,86
3V	330	12,464	482	10,153	6,73
5V	750	12,593	1086	10,283	18,03
8V	1650	12,629	2383	10,319	31,75

FUENTE: *Manual de diseño mecánico, Pág. 268*

ANEXO 4

Factores de carga para dimensionamiento de ejes según código ASME.

Para ejes estacionarios:	K_b	K_t
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2	1.5 a 2.0
Para ejes en rotación:	K_b	K_t
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

FUENTE: Manual de diseño mecánico, Pág. 272

ANEXO 5

Catálogo de rodamientos y chumaceras

E32000J

E32000J

Referencia	Dimensiones principales (mm)							Factores de carga			
	d	D	B	b	T	r ₁ mín. cono	r ₂ mín. copa	a (mm)	Y ₁	Y ₂	e
E32004J	20	42	15	12.0	15	0.6	0.6	4.6	1.60	0.88	0.38
05J	25	47	15	11.5	15	0.6	0.6	3.3	1.39	0.77	0.43
06J	30	55	17	13.0	17	1.0	1.0	3.5	1.39	0.77	0.43
E32007J	35	62	18	14.0	18	1.0	1.0	2.8	1.22	0.76	0.46
08J	40	68	19	14.5	19	1.0	1.0	4.1	1.58	0.87	0.38
09J	45	75	20	15.5	20	1.0	1.0	3.6	1.53	0.84	0.39
E32010J	50	80	20	15.5	20	1.0	1.0	1.9	1.42	0.78	0.42
11J	55	90	23	17.5	23	1.5	1.5	3.2	1.48	0.81	0.41
12J	60	95	23	17.5	23	1.5	1.5	2.1	1.39	0.77	0.43
E32013J	65	100	23	17.5	23	1.5	1.5	0.6	1.31	0.72	0.46
14J	70	110	25	19	25	1.5	1.5	1.1	1.38	0.77	0.43
15J	75	115	25	19	25	1.5	1.5	-0.4	1.31	0.72	0.46
E32016J	80	125	29	22	29	1.5	1.5	2.0	1.42	0.76	0.43
17J	85	130	29	22	29	1.5	1.5	0.7	1.36	0.77	0.44
18J	90	140	32	24	32	2.0	1.5	2.1	1.42	0.77	0.43
E32019J	95	145	32	24	32	2.0	1.5	0.7	1.36	0.76	0.44
20J	100	150	32	24	32	2.0	1.5	-0.7	1.31	0.72	0.46
21J	105	160	35	26	35	2.5	2.0	0.8	1.38	0.76	0.44
E32022J	110	170	38	29	38	2.5	2.0	1.5	1.39	0.77	0.43
24J	120	180	38	29	38	2.5	2.0	-1.2	1.31	0.72	0.46
26J	130	200	45	34	45	2.5	2.0	1.8	1.38	0.77	0.43
E32028J	140	210	45	34	45	2.5	2.0	-0.8	1.31	0.72	0.46
30J	150	225	48	36	48	3.0	2.5	-0.4	1.31	0.72	0.46

a: Posición del centro de concentración de la carga.

