

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño del Malacate de una Grúa para la Extracción de
Petróleo”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

José Alexander Zambrano García

GUAYAQUIL – ECUADOR

2004

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que colaboraron conmigo en la realización de este trabajo y especialmente a el Ing. Manuel Helguero por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de graduación de la ESPOL).

José Alexander Zambrano García

RESUMEN

La presente tesis está relacionada con la explotación del petróleo en la Península de Santa Elena. La extracción de éste se lo realiza en algunos pozos por medio de bombeo mecánico.

El problema surge porque el sistema de bombeo mecánico existente particularmente en la zona de Ancón se volvió obsoleto con el pasar de los años debido a la terminación del ciclo de vida útil de la maquinaria utilizada. La empresa destinada a la extracción de petróleo decidió que sería más rentable construir la maquinaria en el país que su importación; ésta es una grúa que procede a extraer el petróleo mediante un embolo ubicado en el pozo.

El sistema se basa en que una vez que el petróleo dentro del pozo llega al mismo nivel que el del yacimiento al igualarse las presiones, el embolo que se encuentra debajo del columna de petróleo, empieza a subir y extraerlo mediante un cable que es elevado por el malacate de la grúa.

El objetivo de ésta tesis es diseñar el malacate de la grúa para la extracción de petróleo para que opere en forma continua y eficiente. El malacate es el sistema que eleva la carga mediante un conjunto de elementos mecánicos

impulsados por una fuente de potencia.

Se procederá primero a analizar el sistema de bombeo mecánico identificando las necesidades y requerimientos de éste. Después se realizara un diseño preliminar del malacate en el cual se darán las respectivas consideraciones y especificaciones del diseño y se describirá el funcionamiento y operación de la maquina en el ciclo de extracción.

Dado este paso se procederá al diseño de cada uno de los componentes del malacate. Se comenzara con una selección tentativa del cable en base a los requerimientos del sistema. Existen gran cantidad de tipos de cables por lo que se elaborara una matriz de decisión para escoger el más óptimo.

Posteriormente se realizara el análisis tanto estático como dinámico de las fuerzas que actúan sobre el cable al extraer el petróleo. En base a esto se elaborara una grafica de la variación de la fuerza sobre el cable en todo su ciclo. El cable seleccionado se lo diseñara para que soporte estas fuerzas, todo esto en base a factores de seguridad recomendados.

Se procederá a diseñar al tambor considerando un análisis estático como de fatiga en base a los requerimientos establecidos por el cable. El árbol de transmisión que impulsa al tambor será diseñado considerando cada punto de mayor esfuerzo.

En base a las dimensiones del árbol y las fuerzas que actúan sobre este se procederá a seleccionar sus rodamientos.

Las fuerzas que actúan sobre el tambor y en sí en el malacate son apreciables por lo que se hará un análisis y diseño de las soldaduras y pernos de sujeción en los puntos donde la falla puede ser catastrófica. El árbol y demás elementos deben ir apoyados sobre una estructura, por lo que se diseñara el bastidor que soporte las cargas de servicio de la maquina.

El sistema deberá poseer un sistema de freno para detener la carga cuando se lo requiera, por lo que se realizara el diseño del tambor del freno y con éste se diseñará el sistema de accionamiento. El embrague también será necesario para los casos en que se requiera desconectarse de la fuente de potencia por lo que se diseñara el embrague y su sistema de accionamiento.

Dadas las dimensiones y los requerimientos de fuerza de los componentes del malacate se procederá a dimensionar el motor analizando todos los pares de torsión que actúan sobre la maquina. Se seleccionara la transmisión por cadena de rodillos que suministrara el torque y la velocidad de rotación del tambor para elevar la carga.

El presupuesto de los materiales para la construcción de la maquina será calculado. Por último se llegara a conclusiones y recomendaciones de la maquina diseñada.

Se espera que el funcionamiento y operación del malacate cumpla con los requerimientos del sistema en forma continua y eficiente .

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS.....	IX
CAPITULO 1	
1. GENERALIDADES.....	1
1.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO.....	2
1.2 ESPECIFICACIONES Y REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA.....	5
CAPITULO 2	
2. DISEÑO DE FORMA DE LA MAQUINA.....	7
2.1 CONSIDERACIONES Y ESPECIFICACIONES DE DISEÑO.....	7
2.2 CARACTERISTICAS Y FUNCIONAMIENTO DEL MALACATE.....	9
2.3 BOSQUEJO DEL MALACATE.....	10
CAPITULO 3	
3. DISEÑO DE LA MAQUINA.....	12
3.1 SELECCIÓN DEL CABLE.....	12

3.2 ANALISIS Y DISEÑO DEL TAMBOR.....	40
3.3 CÁLCULO Y DISEÑO DEL ARBOL DE TRANSMISION.....	59
3.3.1 DISEÑO POR FATIGA DEL ARBOL DE TRANSMISION...61	
3.3.2 DISEÑO DE LAS CUÑAS.....	78
3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	82
3.5 DISEÑO DE SOLDADURAS.....	89
3.6 ANALISIS Y DISEÑO DEL BASTIDOR	101
3.7 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECCION..	107
3.8 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	122
3.8.1 ANALISIS DE LOS PARES TORSION DE LA CARGA...122	
3.8.2 SELECCIÓN DE MOTOR Y SUS CARACTERISTICAS..	126
3.9 DISEÑO DE SISTEMA DE FRENO.....	129
3.10 DISEÑO DE SISTEMA DE EMBRAGUE.....	145
3.11 SELECCION DE LA TRASMISION DE CADENA DE RODILLOS.....	154
CAPITULO 4	
4. RESUMEN DE LA MAQUINA.....	160
4.1 COSTO DE LA MAQUINA.....	163
4.2 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	165
BIBLIOGRAFIA	
PLANOS	
APENDICES	

INDICE DE FIGURAS

Figura. 1.1 Método de Bombeo Mecánico a pistón.....	4
Figura 3.1 Constitución del Cable.....	12
Figura 3.2 Construcción del Cable.....	13
Figura 3.3 Torsión en el Cable.....	14
Figura 3.4 Fuerza sobre el cable.....	19
Figura 3.5 Modelo dinámico del cable.....	22
Figura 3.6 Variación de la fuerza en el cable.....	26
Figura 3.7 Diagrama de fuerzas sobre polea.....	28
Figura 3.8 Diagrama de determinación de vida del cable.....	29
Figura 3.9 Vida útil relativa vs D/d.....	33
Fig. 3.10 Casquillo vaciado con pasador.....	40
Figura 3.11 Anclaje del cable al tambor.....	40
Figura 3.12 Tamaño de las ranuras en el Tambor.....	41
Figura 3.13 Dimensiones recomendadas para el tambor	42
Figura 3.14 Diagrama de fuerzas sobre el tambor.....	47
Figura 3.15 Estado de esfuerzos punto A.....	49
Figura 3.16 Diagrama de Momentos en el Tambor.....	55
Figura 3.17 Variación del Momento en el tambor con el tiempo.....	56
Figura 3.18 Geometría del arbol.....	61
Figura 3.19 Cargas sobre la flecha.....	61
Figura. 3.20 Momentos en la flecha.....	67
Figura 3.21 Fuerzas que actúan en la soldadura del tambor al ala.....	91
Figura 3.22 Fuerzas que actúan en la soldadura del ala al tambor del freno.....	95
Figura 3.23 Fuerzas que actúan en la soldadura del ala a la brida.....	98
Figura 3.24 Fuerzas sobre el marco de acero.....	102

Figura 3.25 Fuerza sobre las vigas soportantes del motor.....	106
Figura 3.26 Distribución de momentos en la viga.....	107
Figura 3.28 Fuerza sobre los pernos de las brida con la carcaza de los rodamientos.....	109
Figura 3.28 Distribución de fuerzas en los pernos de la brida.....	111
Figura 3.29 Fuerza sobre los pernos de la carcaza de los rodamientos en union con el marco de acero.....	114
Figura 3.30 Fuerzas en la Unión del marco de acero con las vigas base..	117
Figura 3.31 Distribución de fuerzas pernos union marco con vigas base...	119
Figura 3.32 Disposición freno de Banda.....	129
Fig. 3.33 Perdidas por contracción y expansion.....	137
Fig. 3.34 Perdidas en diferentes componentes del sistema Oleohidraulico.....	138
Fig. 3.35 Resumen de la transmisión por cadena.....	159

INDICE DE TABLAS

Tabla1 Matriz de decisión del cable	17
Tabla 2 Diámetro de poleas recomendado.....	32
Tabla 3 Factor de vida útil según tipo de cable.....	34
Tabla 4 Alargamiento del cable por construcción.....	38
Tabla 5 Presiones máximas sobre tambores.....	45
Tabla 6 Fuerza en cable a lo largo del tambor	46
Tabla 7 Dureza Recomendada para Canaletas Tambores.....	46
Tabla 8 Tamaños normalizados de cuñas.....	79
Tabla 9 Factor de vida rodamientos.....	84
Tabla 10 Factor de carga para rodamientos.....	86
Tabla 11 Tensiones por esfuerzo de corte para varias soldaduras.....	90
Tabla 12 Tamaño mínimo de soldadura.....	91
Tabla 13 Tensiones permisibles para pernos.....	108
Tabla 14 Marchas recomendadas según volumen de extracción.....	129
Tabla 15 Flujos recomendados para tuberías.....	136
Tabla 16 Carga según el servicio para transmisión por cadena.....	156
Tabla 17 Factor de servicio según tipo de carga.....	156

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES

La explotación de petróleo en la península de Santa Elena es una actividad que genera aportes significativos a la economía ecuatoriana, por lo que su extracción en forma continua y eficiente es un objetivo primordial de las empresas petroleras.

La producción de petróleo en ésta zona es baja por lo que las unidades trabajan en cada pozo una vez cada 5 días aproximadamente, en función de un programa establecido.

La extracción del petróleo se lo puede hacer por diferentes métodos, de entre los cuales está el sistema de bombeo mecánico. Existen a su vez diferentes clases de bombeo mecánico tal como el método de bombeo a pistón o émbolo buzo, que es el que se está utilizando en los pozos petrolíferos de la zona de Ancon.

La explotación de petróleo en esta zona por el método mencionado tiene ya varios años por lo que la maquinaria del campo utilizada se ha vuelto obsoleta dado la terminación de su ciclo de vida útil.

Dadas estas circunstancias se optó por adquirir nueva maquinaria para este método de bombeo.

En el Ecuador no existen empresas especializadas en la fabricación de ésta maquinaria por lo que una alternativa era importarla del exterior. La otra era el diseño y construcción de esta maquinaria en el país.

La empresa petrolera determinó más factible la segunda alternativa dados los costos totales, disponibilidad de recursos materiales y dado el recurso humano capaz de diseñar y construir esta maquinaria.

Esta maquinaria es una grúa petrolera la cual realiza la extracción en diferentes pozos según se la requiera.

1.1 Descripción del Sistema de Bombeo Mecánico

El sistema de bombeo mecánico a pistón o embolo buzo es un método que consiste en bajar el pistón por medio de un cable dentro de la tubería de producción. Una vez que se acumula la columna de petróleo requerida sobre el émbolo, se lo levanta mediante el cable en la carrera ascendente.

El embolo consiste de un cilindro de hule o caucho que se expande con el peso del fluido adhiriéndose firmemente contra la tubería de producción, de manera que el fluido no caiga. Unas ranuras en la

varilla donde se encuentra el émbolo permiten que el petróleo ingrese por debajo de este y permite además que se hunda libremente en el fluido, pero cuando sube, la presión del líquido arriba de él hace que el émbolo se expanda lateralmente sobre las paredes de la tubería de producción, manteniéndolo firmemente apretado.

En el pozo a extraer existe una columna de petróleo que se formó en el tiempo que el pozo estuvo sin explotar, esto debido a la presión que ejerce el peso de la columna de petróleo en el yacimiento.

Al bajar el émbolo este choca con la columna y se sumerge gracias a las ranuras que se encuentran en la varilla que aloja al émbolo. Una vez que a llegado al fondo del pozo comienza el pistoneo del émbolo, esto es, se lo sube y baja una corta distancia con el propósito de succionar el petróleo que se encuentra en el yacimiento. En el momento en que se ha conseguido acumular una columna de petróleo que esté en el límite de peso que puede sostener el émbolo sin permitir fugas de fluido se lo empieza a subir a la superficie. Ya en la parte superior se encuentra una tubería de desviación que conecta la tubería de producción con un tanquero que recolecta todo el petróleo extraído de los pozos.

Este ciclo se repite en el pozo hasta lograr extraer todo el petróleo

del yacimiento que se acumulo durante el tiempo que estuvo descansando.

En la figura 1.1 se ilustra el proceso de extracción de petróleo por éste método

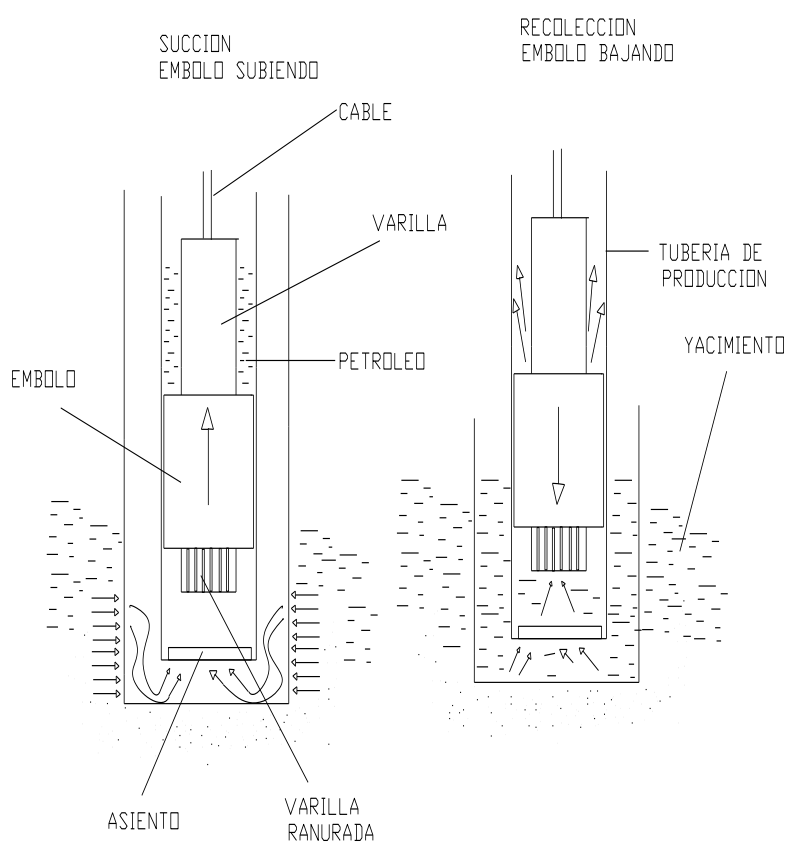


Figura 1.1 Método de Bombeo Mecánico a pistón

1.2 Especificaciones y Requerimientos del Sistema

- 1) El fluido a elevar es petróleo de 35 a 37 °API . La densidad es de 850 Kg/m^3 y su viscosidad absoluta es $5 \times 10^{-3} \text{ Ns/ m}^2$ a 35° API
- 2) El máximo volumen extraído es de 8 barriles en cada ciclo. El mínimo tiempo del ciclo es de 9 min.
- 3) La máxima profundidad de un pozo en esta zona es de 1676 m
- 4) La máxima velocidad que debe tener el cable al elevar la máxima carga es de 3.81 m/s
- 5) El diámetro de la tubería de producción: 63.5 mm
- 6) El peso del émbolo buzo y sus accesorios es 3Kg →29.4 N
- 7) La temperatura en la tubería de producción es de aproximadamente 50 °C
- 8) El sistema debe trabajar de manera continua durante aproximadamente 15 horas al día 320 días al año.
- 9) El sistema de bombeo debe poder trasladarse de un pozo hacia otro.
- 10) La velocidad del cable debe poderse variar dados los requerimientos del pozo y debe controlarse al bajar el cable.

11) El sistema debe diseñarse para operar cuando hayan intervalos de parada con o sin carga.

12) Las condiciones de carga son variables. El volumen y la velocidad de extracción varían de pozo a pozo.

13) Las condiciones de servicio son corrosivas.

CAPITULO 2

2. DISEÑO DE FORMA DE LA MAQUINA

Se realizará un diseño tentativo de la maquina de acuerdo a las especificaciones del sistema. Se decidirá los sistemas y componentes que tendrá el malacate así como la disposición de estos.

2.1 Consideraciones y Especificaciones de Diseño

El sistema necesitara de un motor de combustión interna ya que además de que los requerimientos de carga son apreciables , el sistema trabajara en distintos lugares donde se encuentren los pozos. Este motor requerirá estar acoplado a una caja de cambios de velocidad para proporcionar la velocidad adecuada al sistema dada la producción del pozo.

La transmisión de potencia deberá realizarse por medio de cadena y piñón, ya que el sistema trabajara a velocidades relativamente bajas , y la distancia entre el eje del tambor y el del motor es apreciable.

La transmisión por cadena proporcionará la velocidad deseada y elevará apropiadamente el par de torsión.

Acoplada a la rueda catalina impulsada se encontrara el eje del tambor que girará sobre cojinetes. Estos cojinetes se encontrarán apoyados sobre marcos de acero montado en vigas de acero que formaran parte de la estructura total que soporta a la maquina.

Acoplada a esta flecha se encontrara el tambor , alrededor del cual se enrollará el cable el cual elevara la carga para la extracción de petróleo. El cable deberá diseñarse para soportar las máximas cargas de trabajo y para un ciclo de vida efectivo. La velocidad del cable será de 3.81m/s y la máxima carga será cuando eleve 8 barriles de petróleo de un pozo de 5500 pies de profundidad.

El sistema constará de un freno para controlar la rotación del tambor en los casos en que se requiera soportar la carga o al controlar la velocidad del cable al bajar hacia el fondo del pozo.

El sistema constará de un embrague que servirá cuando se requiera desconectar la transmisión de potencia hacia el tambor, esto es en los casos en que se requiera reducir la velocidad del cable o pararlo totalmente.

Finalmente el sistema mecánico en sí debe tener proporciones adecuadas y gran resistencia, debe ser diseñado y construido con precisión para operar con mínimas pérdidas de fricción y máximo rendimiento.

2.2 Características y Funcionamiento del Malacate

Una vez ubicada la grúa en el pozo que se requiera extraer el petróleo, y el cable colocado en su posición dentro de la tubería de producción comienza la operación del malacate.

El motor se lo enciende estando en posición neutra la caja de cambios y el embrague del malacate desconectado. Luego se selecciona la velocidad en la caja de cambios según los requerimientos del pozo.

Al inicio, con la parte terminal del cable colocado en la superficie del pozo el tambor se encuentra frenado. Se quita el freno y el cable comienza a bajar por efecto de su propio peso. El cable se tiende a acelerar a medida que baja por lo que es necesario aplicar el freno del tambor con cierta frecuencia para controlar la velocidad del cable y lograr que se llegue a detener al llegar al fondo. Así el embolo se asienta en el fondo sin sufrir daños por impacto.

Luego comienza el pistoneo para acumular una columna de petróleo

por encima del embolo. Esto es , se conecta el embrague y se lo hace subir unos cuantos metros al cable, después se lo desconecta y baja el cable aplicando el freno unas cuantas veces. Este ciclo se repite unas cuatro veces aproximadamente.

Una vez que la columna de petróleo en la tubería de producción se considera suficiente para el buen desempeño del embolo, se eleva la carga. Esto es, mediante el embrague se transmite la potencia de la flecha del motor a la del tambor haciéndolo girar y enrollando el cable sobre este para elevar la carga. La velocidad con que sube el cable depende de la marcha que se le dio al inicio en la caja de cambios

Al recorrer los últimos metros antes de llegar a la derivación hacia el tanquero , se desconecta el embrague y va frenando el tambor.

Luego se baja otra vez el cable y el ciclo se repite en una operación normal de extracción.

Existirán ocasiones en que el sistema se requiera detener estando el soportando la carga de elevación, para lo cual se deberá embragar y mantener accionado el freno.

2.3 Bosquejo de la Máquina

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA MAQUINA

3.1 Selección del Cable

Un cable de acero esta constituido por torones de alambre de acero torcidos juntos alrededor de un núcleo o alma de fibra, plástico o acero. Un conjunto de alambres torcidos juntos forman cada toron. La figura 3.1 ilustra esta descripción.



Figura 3.1 Constitución del Cable

Los cables de acero se seleccionan en base a diferentes disposiciones de sus partes constituyentes:

Construcción: Los cables metálicos se designan por el número de torones, este es el primer número. El segundo son el número de alambres en cada toron. Mientras más alambres tenga un toron menor es el diámetro de éstos.

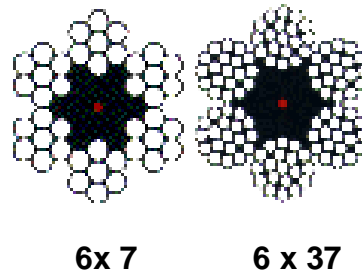


Figura 3.2 Construcción del Cable

La flexibilidad de un cable de acero está en proporción inversa al diámetro de los alambres externos del mismo, en cuanto que la resistencia a la abrasión es directamente proporcional al diámetro.

Un cable flexible tenderá a doblarse con mayor facilidad. Esta característica del cable es usada en servicios de elevación donde se requiere que el cable pase por diferentes poleas. Un cable flexible tiene un ciclo de vida más largo que uno rígido.

Si el cable va a estar en contacto continuo y en movimiento relativo con alguna superficie se recomienda un cable resistente a la abrasión.

Tipo de alma: El alma de fibra textil tiene mayor flexibilidad y menor

resistencia a la tracción. El alma de acero es de menor flexibilidad y mayor resistencia a la tracción.

El de alma de acero tiene un mayor modulo de elasticidad que los de alma de fibra con lo que se reduce el alargamiento del cable cuando está soportando carga.

El aplastamiento ocurre cuando un cable es aplastado por fuerzas exteriores, generalmente por el peso de otras capas de cable al enrollarse sobre un tambor. Un cable con alma de fibra es más resistente al aplastamiento que uno con alma de acero, ya que ésta da mayor soporte a los torones e impide su deformación.

Torsión: Si los alambres en los torones están torcidos en dirección contraria a la dirección del torcido de los torones el cable es torzal regular, si los alambres en los torones están torcidos en la misma dirección que estos, el cable es torzal Lang. La figura 3.3 ilustra esta disposición.

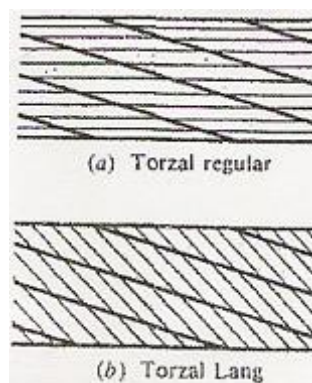


Figura 3.3 Torsión en el Cable

Los alambres en los torones pueden torcerse a la derecha o a la izquierda. Un cable Lang es un poco más flexible que un cable Regular, por lo tanto resiste más a la fatiga. También es más resistente al desgaste por abrasión. Los cables de torcido Regular son más resistentes al aplastamiento que los de torcido LANG.

Tipo de acero del alambre: Se utilizan tres tipos de alambre: el de acero arado, el de acero arado mejorado y el de acero arado extramejorado. El acero tipo arado tiene una resistencia aproximada a la tracción de 140-160 kg/mm², es usado en la fabricación de cables donde el uso para el cual se destina, es más importante la flexibilidad de que la resistencia a la tracción.

El acero tipo arado mejorado tiene una resistencia a la tracción de 180-200kg/mm², son indicados para la fabricación de cables donde se requieran las características de tracción, abrasión y torsión, simultáneamente.

El acero tipo arado extra mejorado tiene una resistencia a la Tracción aproximada de 200-230 kg/mm². Son los alambres más resistentes empleados en la fabricación de cables de acero, sin perjuicio de las características de tracción y flexión.

Criterios para la selección del cable

- El cable deberá tener una resistencia a la tracción que sobrepase a la carga máxima que soportara el cable. Existen factores de seguridad recomendados por los fabricantes para diferentes aplicaciones.

- El cable debe tener un ciclo de vida aceptable. De esto depende la flexibilidad del cable, la resistencia a la abrasión, diámetro de poleas y tambores, instalación y disposición adecuada del cable, lubricación adecuada, material de las poleas, etc.

- El precio de los tipos y construcciones de cable. En general se tiene que el precio de un cable aumenta con el número de alambres por toron y el precio de un cable de alma de fibra es más barato que uno de acero.

- El cable seleccionado deberá estar disponible en el mercado.

- El cable debe resistir las condiciones de servicio a las que será expuesta

Selección Del Cable

Para la primera aproximación en la elección del cable se dispondrá de la siguiente matriz de decisión:

PROPIEDADES	CONSTRUCCION			AL.	AL.	TORC.	TORC.	ACERO	AC. AR.	AC ARADO
	6 x 7	6 x 19	6 X 37	AC.	FIB.	REGUL.	LANG	ARADO	MEJOR.	EXT. MEJOR
FLEXIBILIDAD	x	xx	xxx	xx	xxx	xx	xxx	xxx	xx	xx
REST. A LA ABRASION	xxx	xx	x	----	----	xx	xxx	x	xx	xxx
REST. A LA TRACCION	xx	xxx	xxx	xxx	xx	xxx	xx	x	xx	xxx
REST. AL APLAST.	----	----	----	xxx	x	xxx	xx	x	xx	xxx
PRECIO POR METRO	x	xx	xxx	xxx	xx	----	----	x	xx	xxx
PESO POR KG	xx	xxx	xxx	xxx	xx	----	----	----	----	----
DISPONIBILIDAD	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	x	x	x	xxx

* x MInimo valor. xxx Máximo valor

TABLA 1 Matriz de decisión del cable

La mejor resistencia a la corrosión la dan los cables galvanizados, pero estos no son recomendables cuando el cable se dobla varias veces sobre una polea o tambor.

Los efectos de la corrosión son inhibidos por un adecuado lubricante, para cables de izar en lugares húmedos, se utiliza una mezcla pegajosa de petróleo crudo y grafito.

El cable de la grúa estará sometido a repetidos dobleces por lo que se requerirá bastante flexibilidad. Las cargas de trabajo son elevadas dados los requerimientos por lo que se necesita gran resistencia a la tracción. Las cargas al aplastamiento son considerables dado que al enrollarse el cable en el tambor el cable soporta el peso de las capas superiores.

El acero de tipo arado extra mejorado posee una buena resistencia a

la abrasión ya que sus alambres tienen una elevada dureza. Además solo el acero tipo extra mejorado para almas de acero y el torzal regular son los que están disponibles en el mercado.

Una adecuada combinación de las propiedades las da un cable 6 x 19 alma de acero torcido regular acero arado extra mejorado. Esto es, es flexible y posee una alta resistencia a la tracción, tiene una buena resistencia al aplastamiento, su precio es intermedio entre los valores con estas características y esta disponible en el mercado. Además este tipo de cable es de uso frecuente en la elevación de cargas.

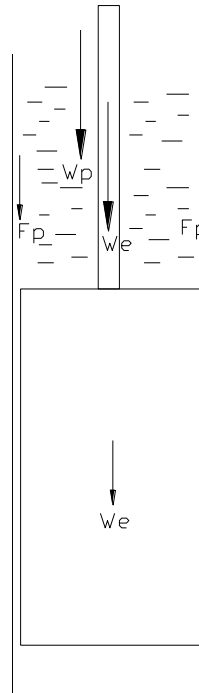
Por lo que un cable 6 x 19 alma de acero torcido regular derecho acero arado extra mejorado será la primera elección.

Las características de este cable se encuentran en el apéndice A. Esta selección puede variar al realizarse el análisis respectivo de las cargas.

Análisis de fuerzas sobre el cable:

Las fuerzas que actúan sobre el cable son: 1) el peso del petróleo a extraer; 2) el peso del embolo; 3) el peso del cable ; 4) la fuerza de fricción que se produce entre el petróleo y la tubería de producción ; 5) la carga de arranque. El diagrama de fuerzas se muestra en

figura 3.4:

**Figura 3.4 Fuerza sobre el cable**

1) El peso del petróleo a extraer será

$$V = 8 \text{barriles} \frac{42 \text{gal}}{1 \text{barril}} \times \frac{3.79 \text{lit}}{1 \text{gal}} \times \frac{0.001 \text{m}^3}{1 \text{lit}} = 1.273 \text{m}^3$$

$$m = \rho V = 850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1.273 \text{m}^3 = 1082.05 \text{Kg}$$

$$W_p = 1082.05 \times 9.8 = 10604 \text{N}$$

2) El peso del embolo y sus accesorios es de $W_e = 29.4 \text{ N}$

3) El peso del cable 6 x19 alma de acero con un diámetro 9/16" como primera iteración es de 0.88 Kg/m según la tabla dada por el fabricante . La longitud del cable cuyo peso actúa sobre si misma será la que sale de la polea de la pluma hasta llegar al pozo que es aproximadamente 15 m y la que abarca la profundidad del pozo, esto es 1676.4m.

Por lo tanto:

$$W_c = 0.88 \frac{Kg}{m} \times (1676.4m + 15m) \times 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$W_c = 145866N$$

4) La fuerza de fricción que existe entre el petróleo y la tubería de producción será calculada así:

Se sabe que la fuerza de corte esta dada por la relación:

$$F_p = A_{corte} \times \tau_{cortante}$$

El área de corte es la superficie del petróleo que entra en contacto con la pared de la tubería. El diámetro de la tubería de producción es de 2½" , o sea 0.0635m. La sección transversal tiene un área

$$\text{dada por: } A = \frac{\pi(0.0635)^2}{4} = 0.003167m^2$$

Entonces la longitud de la tubería que siempre está en contacto con el petróleo:

$$L = \frac{V_{petroleo}}{A} = \frac{1.273m^3}{0.003167} = 402m$$

$$A_{corte} = \pi \times D_{tub} \times L = \pi \times 0.0635m \times 402m = 80.19m^2$$

Se calculará ahora el numero de Reynolds para establecer si el flujo es laminar o turbulento. Se calcula con la velocidad de elevación de la carga dada.

$$Re = \frac{\rho \times D \times v}{\mu} = \frac{850 \times 0.0635 \times 3.81}{0.005} = 4112895 > 2000 \rightarrow \text{Turbulento}$$

donde μ es la viscosidad absoluta del fluido.

El esfuerzo cortante para flujo laminar o turbulento:

$$\tau_{corte} = \left(\frac{r}{2} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)$$

Para tuberías lisas y $Re \leq 10^5$

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{41129^{0.25}} = 0.022$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \rho \times f \times \frac{v^2}{2D} = 850 \times 0.022 \times \frac{3.81^2}{2 \times 0.0635} = 2124.83$$

$$\tau_{corte} = \left(\frac{0.0635}{2} \right) \left(\frac{1}{2} \right) \left(2124.83 \right) = 33.73 \frac{N}{m^2}$$

$$F_p = A_{corte} \times \tau_{cortante} = 80.19 \times 33.73$$

$$F_p = 2704.8N$$

6) La carga al arranque se basa en el hecho que ésta puede ser significativamente más elevada que la carga de elevación en

régimen nominal debido a la carga de golpe cuando desaparece el juego en el cable y se levanta la carga.

Dada la longitud del cable, éste se lo puede modelar como un sistema de masa distribuida con una masa concentrada en la parte inferior del cable representando el peso del fluido.

El sistema modelado se ilustra a continuación:

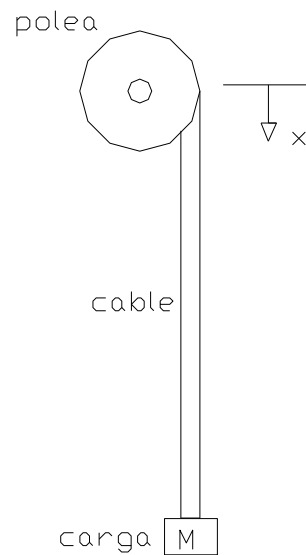


Figura 3.5 Modelo dinámico del cable

El movimiento longitudinal del cable puede ser descrito por una ecuación de la forma $x = f(s, t)$, donde s es un parámetro que representa los puntos de masa del cable y t es el tiempo.

El movimiento a lo largo del eje x ocurre bajo la influencia de una distribución de la tensión a lo largo del cable. La función que describe el movimiento satisface la condición:

$$\partial^2 x / \partial t^2 = c^2 (\partial^2 x / \partial s^2)$$

Donde c es la velocidad de la onda longitudinal. $c^2 = E/\rho$. E es el modulo de elasticidad del cable y ρ es su densidad .

Las condiciones a las que esta sometida el cable son: una masa en el extremo inferior del cable de longitud l con esfuerzo inicial cero, esto último debido a que el embolo descansa en el fondo del pozo al inicio. El otro punto repentinamente se mueve longitudinalmente con una velocidad constante v_o . Asumiendo que el esfuerzo desarrollado en el cable es aproximadamente constante a lo largo de su longitud (pero variable con el tiempo), la coordenada x de la masa m en el tiempo t será:

$$x = v_o (t - (l/\omega) \text{sen}\omega t) \quad *(1)$$

y el esfuerzo esta dado por:

$$\sigma / E = v_o / c \sqrt{m/m_c} \text{sen}\omega t \quad *(1)$$

$$\omega^2 = EA/lm$$

donde m_c es la masa del cable y A es la sección transversal del cable.

*(1) Mechanical Design and Systems Handbook pag. 31-9

$$\text{area} \rightarrow D \rightarrow 9/16'' \rightarrow 0.0142\text{m} \quad A = \frac{\pi(0.0142)^2}{4} = 1.60 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Para un cable 6 x 19 con alma de acero se tiene que el modulo de elasticidad es de 6000 Kg/mm² → 58.8GPa. Su densidad es 0.88/0.00016 = 5500Kg/m³

La velocidad del cable es de 3.81m/s. La masa del cable es de 1488.42Kg. La masa de la carga es 1085 Kg.

La máxima fuerza en el cable al arranque será:

$$F_a = AE(v_o / \sqrt{E/\rho}) \sqrt{m/m_c}$$

$$F_a = 1.60 \times 10^{-4} \sqrt{(58.8 \times 10^9)} \sqrt{5500} \times 3.81 \times \sqrt{\frac{1085}{1488.22}}$$

$$F_a = 9360.4\text{N}$$

La fuerza maxima sobre el cable será la suma de estas cinco fuerzas:

$$W_{\max} = W_p + W_e + W_c + F_p + F_a = 10604 + 29.4 + 14586.6 + 2704.8 + 9360.4 = 37284 \text{ N}$$

$$W_{\max} = 37284 \text{ N}$$

El sistema se estabiliza hasta llegar a su carga nominal al inicio de carrera de ascenso de la carga , esta es

$$W_{\text{nom}} = 27923.4 \text{ N}$$

Esta carga total es variable ya que al elevar el petróleo, el cable se va enrollando en el tambor y el peso del cable disminuye. Además el petróleo se descarga a la tubería de derivación por lo que a una profundidad antes de llegar a la superficie el peso del fluido comienza a disminuir.

Estas relaciones se pueden modelar así:

Peso del cable: El cable se elevará con una velocidad de 3.81 m/s.