FUENTE: Catálogo NACHI

ANEXO 6

Catalogo de pernos

Reinike
UNIENDO FORMAS
Pernos Especiales · Maestranza

Rosca en Pulgadas UNF
Unified National Fine Thread

ANSI B 1.1
2002

Ø NOMINAL	HILOS PULG (PASO)	PERNO (AJUSTE 2A)				TUERCA (AJUSTE 2B)					
		DIAMETRO EXTERIOR		DIAMETRO MEDIO		DIAMETRO MENOR	DIAMETRO MENOR	DIAMETRO MEDIO		DIAMETRO MAYOR	
		MAX	MIN	MAX	MIN			MIN	MAX		MIN
1/8	8.330	28	0.8490	0.8475	0.8285	0.8272	0.8052	0.8037	0.8200	0.8185	0.8500
3/16	10.000	24	0.9144	0.9129	0.8939	0.8926	0.8706	0.8691	0.8850	0.8835	0.9125
1/4	11.111	20	0.9842	0.9827	0.9632	0.9619	0.9399	0.9384	0.9540	0.9525	0.9800
5/16	12.700	18	1.0922	1.0907	1.0692	1.0679	1.0459	1.0444	1.0600	1.0585	1.0850
3/8	14.286	16	1.2499	1.2484	1.2269	1.2256	1.2036	1.2021	1.2180	1.2165	1.2400
1/2	16.667	12	1.5475	1.5460	1.5240	1.5227	1.5007	1.4992	1.5150	1.5135	1.5350
5/8	19.999	10	1.8146	1.8131	1.7911	1.7898	1.7678	1.7663	1.7820	1.7805	1.8000
3/4	22.222	9	2.0699	2.0684	2.0449	2.0436	2.0216	2.0201	2.0360	2.0345	2.0500
7/8	25.248	8	2.3141	2.3126	2.2881	2.2868	2.2648	2.2633	2.2790	2.2775	2.2900
1	25.400	7	2.5400	2.5385	2.5120	2.5107	2.4887	2.4872	2.5030	2.5015	2.5150
1 1/8	28.646	6	2.8646	2.8631	2.8351	2.8338	2.8118	2.8103	2.8260	2.8245	2.8350
1 1/4	31.500	5	3.1500	3.1485	3.1180	3.1167	3.0947	3.0932	3.1090	3.1075	3.1150
1 3/8	34.921	4	3.4921	3.4906	3.4481	3.4468	3.4248	3.4233	3.4390	3.4375	3.4450
1 1/2	38.100	3	3.8100	3.8085	3.7560	3.7547	3.7327	3.7312	3.7470	3.7455	3.7550

FUENTE: Catalogo Reinike

ANEXO 7

Tamaños de cuñas y tornillos

TABLA 9-2 Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar en Estados Unidos para flechas de tamaño en pulgadas

Diámetros de las flechas (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000

FUENTE: Diseño mecánico NORTON

ANEXO 8

Coeficiente de servicio

Tabla 6-5. COEFICIENTES DE SERVICIO QUE SE SUGIEREN

Tipo de servicio por lo	Motores de corriente alterna: Por motor, en todo de redes, síncronos, asíncro- nos con, sincrono auxiliar de arranque Motores de corriente continua: En dirección Motores: Síncronos de combustible interno			Motores de corriente alterna: De gran par de arranque, de par de sobrecalentamiento alzado, de sobrecalentamiento reducido, asíncronos, de motor en serie, de motor collector Motores de corriente continua: De colección simple, en serie Motores: Asíncronos de combustible interno. En de sobrecalentamiento: Embalses		
	1-3	8-10	15-24	1-3	8-10	15-24
Aplicación de líquidos Ventiladores y extractores Bombas centrifugas y sumergidas Ventiladores hasta 10 hp Aparatos transportadores de poca potencia	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cintas transportadoras para arena, grasa, etc. Aspiradores Ventiladores hasta 10 hp Generadores Ejes de transmisión Máquinas para lavanderías Mantenedores sencillos Perforadoras, picadoras, cizallas limpiadoras para superficies Bombas especiales volumétricas Tornos sencillos y giratorios	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Máquinas para lavar textiles Mantenedores de cubeta Inductores Compresores de pistón Aparatos transportadores (de cinta con paletas, con arandelas, de tor- sión) Trasmotores de muelles Molinos para pasta de papel Bombas de pistón Compresores volumétricos Pulverizadores Aspiradores y aspiradoras para trabaja la madera Máquinas textil	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
Trasmotores volumétricos, de muelles, de resorte Molinos (de bolas, de rodillos, de rodillos) Cintas Calandrias para el caucho, asfáltico, papel, etc.	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6

FUENTE: Manual de diseño mecánico, Pág. 272

ANEXOS - Planos

ANEXOS - Circuito eléctrico

ANEXOS -Fotos de la máquina