El peso del cable es 0.88 Kg/m. Entonces la tasa de disminución del peso del cable es:

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} = 0.88 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 3.81 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3.352 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$W_T = W_{\text{nom}} - \frac{\Delta m}{\Delta t} = 27923.4 - 3.352 \times 9.8 \times (t-1\text{s})$$

$$W_T = 27923.84 - (32.849t - 32.849)$$

El tiempo de elevación promedio aproximadamente si no existe ningún paro al elevar la carga es:

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1676.4}{3.81} = 440\text{s} \rightarrow 7.3 \text{ min}$$

El petróleo comienza a desviarse a una longitud de:

$$1676.4 - L = 1676.4 - 402 = 1274.4$$

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1274.4}{3.81} = 334.4s$$

$$\text{Por lo que } W_T = 27923.84 - (32.849t - 32.849) \quad 1 \leq t \leq 334.4s$$

El peso del petróleo, cuando comienza a salir por la tubería de derivación hacia los tanques de almacenamiento se lo estima así:

$$\dot{m} = \rho \times v \times A = 850 \times 3.81 \times 0.003167 = 10.256 kg/s$$

$$\dot{m} = 10.256(9.8)(t - 334.4) = 100.50t - 33610.14$$

Dado todo este análisis se puede graficar la variación de la fuerza en el cable durante la extracción del petróleo.

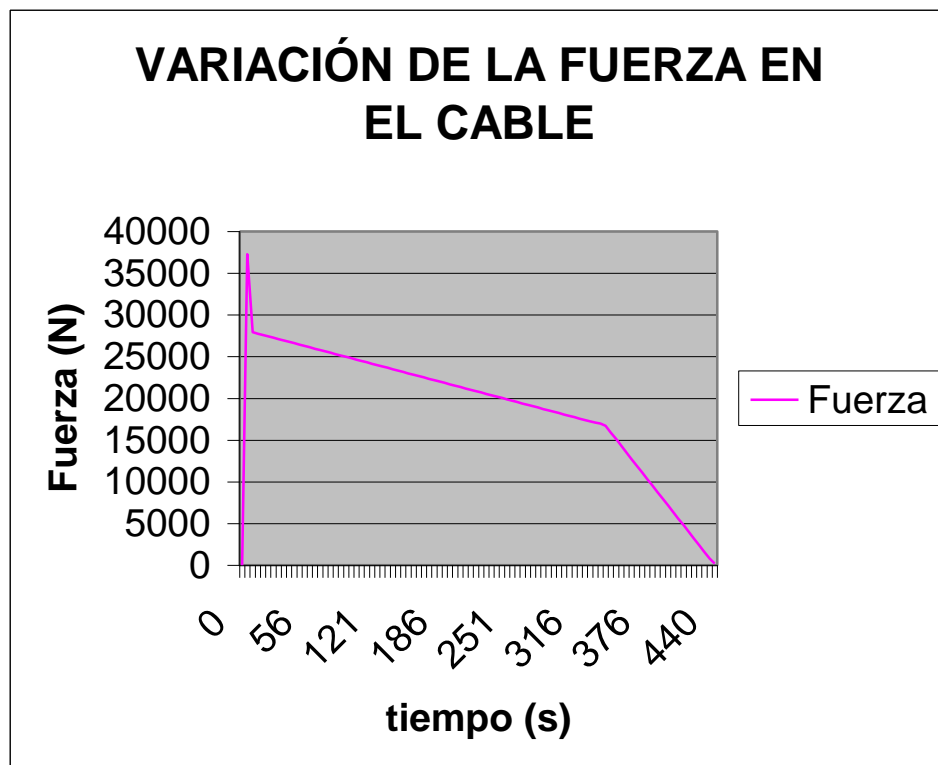


Figura 3.6 Variación de la fuerza en el cable

La fuerza varía con el tiempo con lo cual para análisis posteriores de fatiga se recomienda tomar la fuerza media que actúa durante la elevación de la carga

$$F_m = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{T}$$

$$A_1 = \left[\left(\frac{(37284 - 27923.6)(1.7)}{2} \right) + (27923.6 \times 1.7) \right] = 32603.2$$

$$A_2 = \left[\left(\frac{(27923.6 - 16985) \times 334}{2} \right) + (16985 \times 334) \right] = 7499636.2$$

$$A_3 = \left[\left(\frac{(16985)(106)}{2} \right) \right] = 900205$$

$$F_m = \frac{32603.2 + 7499636.2 + 900205}{440} = 19164 \text{ N}$$

Análisis del cable:

El cable seleccionado es un cable 6 x 19 alma de acero torcido Regular acero arado extra mejorado. Se probará con un diámetro de 9/16". Y se procederá a evaluar los factores de seguridad.

Análisis por fatiga: Un cable metálico que se utiliza sobre poleas finalmente fallará por desgaste y fatiga. Cuando un cable cargado se flexiona o se dobla sobre una polea, tal elemento se estira como un resorte, roza contra la garganta de ella y origina así el desgaste del propio cable y su polea. La magnitud de este

efecto depende de la presión del cable sobre la ranura de la roldana. Esta presión se denomina presión de apoyo y una estimación de su magnitud es:

$$P_{polea} = \frac{2F}{d_r d_s}$$

donde F es la tensión en el cable, d_r es el diámetro del cable y d_s es el diámetro primitivo de la polea.

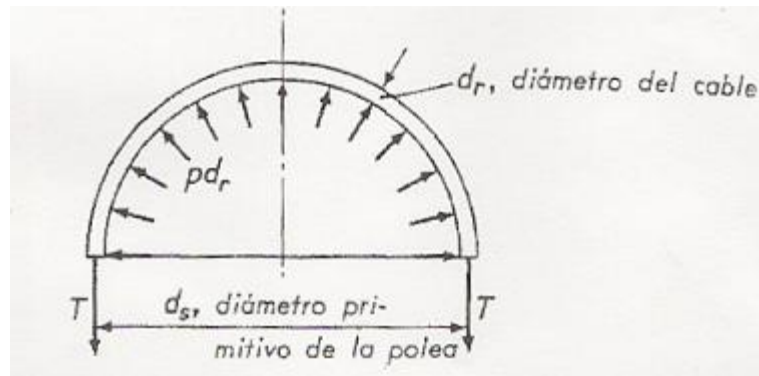


Figura 3.7 Diagrama de fuerzas sobre polea

En la práctica existe un diagrama p/S_u para determinar la vida de un cable; p es la presión de apoyo y S_u es la resistencia última a la tensión del alambre. La abscisa es el número de flexiones que ocurre durante el tiempo total de servicio del cable.

La figura 3.8 presenta este diagrama:

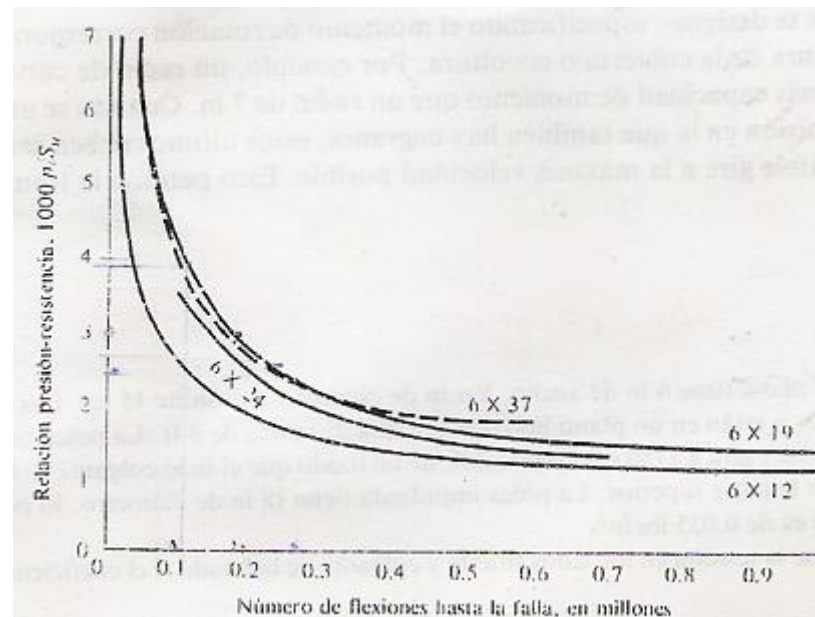


Figura 3.8 Diagrama de determinación de vida del cable

La tensión permisible a la fatiga cuando el alambre se flexiona cierto número de veces es :

$$F_f = \frac{(p/S_u)S_u d_r d_s}{2}$$

El factor de seguridad para el caso de la fatiga será:

$$N = \frac{F_f}{F_t}$$

$$N = \frac{(p/S_u)S_u dD}{2F_t}$$

Donde F_t es la tensión donde el cable esta flexionado.

El cable se flexiona a través del tambor, de la polea loca y de la polea que está en la pluma de la grúa. Se cuenta como una flexión

régimen nominal debido a la carga de golpe cuando desaparece el juego en el cable y se levanta la carga.

Dada la longitud del cable, éste se lo puede modelar como un sistema de masa distribuida con una masa concentrada en la parte inferior del cable representando el peso del fluido.

El sistema modelado se ilustra a continuación:

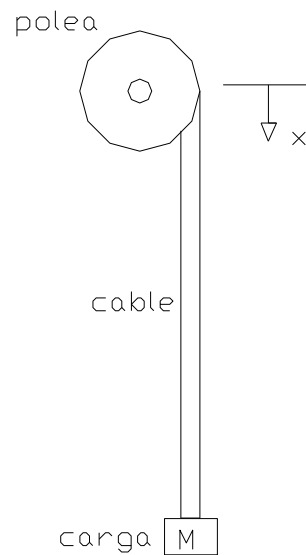


Figura 3.5 Modelo dinámico del cable

El movimiento longitudinal del cable puede ser descrito por una ecuación de la forma $x = f(s, t)$, donde s es un parámetro que representa los puntos de masa del cable y t es el tiempo.

El movimiento a lo largo del eje x ocurre bajo la influencia de una distribución de la tensión a lo largo del cable. La función que describe el movimiento satisface la condición:

$$\partial^2 x / \partial t^2 = c^2 (\partial^2 x / \partial s^2)$$

Donde c es la velocidad de la onda longitudinal. $c^2 = E/\rho$. E es el modulo de elasticidad del cable y ρ es su densidad .

Las condiciones a las que esta sometida el cable son: una masa en el extremo inferior del cable de longitud l con esfuerzo inicial cero, esto último debido a que el embolo descansa en el fondo del pozo al inicio. El otro punto repentinamente se mueve longitudinalmente con una velocidad constante v_0 . Asumiendo que el esfuerzo desarrollado en el cable es aproximadamente constante a lo largo de su longitud (pero variable con el tiempo), la coordenada x de la masa m en el tiempo t será:

$$x = v_0 (t - (l/\omega) \text{sen} \omega t) \quad *(1)$$

y el esfuerzo esta dado por:

$$\sigma / E = v_0 / c \sqrt{m/m_c} \text{sen} \omega t \quad *(1)$$

$$\omega^2 = EA/lm$$

donde m_c es la masa del cable y A es la sección transversal del cable.

*(1) Mechanical Design and Systems Handbook pag. 31-9

$$\text{area} \rightarrow D \rightarrow 9/16'' \rightarrow 0.0142\text{m} \quad A = \frac{\pi(0.0142)^2}{4} = 1.60 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Para un cable 6 x 19 con alma de acero se tiene que el modulo de elasticidad es de 6000 Kg/mm² → 58.8GPa. Su densidad es 0.88/0.00016= 5500Kg/m³

La velocidad del cable es de 3.81m/s. La masa del cable es de 1488.42Kg. La masa de la carga es 1085 Kg.

La máxima fuerza en el cable al arranque será:

$$F_a = AE(v_o / \sqrt{E/\rho})\sqrt{m/m_c}$$

$$F_a = 1.60 \times 10^{-4} \sqrt{(58.8 \times 10^9)} \sqrt{5500} \times 3.81 \times \sqrt{\frac{1085}{1488.22}}$$

$$F_a = 9360.4\text{N}$$

La fuerza maxima sobre el cable será la suma de estas cinco fuerzas:

$$W_{\max} = W_p + W_e + W_c + F_p + F_a = 10604 + 29.4 + 14586.6 + 2704.8 + 9360.4 = 37284 \text{ N}$$

$$W_{\max} = 37284 \text{ N}$$

El sistema se estabiliza hasta llegar a su carga nominal al inicio de carrera de ascenso de la carga , esta es

$$W_{\text{nom}} = 27923.4 \text{ N}$$

Esta carga total es variable ya que al elevar el petróleo, el cable se va enrollando en el tambor y el peso del cable disminuye. Además el petróleo se descarga a la tubería de derivación por lo que a una profundidad antes de llegar a la superficie el peso del fluido comienza a disminuir.

Estas relaciones se pueden modelar así:

Peso del cable: El cable se elevará con una velocidad de 3.81 m/s.

El peso del cable es 0.88 Kg/m. Entonces la tasa de disminución del peso del cable es:

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} = 0.88 \frac{Kg}{m} \times 3.81 \frac{m}{s} = 3.352 \frac{Kg}{s}$$

$$W_T = W_{nom} - \frac{\Delta m}{\Delta t} = 27923.4 - 3.352 \times 9.8 \times (t-1s)$$

$$W_T = 27923.84 - (32.849t - 32.849)$$

El tiempo de elevación promedio aproximadamente si no existe ningún paro al elevar la carga es:

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1676.4}{3.81} = 440s \rightarrow 7.3 \text{ min}$$

El petróleo comienza a desviarse a una longitud de:

$$1676.4 - L = 1676.4 - 402 = 1274.4$$

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1274.4}{3.81} = 334.4s$$

$$\text{Por lo que } W_T = 27923.84 - (32.849t - 32.849) \quad 1 \leq t \leq 334.4s$$

El peso del petróleo, cuando comienza a salir por la tubería de derivación hacia los tanques de almacenamiento se lo estima así:

$$\dot{m} = \rho \times v \times A = 850 \times 3.81 \times 0.003167 = 10.256 kg/s$$

$$\dot{m} = 10.256(9.8)(t - 334.4) = 100.50t - 33610.14$$

Dado todo este análisis se puede graficar la variación de la fuerza en el cable durante la extracción del petróleo.

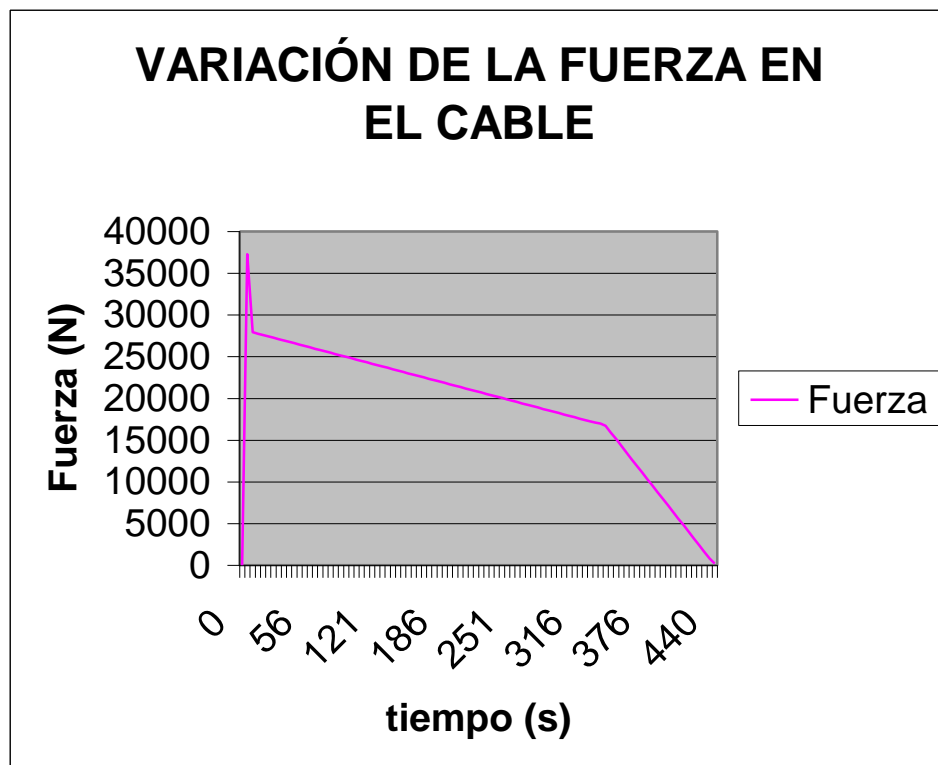


Figura 3.6 Variación de la fuerza en el cable

La fuerza varía con el tiempo con lo cual para análisis posteriores de fatiga se recomienda tomar la fuerza media que actúa durante la elevación de la carga

$$F_m = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{T}$$

$$A_1 = \left[\left(\frac{(37284 - 27923.6)(1.7)}{2} \right) + (27923.6 \times 1.7) \right] = 32603.2$$

$$A_2 = \left[\left(\frac{(27923.6 - 16985) \times 334}{2} \right) + (16985 \times 334) \right] = 7499636.2$$

$$A_3 = \left[\left(\frac{(16985)(106)}{2} \right) \right] = 900205$$

$$F_m = \frac{32603.2 + 7499636.2 + 900205}{440} = 19164N$$

Análisis del cable:

El cable seleccionado es un cable 6 x 19 alma de acero torcido Regular acero arado extra mejorado. Se probará con un diámetro de 9/16". Y se procederá a evaluar los factores de seguridad.

Análisis por fatiga: Un cable metálico que se utiliza sobre poleas finalmente fallará por desgaste y fatiga. Cuando un cable cargado se flexiona o se dobla sobre una polea, tal elemento se estira como un resorte, roza contra la garganta de ella y origina así el desgaste del propio cable y su polea. La magnitud de este

efecto depende de la presión del cable sobre la ranura de la roldana. Esta presión se denomina presión de apoyo y una estimación de su magnitud es:

$$P_{polea} = \frac{2F}{d_r d_s}$$

donde F es la tensión en el cable, d_r es el diámetro del cable y d_s es el diámetro primitivo de la polea.

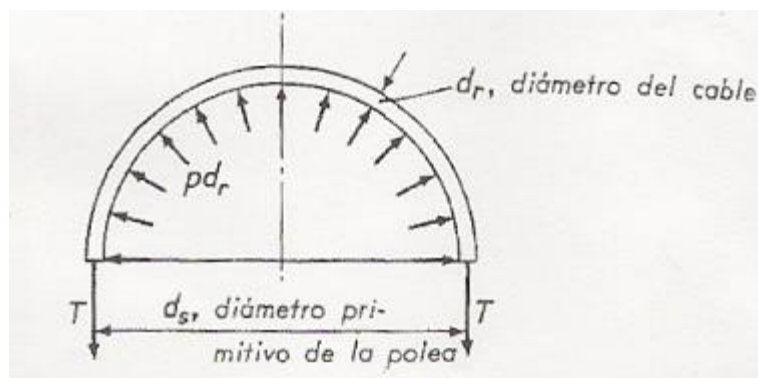


Figura 3.7 Diagrama de fuerzas sobre polea

En la práctica existe un diagrama p/S_u para determinar la vida de un cable; p es la presión de apoyo y S_u es la resistencia última a la tensión del alambre. La abscisa es el número de flexiones que ocurre durante el tiempo total de servicio del cable.

La figura 3.8 presenta este diagrama:

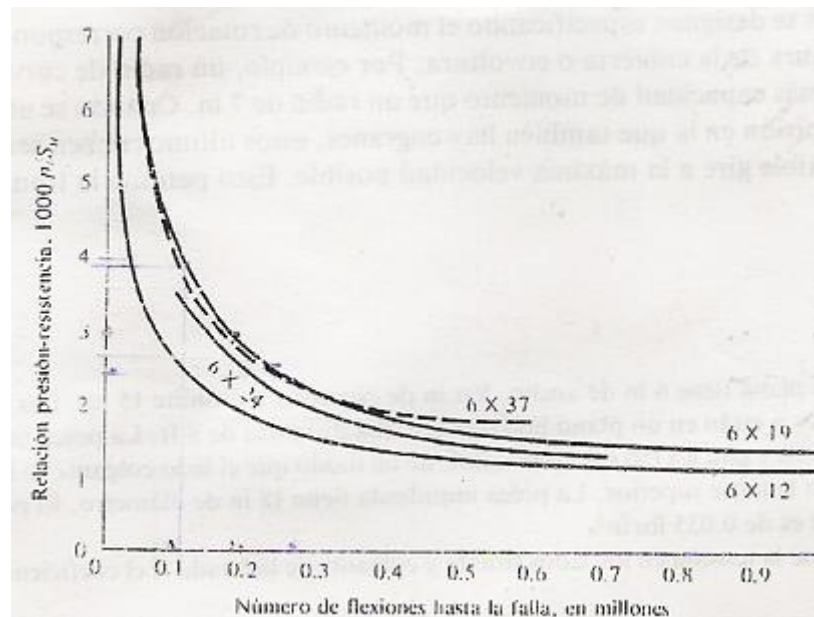


Figura 3.8 Diagrama de determinación de vida del cable

La tensión permisible a la fatiga cuando el alambre se flexiona cierto número de veces es :

$$F_f = \frac{(p/S_u)S_u d_r d_s}{2}$$

El factor de seguridad para el caso de la fatiga será:

$$N = \frac{F_f}{F_t}$$

$$N = \frac{(p/S_u)S_u dD}{2F_t}$$

Donde F_t es la tensión donde el cable esta flexionado.

El cable se flexiona a través del tambor, de la polea loca y de la polea que está en la pluma de la grúa. Se cuenta como una flexión

el efecto de doblar y desdoblar el cable al pasar por una polea o tambor. El número total de flexiones en un ciclo de subida y bajada son 5. En un tiempo de 45min se realizan 3 ciclos.

La grúa trabaja aproximadamente 15 horas al día durante 320 días según datos recopilados en el campo.

La duración de un cable esperada dadas las condiciones de trabajo es de unos dos años mínimo.

El número de total de flexiones durante el tiempo esperado de vida del cable será: $N = 5 \times 3 = 15$ en 45 min. $\rightarrow 0.75h$; En el día $\rightarrow 15h$ serán 300 flexiones ; En el año $\rightarrow 320$ días serán 96000 flexiones; En 2 años serán 192000 flexiones. Con este valor se ingresa a la gráfica p/S_u vs N y se obtiene que la relación p/S_u es 0.003.

La resistencia última de tensión del alambre de acero arado extra mejorado según los datos del fabricante es de aproximadamente 18900Kg/cm^2 . El valor de la fuerza donde el cable está flexionado es el valor promedio entre la fuerza del cable al elevar la carga y al bajar sin carga pero soportando el peso del cable en el tramo del cable donde se requiere la mayor fuerza.

Esto es:

$$F_t = \frac{W_T + W_C}{2} = \frac{27923.67 + 14586.64}{2} = 21255.13N$$

Entonces con un factor de seguridad de 1.5 para diseño por fatiga recomendado en el libro de Diseño de Maquinas de Faies se tiene que para que el cable dure 2 años con las condiciones dadas, el diámetro de la polea o tambor debe de ser:

$$D = \frac{2NF_t}{(p/S_u)S_u d} = \frac{2 \times 1.5 \times 21255.13 / 9.8}{0.003 \times 18900 \times 1.428} = 80.3cm$$

El valor del diámetro de las poleas es alto y esto requiere que la maquinaria sea de mayor tamaño incurriendo en un costo inicial apreciable y también en un costo de operación considerable dado el hecho de que se requiere mayor potencia para impulsar los elementos de esta maquina.

Para esto el fabricante da un tamaño mínimo aceptable y el recomendado según la tabla suministrada dada a continuación:

CONSTRUCCION DEL CABLE	D (DIAMETRO DE POLEAS)	
	R(RECOMENDADO)	A(MINIMO ACEPTABLE)
6 X 7	72 x d	42 x d
6 x 17Seale	56 x d	37 x d
6 x 19Seale	51 x d	34 x d
6 x 16 Filler	45 x d	30 x d
6 x 26 Warrington Seale	42 x d	28 x d
6 x 25 (6 x 19 Filler)	41 x d	27 x d
6 x 31 Warrington Seale	38 x d	25 x d
6 x 37 Warrington Seale	31 x d	21 x d
6 x 41 Warrington Seale	28 x d	19 x d
6 x 43 Filler Seale	31 x d	21 x d
6 x 49 Filler Seale	28 x d	19 x d
8 x 19Seale	36 x d	24 x d
8 x 25 (8 x 19) Filler	29 x d	19 x d
8 x 7 Resistente a la Rotación	51 x d	36 x d

TABLA 2 Diámetro de poleas recomendado

Para un cable 6 x 19 Seale alma de acero se recomienda 51d, nos da una polea de 73 cm. y el mínimo aceptable es de $D = 34d$ que nos da una polea de 48.5 cm. Se escogerá una relación intermedia de $D = 42d$ para equilibrar los costos de la maquinaria y la vida útil del cable. Con esta relación nos da una polea de 60 cm.

El fabricante nos da una grafica de la variación de la vida útil del cable al variar la relación D/d .

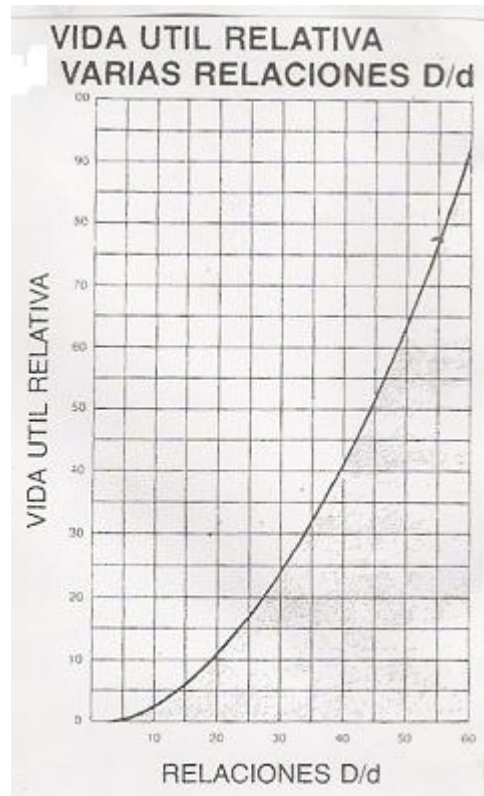


Figura 3.9 Vida útil relativa vs D/d

En nuestro caso: $(D/d)_1 = 80.3/1.428 = 56.2$ nos da una vida útil relativa de 77 y $(D/d)_2 = 60/1.428 = 42$ da una vida útil relativa de 43. Esto nos da una variación de $77 - 43 = 34$. O sea nos da una reducción del 34% de la vida útil, esto es el cable durara con este diámetro de polea o tambor 1.3 años.

Existe otra opción que permite alargar la vida del cable. Al cambiar por uno más flexible se aumenta la vida del cable. Probamos con un 6 x 37 alma de acero torcido regular acero arado extra mejorado.

Este cable tiene exactamente las mismas características de peso y resistencia del cable anteriormente seleccionado solo que es más flexible.

El fabricante nos da una tabla de factor de vida útil para estimar la variación de la vida útil relativa del cable.

Construcción	Factor	Construcción	Factor
6 x 7	0.57	6 x 37 WS	1.31
18 x 7	0.67	8 x 25 F	1.39
6 x 19 S	0.80	6 x 41 WS	1.39
6 x 21 F	0.92	6 x 43 FS	1.54
6 x 25 F	1.00	6 x 49 FS	1.57
6 x 31 WS	1.09	-----	-----

Tabla 3 Factor de vida útil según tipo de cable

Si se cambia un cable 6x19S (factor 0.80) por uno 6x37WS (factor 1.31) se puede esperar un aumento en la vida útil de $1.31 - 0.80 = 0.51$, o sea del 51%. Esto es la vida del cable sería de 2 años.

La vida del cable también depende de una adecuada lubricación del cable, del estado y de una adecuada alineación de las

poleas, de las capas de cable que están enrolladas en el tambor y , factores de instalación y manejo durante la operación.

El costo de un cable depende de su construcción. Para una longitud de 1706.4m, un diámetro de 9/16, alma de acero y acero extra mejorado se tiene que una construcción:

6x19 \$ 4095.36

6x37 \$ 5119.2

En 4 años se ahorrará aproximadamente 4000 dólares si se adquiere un cable 6x37. En el paso de los años el ahorro es mayor por lo que se justifica la sustitución del cable.

Por lo tanto se utilizara un cable 6 x 37 alma de acero torcido regular acero arado extra mejorado de 9/16" con una polea o tambor de 60 cm de diámetro

Análisis estático: El análisis se basa en que el cable solo se encuentra sometido a esfuerzos axiales , lo cual en la práctica es real. La primera consideración efectuada al seleccionar un cable es determinar la carga estática. Esta carga esta compuesta de la carga muerta, cargas de manejo (originadas por detenciones o arranques repentinos en el movimiento de la carga) , cargas de choque y friccionen las poleas y cojinetes.

La carga maxima es $W_{\max}=37284$ N

La fricción en las poleas. Se recomienda un 7% de perdidas al pasar el cable bajo carga sobre una polea. Existen 2 poleas por las que pasa el cable: la polea loca situada al frente del tambor y la polea montada en la pluma de la grúa.

Las perdidas por fricción = $0.07 \times 2 \times 37284= 5219.7$ N

Por consecuente la máxima carga estática será:

$$W_{\max}=37284+ 5219.7= 42503.7$$
 N

Cuando un cable pasa sobre una polea ranurada se produce cierto acomodo de sus elementos, cada uno de los alambres y torones debe deslizarse sobre varios otros, y es de esperar que ocurra alguna flexión. Es probable que en esta acción compleja se produzca cierta concentración de esfuerzos. El esfuerzo de tensión en los alambres exteriores se expresa así:

$$\sigma = E \frac{d_w}{D}$$

Donde d_w es el diámetro del alambre, D es el diámetro de la polea y E es el modulo de elasticidad del cable. El diámetro del alambre es $d_w = 0.045d$ para un cable 6 x 37.

En el caso del área metálica el fabricante lo toma como el área circundante en relación al diámetro nominal del cable.

$$A = \frac{\pi \times (1.428)^2}{4} = 1.601 \text{ cm}^2$$

El modulo de elasticidad basado en el área metálica mencionada es para un cable 6 x 37 Alma de acero es $5600 \text{ Kg/mm}^2 \rightarrow 5600000 \text{ Kg/cm}^2$

Por lo tanto la tensión en el cable al doblarse será:

$$F_b = \frac{E \times d_w \times A}{D} = \frac{5600000 \times 0.045(1.428) \times 1.601}{60} = 960.2 \text{ kg}$$

La resistencia a la ruptura mínima para este cable es de 15200 Kg.

El factor de seguridad esta dado por:

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_{\max}} = \frac{15200 - 960.2}{42503.7/9.8} = 3.3$$

Este factor puede parecer bajo pero dado el presente análisis de cargas estáticas realizado y el análisis de fallas por fatiga realizado, libros recomiendan un factor de seguridad mínimo de 3. Por lo que el cable cumple el requisito.

Los fabricantes recomiendan factores de seguridad basados en la carga muerta, esto es, el peso de la carga, estructuras soportantes y el peso del propio cable.

$$N = \frac{15200}{27923.67/98} = 5.3$$

El fabricante recomienda para grúas para uso en pozo de minas un factor de seguridad de 5. Con lo que se cumple con la norma del fabricante.

Alargamiento del cable de acero: El alargamiento de un cable de acero en uso se podría ser producto de varios factores:

-El alargamiento debido al acomodamiento de los alambres en los torones y los torones en el cable cuando esta puesto en servicio lo que usualmente se conoce como “Alargamiento permanente por construcción”

El fabricante da una tabla para el % de longitud del cable que se elonga:

C A R G A	% Longitud del Cable	
	Alma de Fibra	Alma de Acero
Liviana (Factor de Seguridad 8:1).....	0.25	0.125
Normal (Factor de Seguridad 5:1).....	0.50	0.25
Pesada (Factor de Seguridad 3:1).....	0.75.....	0.50
Pesada con muchos dobleces y deflexiones...hasta 2.0 .		hasta 1

Tabla 4 Alargamiento del cable por construcción

El alargamiento elástico debido a la aplicación de una carga axial.

Esta obedece la siguiente relación:

$$\text{Alargamiento Elástico} = CL / EA \text{ (mm)}$$

Donde:

C = Carga aplicada (Kgf)

L = Longitud del cable (mm)

E = Módulo de Elasticidad según tabla (Kg/mm²)

A = Área aparente del cable (Círculo circundante) (mm²)

El alargamiento por construcción para nuestro cable:

$$\Delta L = (0.25/100) \times 1706400\text{mm} = 4266 \text{ mm} = 4.27\text{m}$$

El alargamiento elástico debido a la carga nominal

$$\Delta L = \frac{CL}{EA} = \frac{(27923/9.8) \times 1706400}{5600 \times 1.601 \times 100} = 5422.9\text{mm} \rightarrow 5.42\text{m}$$

El alargamiento total será: = 5.42 + 4.27 = 9.69 m

Accesorios

Para conectar el cable con el pistón donde se encuentra el émbolo se

usará un casquillo vaciado con pasador como el de la figura 3.10.

En éste los alambres del cable son abiertos e introducidos en el casquillo para despues vaciar usualmente plomo fundido en el casquillo para así la parte terminal del cable y el casquillo queden como una sola pieza.

Este tiene una eficiencia del 100%.



Fig. 3.10 Casquillo vaciado con pasador

3.2 Análisis y Diseño del Tambor

Para elevar las cargas, los cables deben tener un extremo fijado a un tambor de modo que al girar éste el cable se va arrollando helicoidalmente sobre él.

La fijación del cable al tambor se lo realizará por medio de dos sujetadores los cuales sujetan el extremo del cable al ala del tambor como se muestra en la figura.

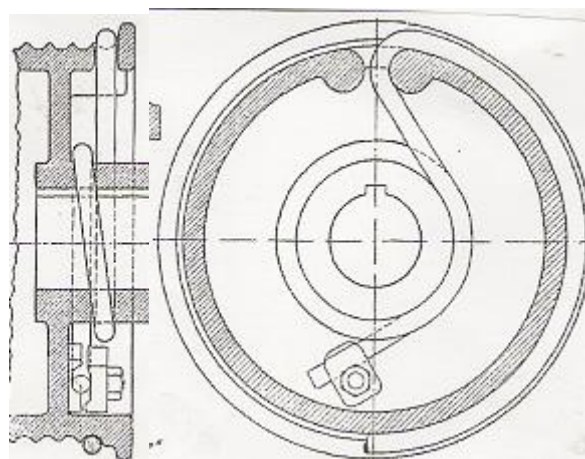


Figura 3.11 Anclaje del cable al tambor

La superficie del tambor se la hará ranurada helicoidalmente para guiar el cable al arrollarse y mantener sus espiras, con cierta separación, evitando que se monte la una con la otra. De esta manera se prolonga la vida del cable eliminando el roce entre sus caras.

A medida que el cable trabaja en las ranuras, los alambres y los torones se deslizan unos sobre otros en un esfuerzo para ajustarse a la curvatura del tambor. Para permitir este movimiento las ranuras deben ser ligeramente mayores al diámetro real del cable. Una canaleta muy estrecha no solo apretara el cable, dañándolo, sino que además, la presión que produzca impedirá el libre movimiento de alambres y torones. Una canaleta demasiado ancha no dará suficiente apoyo al cable, causara su aplastamiento y restringirá también el libre movimiento de sus elementos estructurales.

El fabricante recomienda las siguientes medidas:

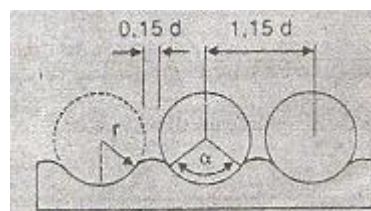


Figura 3.12 Tamaño de las ranuras en el Tambor

Para las ranuras del tambor que se está diseñando se tendrán las siguientes medidas según las recomendaciones del fabricante:

$$\alpha=120^\circ \text{ Espaciamiento: } 0.15(14.28)=2.14\text{mm}; r=0.54(14.28) =7.71\text{mm}$$

Además para prolongar la vida del cable, el tambor deberá ser suficientemente largo para evitar en lo máximo acumular capas de cable al enrollarse sobre el tambor. El fabricante da una formula para calcular la capacidad en metros de cualquier tamaño de tambor.

Todas las dimensiones son en mm.

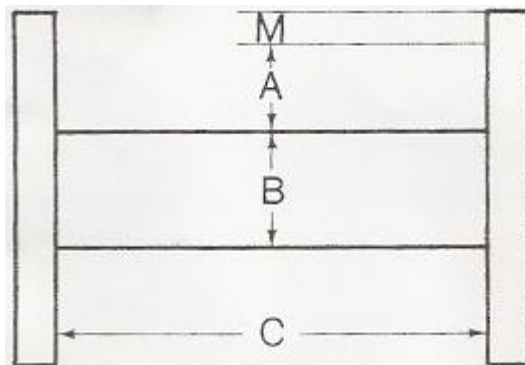


Figura 3.13 Dimensiones recomendadas para el tambor

Longitud del cable (L) = (A+B) x A x C x K donde

L= longitud del cable

A= profundidad de las capas de cable = (H-B)/2 – M

B= diámetro del tambor central (mm)

C= ancho del interior del carrete

M= Claro de seguridad entre el cable y el borde del carrete. Se recomienda que este sea por lo menos igual al diámetro del cable.

D= Diámetro del cable(mm). Se recomienda tomar como referencia el diámetro nominal más 4 %.

$$K = 0.003142/D^2$$

H = Altura del carrete

La longitud del cable es $L = 1706.4$ m El diámetro del tambor es $B = 600$ mm. El diámetro del cable es 14.28 mm más un 4% nos da $D = 14.85$ mm. El claro de seguridad será de $M = 60$ mm.

Entonces:

$$K = \frac{0.003142}{14.85^2} = 1.424 \times 10^{-5}$$

$$1706.4 = (A + 600) \times A \times C \times 1.424 \times 10^{-5}$$

$$1198314607 = C \times A \times (A + 600)$$

Se requiere que el ancho en el interior del carrete sea el máximo para evitar que se forme una excesiva cantidad de capas de cable sobre el tambor ya que se produce desgaste y severas tensiones de aplastamiento en el cable. Pero también existirá un límite de espacio ya que el malacate ira montado sobre la plataforma trasera de un camión. Con un ancho de 1300 mm se tendrá una profundidad de capas de:

$A = 127$ mm. Con esta profundidad de capas se tienen aproximadamente:

$$14.28 \times N = 127 \quad N = 9 \quad 9 \text{ capas de cable.}$$

La altura del carrete será:

$$H = 2(A + M) + B = 2(127 + 60) + 600$$

$$H = 974 \text{ mm}$$

El espesor del ala se recomienda sea del espesor del cable esto es 1.428 cm.

Material del tambor:

Cuando el cable roza con la superficie del tambor se tienden a desgastar ambos. La magnitud de tal efecto depende de la presión del cable sobre la ranura el tambor. Si la presión es alta, la resistencia a la compresión del material del tambor en la ranura podrá ser insuficiente para soportar el desgaste excesivo o deformación del fondo de la canaleta que dañara los alambres exteriores del cable y reducirá su vida útil.

La presión entre el cable y la superficie del tambor viene dado por :

$$P_{polea} = \frac{2F}{d_r d_s}$$

El fabricante proporciona una tabla que indica las presiones máximas para distintos tipos de cables operando sobre tambores acanalados.

Tipos de cables	Material de la Canaleta		
	Hierro fundido Kg/cm ²	Acero fundido Bajo Carbono Kg/cm ²	Acero Manganeso o equiv. (11% a 13%) Kg/cm ²
Tiburón, Jirafa -RD	20	40	105
Tiburón, Jirafa -LD	25	45	120
Cobra Boa, Tonina-RD	35	60	175
Cobra Boa, Tonina-LD	40	70	200
Superflex Cascabel, Angula -RD	42	75	210
Superflex Cascabel, Angula -LD	47	85	240

Tabla 5 Presiones máximas sobre tambores

La presión sobre el tambor aumenta a medida que se enrolla sobre éste, esto es debido a que cuando se enrolla una capa esa superficie anular del tambor queda comprimida, y al enrollarse otra ejerce una presión adicional a esa superficie.

En nuestro caso la carga varía por lo que la presión adicional ejercida sobre la sección del tambor no va a ser constante. El tiempo que se demora el cable en recorrer el ancho del tambor es:

$$1300 = 14.85N \rightarrow N=87.54 \quad L = \pi DN = 165\text{m} \quad t=L/v = 165/3.81=43.3\text{s}$$

Para que el cable llegue a la misma posición pasan 86.6 s. Dado que se tiene la variación de la fuerza en el tiempo, y si tomamos la sección afectada al arranque se tiene las siguientes fuerzas:

t	0	86,6	86,6	173,2	173,2	259,8	259,8	346,6	346,6	suma	Prom.
F	42503	25511	25511	22267	22267	19422	19422	15121	15121	207145	23016

Tabla 6 Fuerza en cable a lo largo del tambor

Entonces la presión que actúa sobre una sección del tambor será:

$$P_{\max} = P_{\text{tambor}} = \left(\frac{2F}{dD} \right) = \frac{2 \times 207145 / 9.8}{(1.428 \times 60)} = 493.3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow 48.2 \text{MPa}$$

El cable que se utiliza es el que el fabricante llama Cascabel RD (Torcido Regular a la derecha). En la tabla 5 observamos que para este cable el material de la canaleta debe ser un Acero al Manganeso o el equivalente con una presión máxima de 210 Kg/cm². Esta presión es la mitad de que se requiere por lo que se probará un acero al manganeso de mayor resistencia.

Acero Bajo Carbono	17 a 20 Rockwell "C"
Acero Manganeso o Equiv.	30 a 35 Rockwell "C"

Tabla 7 Dureza Recomendada para Canaletas Tambores

La dureza recomendada por el fabricante para este Acero al Manganeso debe ser de 30 a 35 Rockwell C. En el mercado se tiene tubos de acero al manganeso que cumplen con las características deseadas. El fabricante recomienda que para estos tubos se tiene un límite de elasticidad aproximado de 900MPa, una resistencia a la tracción de 1200MPa y una dureza de 39 RC.

Diseño por Análisis Estático del tambor

El tambor esta sometido a las siguientes fuerzas según el diagrama:

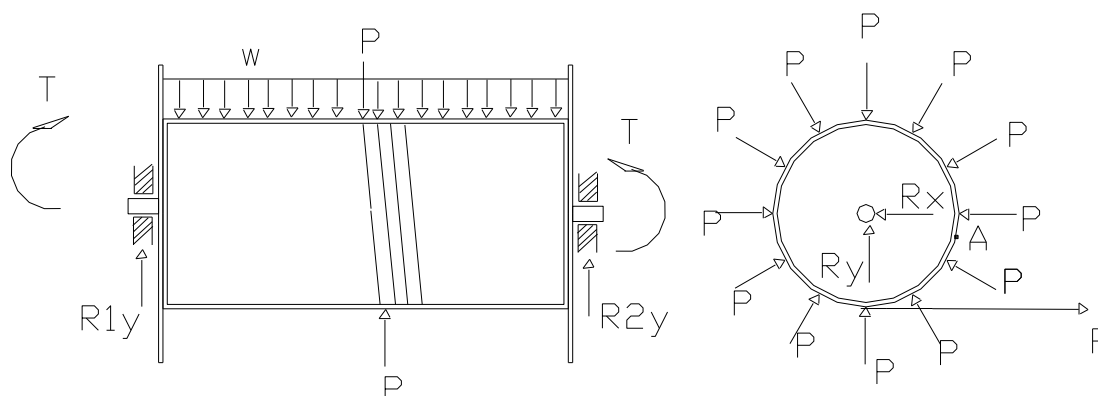


Figura 3.14 Diagrama de fuerzas sobre el tambor

El tambor esta sometido a esfuerzos de:

- 1) Compresión: El tambor estará sometido a una presión exterior dada por el enrollamiento del cable alrededor del tambor. Esta presión tiende a comprimir radialmente al tambor.
- 2) Flexión: El tambor va a tender a flexionarse por el efecto de la fuerza que actúa sobre el cable. Y también por el peso del propio tambor y del peso del cable enrollado sobre él.
- 3) Cortante de torsión: Al girar el tambor tendera a torcerse.

Se recomienda que el espesor del tambor sea el del diámetro del cable, cuando existe una capa, en nuestro caso en el que existen varias capas probaremos con un espesor de 3 cm.

El tambor no se lo puede considerar como un cilindro delgado ya que para que se cumpla esto el espesor debe ser : $t < 1/10R$. En nuestro caso $3 < 1/10(60/2) \rightarrow 3$, no es menor que 3 con lo que no se cumple la condición.

El tambor estará sometido a diversas solicitaciones de esfuerzo. El punto a analizar es la mitad del ancho del tambor (punto A aproximadamente) que es donde existe el máximo esfuerzo de tensión provocado al flexionarse el tambor por la acción de la fuerza del cable al elevar la carga y por acción del peso del tambor. El análisis estático se lo realizara en el momento en que se comienza a elevar la carga que es cuando existe la máxima fuerza en el cable y también se lo analizará en el momento en que está elevada la carga cuando existe la máxima presión externa sobre el tambor. El estado de esfuerzos del punto A se muestra a continuación:

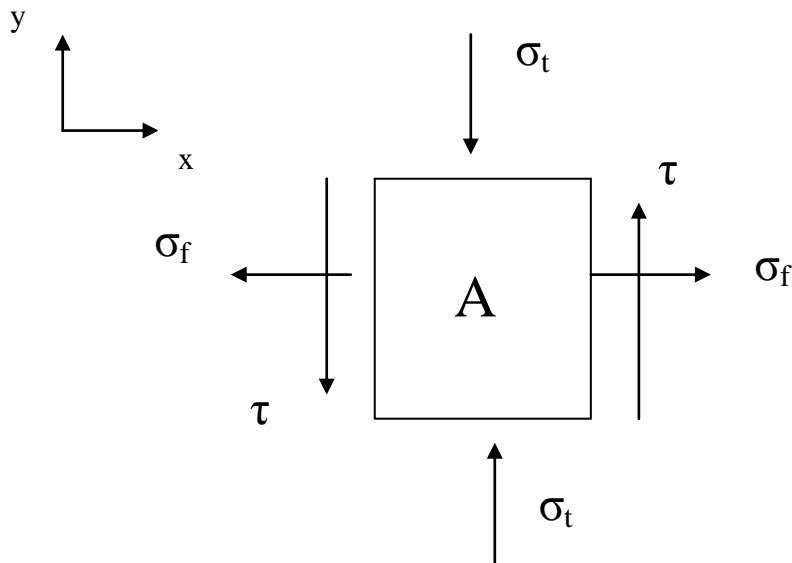


Figura 3.15 Estado de esfuerzos punto A

Se analizará primero cuando el cable está enrollado sobre el tambor en el tiempo donde existe máxima presión y todavía existe carga que elevar. Esto se da los 346.4 s y la carga es de 15121 N

La máxima presión sobre el tambor ya se calculó y es igual a 48.2MPa. El esfuerzo tangencial de un cilindro de pared gruesa sometido a una presión exterior se lo calcula:

$$\sigma_t = \frac{p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{p_o r_o^2 r_i^2}{r_i^2 (r_o^2 - r_i^2)} = \frac{2(48.2 \times 10^6)(0.315^2)(0.285^2)}{(0.285^2)(0.315^2 - 0.285^2)} = 531.4 \text{MPa}$$

Este es el esfuerzo de compresión.

El momento de flexión causado por el peso del tambor y el peso del

cable que se lo toma como una carga distribuida. Los extremos se los tomará como simplemente apoyados debido a que se usará rodamientos que tengan una capacidad de desalineación aceptable.

Según la tabla de vigas ubicada en el apéndice C tenemos para esta condición:

$$W_{tambor} = \rho \times V \times 9.8 = 7850 \times \frac{\pi(0.63^2 - 0.57^2) \times 1.3}{4} \times 9.8 = 5655.4N$$

El peso del cable que está enrollado en ese instante:

$$W = 346.6 \times 3.81 \times 0.88 \times 9.8$$

$$W_{cable} = 11388.3N$$

$$M = \frac{wl^2}{8} = \frac{(5655.4 + 11388)(1.3)}{8} = 2769.53Nm$$

Según la tabla de vigas para una carga puntual en la parte central de la viga se tiene:

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{15121 \times 1.3}{4} = 4914.32Nm$$

Donde la fuerza P es 15121N en ese momento.

$$M_{total} = \sqrt{2769.53^2 + 4914.32^2} = 5641Nm$$

El esfuerzo de flexión será:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{5641 \times 0.315}{\frac{\pi(0.63^4 - 0.57^4)}{64}} = 0.69 \text{MPa}$$

El esfuerzo cortante en ese momento será:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{(15121 \times 0.315)(0.315)}{\frac{\pi(0.63^4 - 0.57^4)}{32}} = 0.29 \text{MPa}$$

Aplicando el esfuerzo efectivo de Von Misses para dos dimensiones dado que el material es dúctil:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{0.69^2 + 531.4^2 - (-531.4)(0.69) + 3(0.29)^2}$$

$$\sigma' = 531.7 \text{MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{900}{531.7} = 1.7$$

Ahora analizaremos al arranque del cable.

La presión en ese instante es:

$$P_{\max} = P_{\text{tambor}} = \left(\frac{2F}{dD} \right) = \frac{2 \times 42503.7 / 9.8}{(1.428 \times 60)} = 9.9 \text{MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{p_o r_o^2 r_i^2}{r_i^2 (r_o^2 - r_i^2)} = \frac{2(9.9 \times 10^6)(0.315^2)(0.285^2)}{(0.285^2)(0.315^2 - 0.285^2)} = 109.14 \text{MPa}$$

$$M_{\max} = \frac{PL}{4} = \frac{42503.7 \times 1.3}{4} = 13813 \text{Nm}$$

Donde P es la máxima fuerza en el cable.

El momento de flexión causado por el peso del tambor (al arranque se asume que todo el cable esta desenrollado del tambor) que se lo toma como una carga distribuida, según la tabla de vigas

$$W_{tambor} = 5655.4N$$

$$M = \frac{wl^2}{8} = \frac{(5655.4)(1.3)}{8} = 919Nm$$

$$M_{total} = \sqrt{919^2 + 13813.7^2} = 13844.22$$

El esfuerzo de flexión será:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{13844.2 \times 0.315}{\frac{\pi(0.63^4 - 0.57^4)}{64}} = 1.71MPa$$

El esfuerzo cortante máximo será:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{(42503.7 \times 0.315)(0.315)}{\frac{\pi(0.63^4 - 0.57^4)}{32}} = 0.82MPa$$

Aplicando el esfuerzo efectivo de Von Misses para dos dimensiones

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{1.71^2 + 109.1^2 - (-109.1)(1.71) + 3(0.82)^2}$$

$$\sigma' = 109.96MPa$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{900}{109.96} = 8.18$$

Con lo cual se verifica que el tambor resistirá las cargas aplicadas.

Diseño por Fatiga

La fuerza en el cable varía a lo largo de todo el ciclo de extracción de petróleo. Por esto se tomara la fuerza media que actúa sobre el cable. El análisis se basara en el esfuerzo de torsión y flexión causado por la fuerza del cable y el peso del tambor y el cable. La fuerza media del cable tiende a generar un esfuerzo fluctuante al viajar a largo del tambor. El esfuerzo cortante es generado por la torsión media del ciclo que se asumirá constante durante el periodo del viaje del cable a lo largo del tambor.

Las reacciones en Y serán :

$$W_{cablemedio} = \frac{14587 - 0}{2} = 7293N$$

$$W_{tambor} = 5655.4N$$

$$R_{1y} = \frac{wl}{2} = \frac{(7293 + 5655.4)}{2} = \frac{12948.4}{2} = 6474.2N = R_{2y}$$

Las reacciones en X cuando la fuerza sobre el cable esta en el centro es:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = F_m = 19164N$$

$$R_{1x} = 9582N; R_{2x} = 9582N$$

Las reacciones en x cuando la fuerza del cable está en el extremo izquierdo y derecho del tambor serán:

$$R_{1x} = 19164N; R_{2x} = 0$$

$$R_{1x} = 0N; R_{2x} = 19164N$$

en general: $R_{1x} = F(1 - a/L)$ $R_{2x} = F(a/L)$

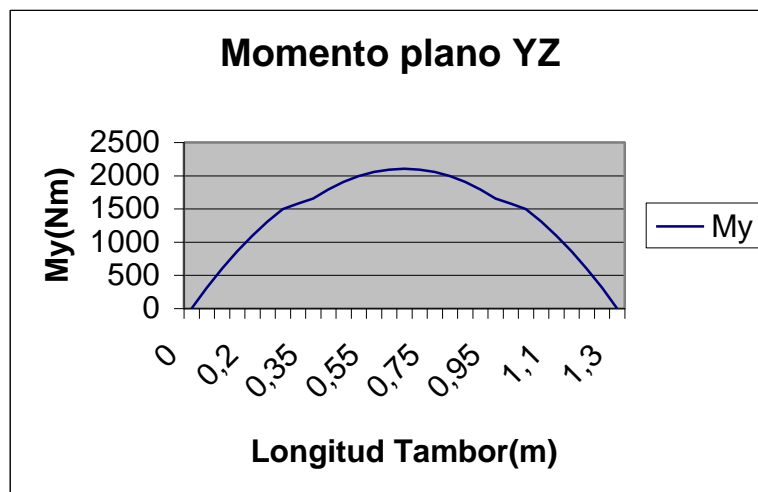
Los momentos en el plano YZ y XZ utilizando funciones de singularidad:

$$M_y = R_{1y} \langle x-0 \rangle - \frac{w}{2} \langle x-0 \rangle^2 + R_{2y} \langle x-l \rangle$$

$$M_y = 6474.2x - 4980.1x^2 + 6474.2(x-1.3)$$

$$M_x = R_{1x} \langle x-0 \rangle - P \langle x-a \rangle + R_{2x} \langle x-l \rangle$$

Las reacciones en el plano xz varían según la posición del cable al recorrer lo largo del tambor por lo que se deja expresado. A continuación se muestra los diagramas de momento en los planos yz, xz y el momento resultante:



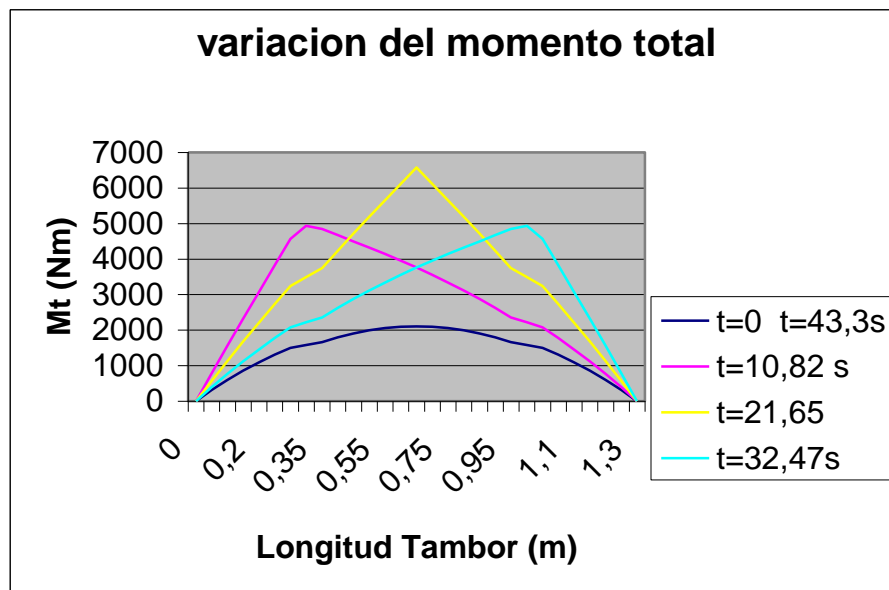
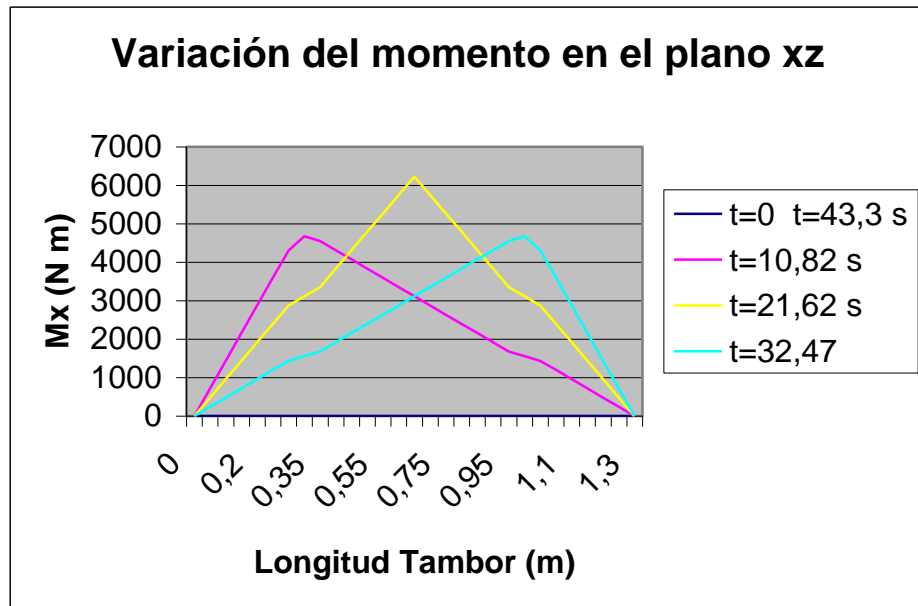


Figura 3.16 Diagrama de Momentos en el Tambor

Esta variación sucede aproximadamente cada 43.3 s.

La máxima variación del momento se encuentra en la mitad del

tambor.

La variación del momento total con el tiempo en este punto se muestra a continuación:

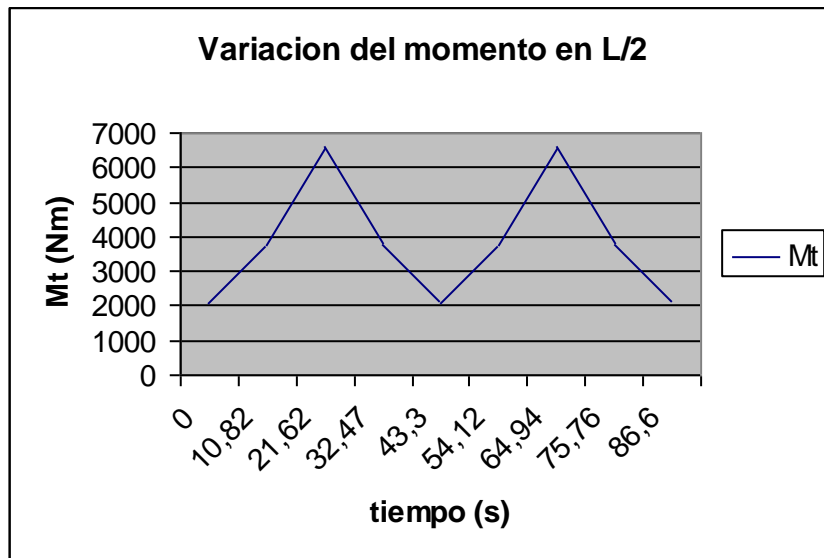


Figura 3.17 Variación del Momento en el tambor con el tiempo

El gráfico nos indica que estamos en caso de flexión fluctuante.

Las componentes alternantes y medios del momento en la mitad del tambor son:

$$M_a = \frac{6574,12 - 2104,13}{2} = 2234,13 Nm$$

$$M_m = \frac{6574,13 + 2104,13}{2} = 4339,13 Nm$$

El par de torsión tendrá las mismas variaciones en el tiempo que tiene la fuerza sobre el cable por lo que:

$$T_m = 19164(0.30) = 5749.2N$$

La presión externa producida por el arrollamiento del cable también varía dado que varía la fuerza sobre el cable. Dados que los esfuerzos a compresión no causan fallas a fatiga, estos no se los considerará en éste análisis.

Los máximos esfuerzos alternantes y medios de flexión y cortante torsional serán:

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} = (1) \frac{2234.6 \times 0.315}{2.55 \times 10^{-3}} = 0.276MPa$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_a c}{I} = (1) \frac{4339.13 \times 0.315}{2.55 \times 10^{-3}} = 0.536MPa$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m r}{J} = (1) \frac{5749.2 \times 0.315}{5.10 \times 10^{-3}} = 0.355MPa$$

En el tambor no existen escalones, ni variaciones de diámetro por lo que se desprecia el efecto de concentración de esfuerzos.

La resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} C_{efectosdiversos} S_{e'}$$

$$S_{e'} = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 1200 = 600$$

La carga es a flexión y torsión por lo que $C_{carga}=1.0$. Para diámetros mayores a 250mm se usa $C_{tamaño}=0.6$. La superficie del tambor se encuentra maquinada por lo que para un $S_{ut}= 1200$ el

$$C_{superficial} = 4.51(1200)^{-0.265} = 0.69. \text{El tambor está expuesto a un entorno}$$

corrosivo por lo que se incluye en el factor de efectos diversos. La experiencia en el entorno y condiciones de operación señalan el uso de $C_e = 0.6$. A temperatura $<450^\circ\text{C}$ $C_{temp} = 1$ y con una confiabilidad del 50% $C_{confiabilidad} = 1$. Por lo que:

$$S_e = 1.0 \times 0.6 \times 0.69 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 600 = 149.04\text{MPa}$$

El tambor gira a torsión y flexión combinadas. El par de torsión medio es considerado constante en el intervalo de tiempo entonces estamos en presencia de esfuerzos multiaxiales simples debido a que la componente alternante del esfuerzo principal debido únicamente a flexión, está en dirección constante. El método de Von Misses para estos esfuerzos biaxiales:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{0.276^2 - 3(0)}$$

$$\sigma'_a = 0.276\text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0.536^2 + 3(0.355)^2}$$

$$\sigma'_m = 0.815\text{MPa}$$

Dado que tanto el momento como el par de torsión están ambos causados por la misma fuerza aplicada, son sincrónicos y en fase, y al variar al elevarse la carga mantendrán una relación constante. Se aplica entonces la siguiente fórmula para aplicar el factor de seguridad:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(149.04)(1200)}{(0.276)(1200) + (0.815)(149.04)} = 395$$

Con lo cual se verifica que el tambor no fallará por fatiga.

3.3 Cálculo y Diseño del Árbol de Transmisión

El árbol de transmisión será el encargado de transmitir potencia al tambor para poder elevar la carga. La potencia llega a la flecha a través de una transmisión de cadena y rueda dentada la cual transmite la potencia de un motor. El torque del árbol se transmite al tambor por medio de un embrague.

El material de la flecha usualmente es el acero ya que minimiza las deflexiones por tener un modulo de elasticidad elevado. La mayor parte de las flechas se fabrican a partir de un acero al bajo o medio carbono, ya sea rolado en frío o en caliente, aunque cuando también se requiera de superior resistencia, se aplican aceros de aleación. En flechas de diámetros menores de 3" se recurre al acero rolado en frío, y en tamaños mayores se utiliza acero rolado en caliente.

Las cargas a las que estará sometido el árbol son altas por lo que se seleccionará un acero de aleación. Se utilizará un acero AISI 4340 . Este es un acero al molibdeno más cromo más níquel, que combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Sus propiedades y características se encuentran en el

Su resistencia a la tensión es de 882.59 MPa, su límite elástico es de 686.44 MPa.

El diseño de forma de la flecha es como sigue:

La flecha se encuentra apoyada en dos rodamientos A y F en los extremos, los cuales van dentro de sus respectivas carcasas que van empernadas con los marcos de acero que forman el bastidor de la máquina. Estos rodamientos mantendrán en su lugar por medio de hombros en la flecha y por el empernamiento de la carcasa al bastidor. En el extremo derecho de la flecha se encuentra la rueda dentada la cual va acoplada a la flecha por dos cuñas tipo paralela en el punto G, se mantiene en su lugar por un hombro en su parte izquierda y por un anillo de retención en la parte derecha. El tambor va apoyado en los rodamientos D y E, esto es, las carcasas de estos rodamientos van empernadas a unas bridas soldadas a las alas del tambor. Los rodamientos se mantienen en su lugar por el mismo método que los dos anteriores. El embrague va acoplado al eje por medio de una cuña en B.

Las dimensiones de la flecha se muestran en la figura.3.19. Se procederá a determinar los factores de seguridad asumiendo los diámetros en los puntos de interés. Los radios de chaflán para los rodamientos se los probará con un valor de 3 mm

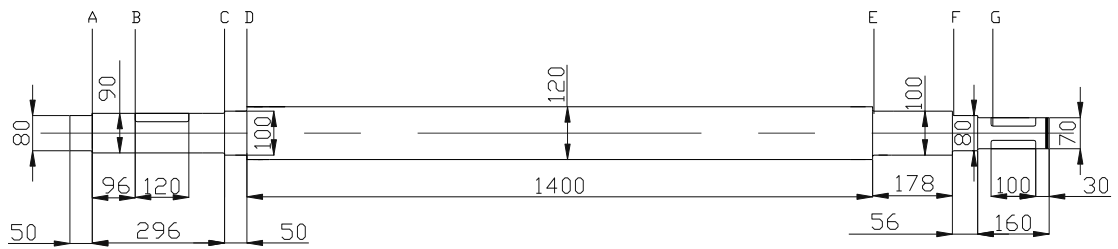


Figura 3.18 Geometría del arbol

3.3.1 Diseño por fatiga del árbol de transmisión

Las cargas que actúan sobre la flecha se ilustran a continuación:

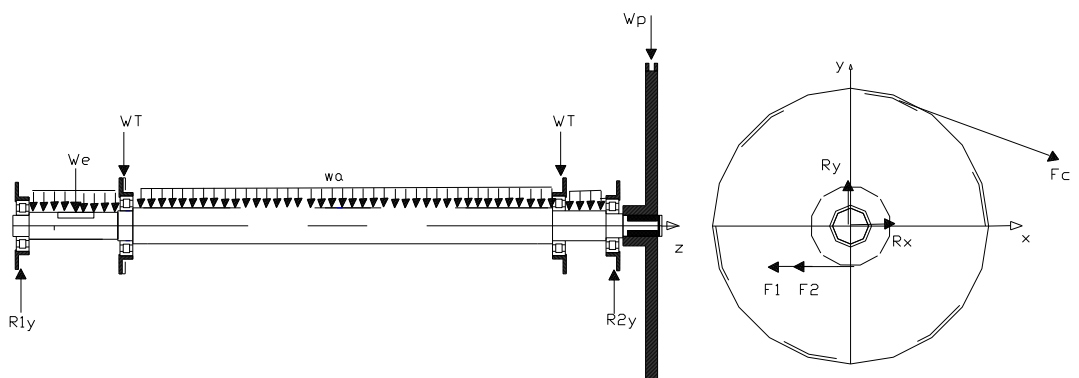


Figura 3.19 Cargas sobre la flecha

Donde:

W_T : es la reacción del peso del tambor, del peso medio del cable en todo su ciclo, del peso de las placas laterales del tambor, y el peso de los tambores de los frenos.

$$W_{tambor} = 5655.4N$$

$$W_{alás} = \rho \times V \times 9.8 \times 2 = 7850 \times \frac{\pi(0.974^2 - 0.2^2) \times 0.01428}{4} \times 9.8 \times 2$$

$$W_{alás} = 1537.6N$$

$$W_{tamborfrenos} = \rho \times V \times 9.8 \times 2 = 7850 \times \frac{\pi(0.90^2 - 0.70^2) \times 0.16}{4} \times 9.8 \times 2$$

$$W_{tamborfrenos} = 327.86N$$

$$W_{cablemedio} = 7293N$$

$$W_T = (5655.4 + 1537.6 + 327.86 + 7293) / 2$$

$$W_T = 7407N$$

W_E : es el peso del embrague. Este es aproximadamente
222Kg → 2175N

W_P : es el peso de las ruedas dentadas . Este es
aproximadamente 224.87 Kg → 2203.72N

F_c : es la tensión que ejerce la cadena sobre la rueda dentada.

Esta fuerza se encuentra a un ángulo de 20.9° con la horizontal.

La fuerza promedio al elevar la carga será:

$$F_c = \frac{T_m}{r} = \frac{5749.2}{0.460} = 12498.26N$$

$$F_{cy} = 12498.26 \times \text{sen}20.9 = 4458.6N$$

$$F_{cx} = 12498.26 \times \text{cos}20.9 = 11675.93N$$

F₁ y F₂ : son las reacciones en los apoyos del tambor de la fuerza media sobre el cable. El cable viaja a lo largo del tambor .Cuando el cable esta en el centro las reacciones serán:

$$F_1 = \frac{F_m}{2} = \frac{19164}{2} = 9582N = F_2$$

Cuando este es los extremos del tambor las reacciones serán:

$$F_1=19164N \quad F_2=0N$$

$$F_1=0N \quad F_2=19164N$$

W_a : es el peso del árbol de transmisión . Asumimos que el diámetro es de 120 mm por lo que :

$$W_{arbol} = 88.7Kg / m \rightarrow 869.26N / m$$

Dado que los cojinetes tendrán una capacidad de desalineación aceptable, se admite que el eje es una viga simplemente apoyada, y que las cargas y las reacciones en los cojinetes son fuerzas concentradas.

Resolviendo en los planos xz y yz se tiene que :

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - W_e - W_T - W_T + R_{2y} - W_P - F_{cy} - W_a L = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 2175.6 + 7407 + 7407 + 2203.72 + 4458.6 + 869.26 \times 2.17$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 25538N$$

$$\sum M_{1y} = 0$$

$$-W_e(0.177) - W_T(0.342) - W_T(1.792) + R_{2y}(1.97) - W_P(2.124)$$

$$-F_{cy}(2.124) - W_a L(2.17/2) = 0$$

$$R_{2y} = 16441.23N$$

$$R_{1y} = 9097N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} - F_1 - F_2 + F_{cs} + R_{2x} = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 9582 + 9582 - 11675.93 = 7488N$$

$$\sum M_{1x} = 0$$

$$-F_1(0.342) - F_2(1.792) + R_{2x}(1.97) + F_c(2.124) = 0$$

$$R_{2x} = -2208.98N$$

$$R_{1x} = 9696.98N$$

Este es el caso para el caso en que el cable esta en la mitad del

tambor

Para los casos en que esta el cable en los extremos:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} - F_1 - F_2 + F_{cs} + R_{2x} = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 0 + 19164 - 11675.93 = 7488N$$

$$\sum M_{1x} = 0$$

$$-0(0.342) - F_2(1.792) + R_{2x}(1.97) + F_{cx}(2.124) = 0$$

$$R_{2x} = 4844.7N$$

$$R_{1x} = 2643.3N$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 19164 + 0 - 11675.93 = 7488N$$

$$1.97R_{2x} = 19164(0.342) + 0(1.792) - 11675.93(2.124)$$

$$R_{2x} = -9261.72N$$

$$R_{1x} = 16749.71N$$

Los momentos de flexión se los determinara de las graficas de momento. Se asume que el cable comienza a enrollarse en el extremo izquierdo en $t=0$. Dichas gráficas resultan de las siguientes funciones de singularidad:

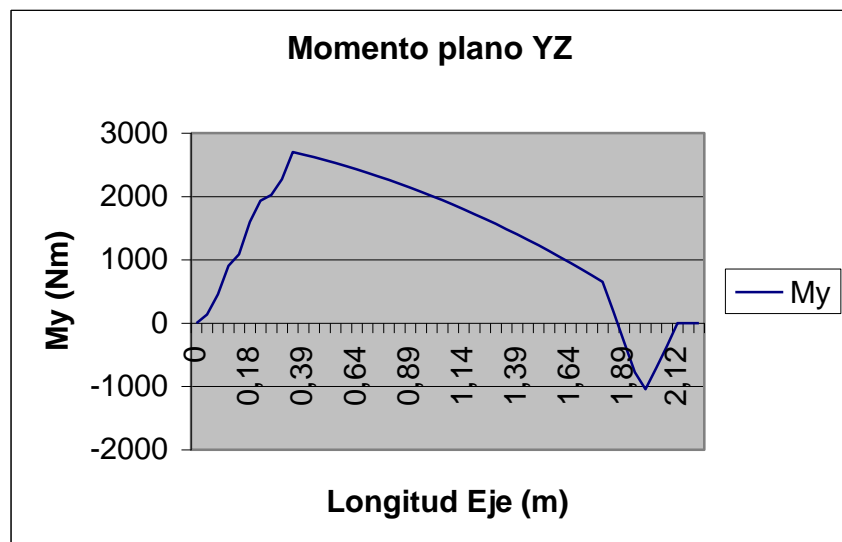
$$M_y = R_{1y}\langle z - 0 \rangle - W_E\langle z - 0.177 \rangle - W_T\langle z - 0.342 \rangle - W_T\langle z - 1.792 \rangle$$

$$+ R_{2y}\langle z - 1.97 \rangle - W_P\langle z - 2.124 \rangle - F_{cy}\langle z - 2.124 \rangle - W_a \frac{1}{2}\langle z - 0 \rangle^2$$

$$M_y = 9097\langle z - 0 \rangle - 2175.6\langle z - 0.177 \rangle - 7407\langle z - 0.342 \rangle - 7407\langle z - 1.792 \rangle$$

$$+ 16441.23\langle z - 1.97 \rangle - 2203.7\langle z - 2.124 \rangle - 4458.6\langle z - 2.124 \rangle - 869.26 \times \frac{1}{2}\langle z - 0 \rangle^2$$

$$M_x = R_{1x}\langle z - 0 \rangle - F_1\langle z - 0.342 \rangle - F_2\langle z - 1.792 \rangle + R_{2x}\langle z - 1.97 \rangle + F_{cx}\langle z - 2.124 \rangle$$



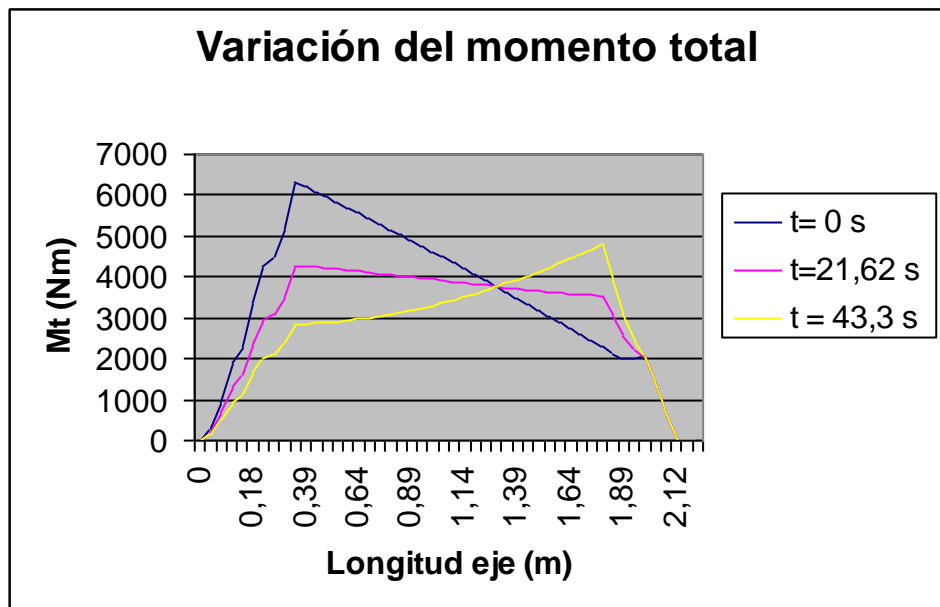
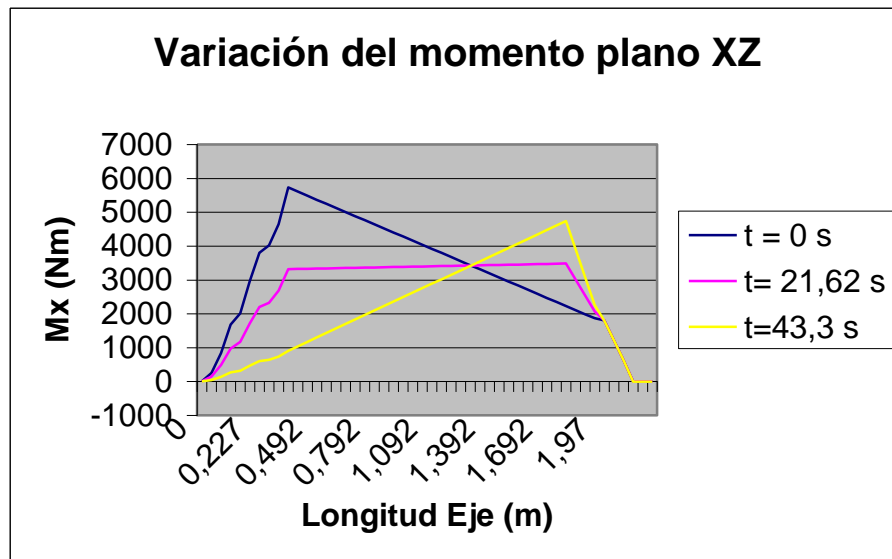


Figura 3.20 Momentos en la flecha

Los momentos flectores varían de manera fluctuante desde un valor máximo hasta uno mínimo en cada punto de la flecha debido a las diferentes posiciones del cable. Se puede notar que la máxima variación del momento está en el punto C .

El par de torsión aplicado se asumirá uniforme sobre el tramo de flecha entre los puntos B y G en la carrera en que viaja el cable a lo largo del tambor

Se analizará el factor de seguridad aceptable del árbol en los puntos de interés.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida se asumirá una flecha sólida de diámetro 0.12 m. Se tiene entonces:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} C_{efectos\ varios} S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 882.59 = 441.29$$

La carga es a flexión y a torsión por lo que $C_{carga}=1$. Para un diámetro de 120mm se utiliza un $C_{tamaño}=1.189(20)^{-0.097}=0.74$

La superficie es maquinada por lo que:

$$C_{superficie} = A S_{ut}^{-b} = 4.51(882.59)^{-0.265} = 0.74. \text{ A temperatura}$$

$<450^{\circ}\text{C}$ $C_{temp}=1$ y con una confiabilidad del 50% $C_{confiabilidad}=1$.

El entorno corrosivo afecta la resistencia a la fatiga del material.

Experiencias con el entorno al que trabaja la maquina y

condiciones de operación recomiendan un factor de $C_{\text{efectosvarios}}=0.6$.

$$S_e = 1 \times 0.74 \times 0.74 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 441.29 = 145 \text{MPa}$$

A continuación se evaluará el factor de seguridad en cada punto

Punto A: Este se encuentra a 0.021m del rodamiento A. En este punto se encuentra el asiento del cojinete con un chaflán de hombro a la derecha. El diámetro del árbol se probará con 80 mm. El torque en este punto es cero. El momento total alternante y medio será:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{400.18 - 198.75}{2} = 100.715 \text{Nm}$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{400.18 + 198.75}{2} = 299.46 \text{Nm}$$

El factor de concentración de esfuerzos debido al hombro en el eje soportando un momento se lo determina mediante la grafica situada en el apéndice B . El radio de la esquina se lo toma de 3mm. El diámetro del hombro es de 0.09 m. Para $D/d = 0.09/0.08 = 1.25$ $r/d = 3/80 = 0.0375$ $K_t = 2.12$

La sensibilidad a las muescas para este acero será: para un radio de muesca de 3mm y para un S_{ut} de 882 MPa según la

grafica ubicada en el apéndice B.

$$q = 0.9$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.9(2.12 - 1) = 2.0$$

$$K_f |\sigma_{\max}| < S_y \rightarrow K_{fsm} = K_{fs}$$

$$2.0 \left| \frac{400.18(0.04)}{\frac{\pi}{64}(0.08^4)} \right| = 15.92 < 686.44$$

$$K_{fm} = 2.0$$

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} = (2.0) \frac{100.715(0.04)}{2.010 \times 10^{-6}} = 4.0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} = (2.0) \frac{299.46(0.04)}{2.010 \times 10^{-6}} = 11.91 \text{ MPa}$$

Dado que la flecha gira a torsión y flexión fluctuantes y el par de torsión se lo considera constante en el ciclo de avance del cable a lo largo del tambor se puede decir que se crea un estado de esfuerzos multiaxial simple con lo que se permite aplicar el método de Von Misses para estos esfuerzos biaxiales:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{4.0^2 + 3(0)} = 4.0 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{11.91^2 + 3(0)^2} = 11.91 \text{ MPa}$$

Dado que tanto el momento como el par de torsión están ambos causados por la misma fuerza aplicada, son sincrónicos y en

fase, y al variar al elevarse la carga mantendrán una relación constante. Se aplica entonces la siguiente fórmula para aplicar el factor de seguridad:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(145)(882.59)}{(4.0)(882.59) + (11.91)(145)} = 24$$

Lo cual se encuentra por encima del mínimo de 2.0.

Punto B : Este punto se encuentra a 0.177 m del rodamiento A. Aquí se encuentra el embrague el cual se acopla al eje mediante una cuña. La flecha es maciza en ese punto y posee un diámetro de 90 mm. El torque en este punto es el medio calculado $T_m = 5749.2$ N Los momentos medio y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{3367.25 - 1663.69}{2} = 851.78 Nm$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{3367.25 + 1663.69}{2} = 2515.47 Nm$$

La cuña tendrá en sus esquinas un radio aproximado de 4 mm. Dado la gráfica de concentración de esfuerzos para este caso en el apéndice B:

$$r/d = 4/90 = 0.044 \quad K_t = 1.88 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 2.3$$

Para un radio de muesca de 4mm y para un S_{ut} de 882 MPa

$q = 0.9$ se comprueba que $K_f = K_{fm} = 1.87$ $K_{fs} = K_{fsm} = 2.17$

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} = (1.87) \frac{851.78(0.045)}{3.22 \times 10^{-6}} = 22.25 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} = (1.87) \frac{2515.47(0.045)}{3.22 \times 10^{-6}} = 65.73 \text{MPa}$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m r}{J} = (2.17) \frac{5749.2 \times 0.045}{\frac{\pi}{32} 0.09^4} = 87.17 \text{MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{22.25^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma'_a = 22.25 \text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{65.73^2 + 3(87.17)^2}$$

$$\sigma'_m = 164.67 \text{MPa}$$

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(145)(882.59)}{(22.25)(882.59) + (164.67)(145)} = 2.9$$

Lo cual se encuentra por encima del mínimo de 2.0.

Punto C: Este se encuentra a 0.317 m del rodamiento A. Esto es el diámetro de alivio del cojinete y que además sirve de hombro para el embrague. El radio de chaflán será de 3 mm.. El diámetro exterior del árbol en este punto será de 90 mm.El

torque es $T_m = 5749.2$ N. Los momentos medios y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{5883.97 - 2670.36}{2} = 1606.8 Nm$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{5883.97 + 2670.36}{2} = 4277.165 Nm$$

El factor de concentración de esfuerzos debido al hombro en el eje se lo obtiene de la grafica en el apéndice B. El radio de la esquina se lo toma de 3mm. El diámetro del hombro es de 100 mm. Para $D/d = 100/90 = 1.11$ $r/d = 3/90 = 0.033$ $K_t = 2.05$ $K_{ts} = 1.43$ La sensibilidad a las muescas para este acero será: para un radio de muesca de 3mm y para un S_{ut} de 882 MPa:

$$q = 0.9$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.9(2.05 - 1) = 1.945$$

$$K_{fs} = 1 + 0.9(1.43 - 1) = 1.387$$

Se comprueba que $K_f = K_{fm} = 1.945$ $K_{fs} = K_{fsm} = 1.387$

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} = (1.945) \frac{1606.8(0.045)}{3.22 \times 10^{-6}} = 43.67 MPa$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} = (1.945) \frac{4277.165(0.045)}{3.22 \times 10^{-6}} = 116.2 MPa$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m r}{J} = (1.387) \frac{5749.2 \times 0.045}{\frac{\pi}{32} 0.09^4} = 55.7 \text{MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{43.67^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma'_a = 43.67 \text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{116.2^2 + 3(55.7)^2}$$

$$\sigma'_m = 151.02 \text{MPa}$$

$$N_f = \frac{(145)(882.59)}{(43.67)(882.59) + (151.02)(145)} = 2.11$$

Lo cual se encuentra por encima del mínimo de 2.0

Punto a D: Este se encuentra a 0.367 m del rodamiento A. Esto es el diámetro de alivio del cojinete. En este punto se encuentran uno de los momentos más altos. El radio de chaflán será de 3 mm.. El diámetro exterior del árbol en este punto será de 100 mm. El torque es $T_m = 5749.2 \text{ N}$. Los momentos medios y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{6270.34 - 2851.60}{2} = 1709.37 \text{Nm}$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{6270.34 + 2851.60}{2} = 4560.97 \text{Nm}$$

El factor de concentración de esfuerzos debido al hombro en el eje se lo obtiene de la grafica en el apéndice B. El radio de la esquina se lo toma de 3mm. El diámetro del hombro es de 120mm Para $D/d= 120/100= 1.2$ $r/d= 3/100=0.03$ $K_t=2.25$
 $K_{ts}=1.8$ $q= 0.9$ $K_f = 2.125$ $K_{fs}= 1.72$

Se comprueba que $K_f = K_{fm}=2.125$ $K_{fs} = K_{fsm} = 1.72$

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} = (2.125) \frac{1709.37(0.05)}{4.90 \times 10^{-6}} = 37.06 MPa$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} = (2.125) \frac{4560.97(0.05)}{4.90 \times 10^{-6}} = 98.9 MPa$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m r}{J} = (1.72) \frac{5749.2 \times 0.05}{\frac{\pi}{32} 0.1^4} = 50.45 MPa$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa} \sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{37.06^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma'_a = 37.06 MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm} \sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{98.9^2 + 3(50.45)^2}$$

$$\sigma'_m = 131.97 MPa$$

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(145)(882.59)}{(37.06)(882.59) + (131.97)(145)} = 2.4$$

Lo cual se encuentra por encima del mínimo de 2.0

Punto E: Este es un asiento de cojinete similar al que se encuentra en el punto D, se encuentra a 1.767 m del rodamiento A. El radio del chaflán es de 3mm. El diámetro de la flecha en ese punto es de 100mm y tiene un hombro de 120mm. El torque es $T_m = 5749.2$ N. Los momentos medios y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{4723 - 2393}{2} = 1165 Nm$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{4723 + 2393}{2} = 3558 Nm$$

Para $D/d = 120/100 = 1.2$ $r/d = 3/100 = 0.03$ $K_f = 2.25$ $K_{fs} = 1.8$

$q = 0.9$ $K_f = 2.125$ $K_{fs} = 1.72$

Se comprueba que $K_f = K_{fm} = 2.125$ $K_{fs} = K_{fsm} = 1.72$

Con el procedimiento anterior se tiene un $N = 3.31$ lo cual satisface el mínimo de 2.0

Punto F: Este es un asiento de cojinete similar al que se encuentra en el punto A, se encuentra a 1.945 m del rodamiento A. El radio del chaflán es de 3mm. El diámetro de la flecha en ese punto es de 80mm y tiene un hombro de 100 mm. El torque es $T_m = 5749.2$ N. Los momento medios y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{2326 - 2027}{2} = 149.5 Nm$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{2326 + 2027}{2} = 2176.5 Nm$$

Para $D/d = 100/80 = 1.25$ $r/d = 3/80 = 0.0375$ $K_t = 2.3$ $K_{ts} = 1.85$

$q = 0.9$ $K_f = 2.17$ $K_{fs} = 1.765$

Se comprueba que $K_f = K_{fm} = 2.17$ $K_{fs} = K_{fsm} = 1.765$

Con el procedimiento anterior se tiene un $N = 3.7$ lo cual satisface el mínimo de 2.0

Punto G: Aquí se encuentra la rueda dentada acoplada al eje por medio de una cuña, se encuentra a 2.099 m del rodamiento A. El diámetro de la flecha en este punto es de 70mm. El torque es $T_m = 5749.2$ N. Los momentos medio y alternantes serán:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{337.10 - 335.52}{2} = 0.79 Nm$$

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{337.10 + 335.52}{2} = 336.1 Nm$$

La cuña tendrá en sus esquinas un radio aproximado de 4 mm.

Dado la grafica de concentración de esfuerzos para este caso en el apéndice C: $r/d = 4/70 = 0.057$ $K_t = 1.75$ y $K_{ts} = 2.24$

Para un radio de muesca de 4mm y para un Sut de 882 MPa

0.9. Se comprueba que $K_f = K_{fm} = 1.675$ $K_{fs} = K_{fsm} = 2.116$

Con el procedimiento anterior se tiene un $N = 2.8$ lo cual satisface el mínimo de 2.0

Se concluye entonces que los diámetros escogidos son seguros a la fatiga.

3.3.2 Diseño de la cuña

La cuña será de tipo paralela ya que son las de uso más común. Se recomienda cuñas cuadradas para diámetros de flechas de hasta 6.5 plg. Por lo que escogeremos esta clase de cuña.

La longitud de la cuña debe ser inferior a 1.5 veces el diámetro de la flecha a fin de evitar demasiada torsión con la deflexión de ésta. Se recurrirá a la siguiente tabla definida por la norma ANSI para determinar el ancho de la cuña.

Tamaños de cuñas para flechas de tamaño en pulgadas	
Diámetros de las flechas (in)	Ancho nominal de la cuña (in)
0,312 < d ≤ 0,437	0,093
0,437 < d ≤ 0,562	0,125
0,562 < d ≤ 0,875	0,187
0,875 < d ≤ 1,250	0,25
1,250 < d ≤ 1,375	0,312
1,375 < d ≤ 1,750	0,375
1,750 < d ≤ 2,250	0,5
2,250 < d ≤ 2,750	0,625
2,750 < d ≤ 3,250	0,75
3,250 < d ≤ 3,750	0,875
3,750 < d ≤ 4,5	1
4,5 < d ≤ 5,5	1,25
5,5 < d ≤ 6,5	1,5

Tabla 8 Tamaños normalizados de cuñas

Se utilizara como material de la cuña un acero al bajo carbono SAE 1010. Su $S_{ut}=365\text{MPa}$ y $S_y=303\text{MPa}$.

La falla al corte ocurre cuando la cuña es degollada en su ancho en el contacto entre flecha y masa. El esfuerzo debido al corte es:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{\text{corte}}}$$

La falla por apoyo o aplastamiento ocurre por apretar cualquiera de los lados a compresión. El esfuerzo promedio de apoyo es:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{\text{apoyo}}}$$

Se analizara este esfuerzo mediante análisis estático y de

fatiga.

Para la cuña de la rueda dentada: Para este caso el ancho de la cuña recomendada es 19.05 mm La longitud será de 100mm.

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{r} = \frac{42503.7(0.315)}{0.07} = 19126665N$$

$$\tau_{xy\max} = \frac{F_{\max}}{A_{\text{corte}}} = \frac{19126665}{0.1 \times 0.01905} = 100.4MPa$$

$$N = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy\max}} = \frac{0.577(303)}{110.4} = 1.6$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_{\text{apoyo}}} = \frac{19126665}{0.1 \times 0.00952} = 200.91MPa$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{(303)}{200.91} = 1.5$$

Los factores de seguridad son bajos ya que en caso de sobrecarga la cuña fallarán antes que las flechas.

Para el caso de fatiga se toma el torque medio $T_m = 5749.2$ N.

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{corte}} = \frac{8213285}{0.1 \times 0.01905} = 43.11 \text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(43.11)^2} = 76.66$$

$$N_f = \frac{S_{ut}}{\sigma'_m} = \frac{365}{76.66} = 4.7$$

Por lo que no falla por fatiga.

Para la cuña del embrague: Para este caso el ancho de la cuña recomendada es 22.22 mm. La longitud será de 90 mm.

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{r} = \frac{42503.7(0.315)}{0.09} = 148763 \text{N}$$

$$\tau_{xy \max} = \frac{F_{\max}}{A_{corte}} = \frac{148763}{0.09 \times 0.022} = 75.13 \text{MPa}$$

$$N = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy \max}} = \frac{0.577(303)}{75.13} = 2.3$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_{apoyo}} = \frac{148763}{0.09 \times 0.011} = 150.26 \text{MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{(303)}{150.26} = 2.0$$

Para el caso de fatiga se toma el torque medio $T_m = 5749.2 \text{ N}$.

$$F_m = \frac{T_m}{r} = \frac{5749.3}{0.09} = 63881.1 \text{N}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{corte}} = \frac{63881.1}{0.09 \times 0.022} = 32.26 MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(32.26)^2} = 55.88$$

$$N_f = \frac{S_{ut}}{\sigma'_m} = \frac{365}{55.88} = 6.5$$

Por lo que no falla por fatiga.

3.4 Selección de Rodamientos

La decisión de utilizar cojinetes de rodamiento en lugar de los de deslizamiento es que se necesita un mantenimiento continuo de los últimos y en el campo de aplicación se ha notado que existe muy poco cuidado en lo que es la lubricación adecuada de componentes mecánicos, con lo cual la experiencia recomienda el uso de cojinetes de rodamiento. Estos cojinetes son menos sensibles a interrupciones en la lubricación.

Otras ventajas son que tienen buena fricción al arranque y en operación, tienen buen arranque a baja temperatura, pueden sellar el lubricante dentro del cojinete, y lubricarse “de por vida” y además requieren poco espacio axial.

El primer paso para la selección es elegir el tipo de rodamiento que se va a utilizar. En el mercado los más comunes son los rodamientos de

bolas y de rodillos. Los rodamientos de bolas exhiben una resistencia friccional menor que los rodamientos de rodillos . Esto los hace más adecuados para aplicaciones de alta velocidad, alta precisión, bajo par torsional y baja vibración. En contraste, los rodamientos de rodillos tienen una capacidad de carga mayor que los hace apropiados para aplicaciones de vida y de resistencia a la fatiga prolongadas, con cargas elevadas y de aplicación repentina.

Para seleccionar se tomaran las siguientes consideraciones:

Aplicación: malacate de grúa

Servicio: pesado

Velocidad de giro : Baja = 122 rpm

Cargas: Radiales grandes. Cargas axiales pequeñas

Vibración y Cargas de impacto: Si

Temperatura de operación: ambiente

Condiciones ambientales: Corrosivas

El fabricante recomienda para poleas de equipo de minería un rodamiento de rodillos cilíndrico. Este rodamiento acepta cargas pesadas. Puede soportar cargas radiales solamente. Resiste cargas de choque y vibración. Este cojinete permite una desalineación aceptable , comparable con la de los rodamientos de bola.

La capacidad básica de carga dinámica es una expresión de la capacidad de carga de un rodamiento basado en una carga constante que el rodamiento puede sostener por un millón de revoluciones. Para rodamientos radiales, ésta capacidad se aplica a carga radial pura.

La vida nominal básica en horas de operación esta dada por

$$L_{10h} = 500 f_h^p$$

Donde $p=10/3$ para rodamiento de rodillos, f_h es el factor de vida requerida y se la obtiene de la siguiente tabla:

Clasificación de servicio	Factor de vida f_h y aplicación de máquina				
	~ 2.0	2.0~3.0	3.0~4.0	4.0~5.0	5.0~
Máquinas usadas en periodos cortos, ó usadas ocasionalmente,	Herramientas eléctricas manuales, Electrodomésticos	Maquinaria Agrícola, Equipo de oficina			
Periodo corto intermitente; pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo médico de medición	Motores de aparatos de aire acondicionado domesticos, Equipo de construcción, elevadores, grúas	grúas (poleas)		
Máquinas en uso no-constante, pero usado es por periodos largos	Automóviles Vehículos de dos ruedas	Motores pequeños Buses/camiones Impulsores; Maquinaria de carpintería	Huñillos de máquinas Industriales; Trituradores, Mallas Vibrantes	Reductores, Maq-P/plastico y caucho Rodillos de Calendarios Maq. de inpresion	
Máquinas en uso continuo, más que 8 horas al día		Molinos de rodillos; Escaleras eléctricas, Transportadores, Centrifugas	Vehículos de rieles Ejes fijos Aparatos de aire acondicionado Motores grandes; Bombas Compresores	Ejes fijos de locomotoras; Motores de tracción Elevadores de minas; Volantes a presión	Máquinas de fabricación de papel Equipo de * propulsión para vehículos marinos
Operación continua de 24 horas, no interrumpible					Equipo para suministro de agua; Bombas/ Ventiladores; Equipo de generación de energía

Tabla 9 Factor de vida rodamientos

Para maquinas de uso continuo , más de 8 horas al día y bajo la aplicación elevadores de minas se tiene un f_h de 4 a 5. Escogeremos 4.5.

$$\text{Entonces: } L_{10h} = 500f_h^p = 500(4.5)^{10/3} = 75222 \text{ horas}$$

$$\text{La vida ajustada será : } L_n = a_1 a_2 a_3 L_{10h}$$

Donde a_1 es el ajuste de vida por confiabilidad, con una confiabilidad del 95% el factor de confiabilidad es de 0.62. a_2 es el ajuste de vida por material. Al utilizarse el material usado en el catalogo el factor será igual a 1. a_3 es el ajuste de vida por condiciones de operación dado que se encuentra a temperatura ambiente el factor será igual a 1

$$L_n = a_1 a_2 a_3 L_{10h} = (0.62)(1)(1)(75222) = 46637.6 \text{ horas}$$

Trabajando a 15 horas diarias por 320 días al año se tiene que el rodamiento durara 9.7 años.

La carga sobre los rodamientos fluctuara en un periodo de tiempo fijo. Cuando esto sucede se toma la fuerza media sobre los rodamientos. Las reacciones en los rodamientos basados en la fuerza media del cable ya fueron calculados anteriormente.

Rodamientos D y E: los diámetros de las flechas son de 100mm. Las cargas axiales son despreciables por lo que se considerará las cargas radiales solamente. Por lo que $P_r = F_r$. Las máximas reacciones

debido a la fuerza media sobre el cable cuando éste se encuentra en los extremos del tambor son:

$$R_{1x} = 19164\text{N} \text{ y } R_{1y} = 3760.4 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{19164^2 + 3760.4^2} = 19529.3\text{N}$$

Existen varios casos en los que la carga real de operación del eje es mucho mayor que la carga calculada teóricamente, debido a la vibración y/o al choque de la máquina . esta carga real del eje puede ser obtenida mediante el uso de la siguiente ecuación suministrada por el fabricante (NTN)

$$K = f_w K_c$$

Donde K es la carga real del eje (N), K_c es el valor teórico calculado y f_w es el factor de carga obtenido de la siguiente tabla:

Factor de carga f_w		
Magnitud de choque	f_w	Aplicación
Muy poco ó nada de choque	1.0 ~ 1.2	Máquinas eléctricas, máquinas herramientas, instrumentos de medición
Choque liviano	1.2 ~ 1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, máquinas para fabricar papel, máquinas para mezclar caucho, impresoras, aeronaves, máquinas para textiles, unidades eléctricas, máquinas de oficinas
Choque pesado	1.5 ~ 3.0	Trituradoras, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

Tabla 10 Factor de carga para rodamientos

Dado que la tabla da el factor para la aplicación de grúa se usara un $f_w = 2.5$, por lo que $P_r = K = 2.5(19529.37) = 48823.42N$

La capacidad de carga dinámica será entonces:

$$C_r = \left[L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right]^{1/p} P_r = \left[75222 \times \frac{60(122)}{10^6} \right]^{1/10/3} \times 48823.4N$$

$$C_r = 324253N$$

Se recurre a la tabla ubicada en el apéndice A y se selecciona un rodamiento de rodillos cilíndrico para una flecha de diámetro de 100mm.

Se seleccionara un rodamiento de rodillos cilíndricos NU2220E, con una capacidad básica de carga dinámica de $C_r=335000N$ y una estática de $C_{or} = 445000N$. El factor de seguridad para ésta carga es: $S_o = C_o / P_{omax} = 445000 / 324253 = 1.37$ lo cual ésta por encima del valor mínimo de 1 para aplicaciones de velocidad baja y cargas grandes.

Las características de este rodamiento se dan en el apéndice A. Se comprueba que las dimensiones de la flecha concuerdan con la norma dictada por el fabricante.

Rodamientos A y F: los diámetros de las flechas son de 80 mm. Las cargas axiales son despreciables por lo que se considerará las cargas radiales solamente. Por lo que $P_r = F_r$

Las máximas reacciones debido a la fuerza media sobre el cable cuando éste se encuentra en los extremos del tambor son:

$$R_{1x} = 16749.7N \text{ y } R_{1y} = 9697 N$$

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{16749.7^2 + 9697^2} = 19354.17N$$

$$K = f_w K_c \quad P_r = K = 2.5(19354.17) = 48385.4N$$

La capacidad de carga dinámica será entonces:

$$C_r = \left[L_{10h} \times \frac{60n}{10^6} \right]^{1/p} \quad P_r = \left[75222 \times \frac{60(122)}{10^6} \right]^{1/10/3} \times 48385.42N$$

$$C_r = 319827N$$

Se recurre a la tabla ubicada en el apéndice A y se selecciona un rodamiento de rodillos cilíndrico para una flecha de diámetro de 80mm

Se seleccionara un rodamiento de rodillos cilíndricos NU 2316E, con una capacidad básica de carga dinámica de $C_r = 355000N$ y una estática de $C_{or} = 430000N$. El factor de seguridad para ésta carga es: $S_o = C_o / P_{omax} = 430000 / 319827 = 1.34$ lo cual ésta por encima del valor mínimo de 1 para aplicaciones de velocidad baja y cargas grandes.

Las características de este rodamiento se dan en el apéndice A.

Se comprueba que las dimensiones de la flecha concuerdan con la norma dictada por el fabricante.

3.5 Diseño de Soldaduras

En el diseño de ensambles soldados hay que considerar la manera en que se aplica la carga en los ensambles, los tipos de materiales en la soldadura y en los miembros que se va a ensamblar así como la geometría del ensamble.

En la máquina existen 3 puntos en los que la unión por soldadura está sometido a altos esfuerzos: en la unión del tambor a las alas, en la unión de las alas a la brida de acople y en la unión del tambor del freno a las alas.

Unión del tambor a las alas: El tambor se soldara a las placas circulares llamadas alas. Estas alas sirven para asegurar que el cable no se separe del tambor al enrollarse sobre él. Para esto se soldara el tambor a las alas con una soldadura de filete alrededor del perímetro del tambor.

El material del tambor es un acero al manganeso y el material de las alas un acero 1018. El electrodo que se utilizará es un E7018 ya que

se recomienda para aceros de mediano y bajo carbono y para reparación de maquinaria pesada. Además el fabricante del material del tambor recomienda ésta soldadura. Posee una alta resistencia mecánica. Las propiedades de esta soldadura se encuentran en el apéndice A. Su límite elástico es 480MPa y su resistencia máxima a la tracción es 570 MPa.

Mott , en su libro Diseño de elementos de maquinas, proporciona información correspondiente a la tensión por esfuerzo de corte permisible en algunas combinaciones de metal base y electrodo soldador, ésta información es reproducida en la siguiente tabla:

Metal base Grado ASTM	Electrodo	Tensión por esfuerzo de corte permisible
Estructuras tipo Edificio		
A36, A441	E60	13600 psi
A36, A441	E70	15800 psi
Estructuras tipo Puente		
A36	E60	12400 psi
A36, A441	E70	14700 psi

Tabla 11 Tensiones por esfuerzo de corte para varias soldaduras

Análisis Estático

Se realizará el análisis al arranque de la carga cuando existe la máxima fuerza sobre el cable. El cable cuando se encuentra en el extremo del tambor genera la máxima carga sobre la soldadura. Las fuerzas que actúan sobre la soldadura se muestran en la figura

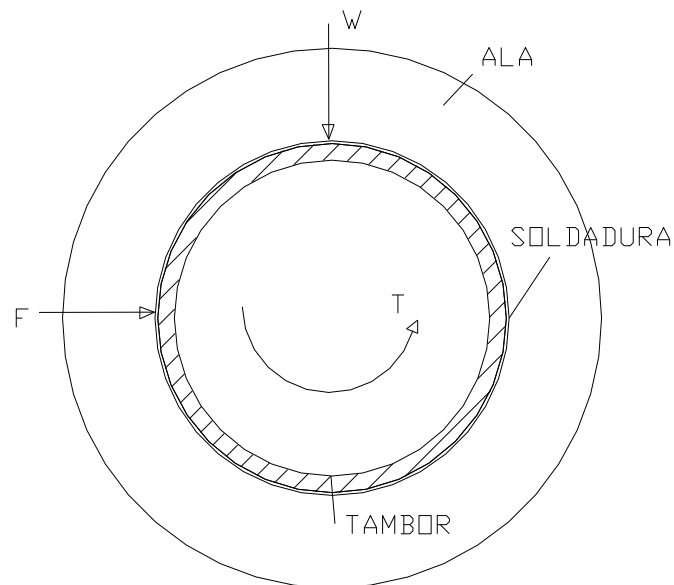


Figura 3.21 Fuerzas que actúan en la soldadura del tambor al ala

Donde W es la reacción del peso del tambor e igual a $W = 5655.4/2$
 $W = 2827.7 \text{ N}$, F es la fuerza al arranque en el cable en un extremo del tambor $F = 42504 \text{ N}$ y T es el torque generado por ésta fuerza $T = 13388.85 \text{ Nm}$. Las propiedades del área y momentos de inercia para torsión y flexión se encuentran en el apéndice B.

La siguiente tabla recomienda los tamaños mínimos de lado para soldadura de chaflán:

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño mínimo de lado para soldadura de chaflán (pulg)
< 1/2	3/16
> 1/2 – 3/4	1/4
> 3/4 – 1 1/2	5/16
> 1 1/2 – 2 1/4	3/8
> 2 1/4 – 6	1/2
> 6	5/8

Tabla 12 Tamaño mínimo de soldadura

El espesor del ala es de 9/16" por lo que se escogerá un tamaño mínimo de ¼". El espesor de la garganta será: $h = 0.707(0.00635)$

$h=0.00449$ m. El área de la soldadura es:

$$A = \pi dh = \pi(0.63)(0.00449) = 0.0088 \text{ m}^2 .$$

El punto inferior del tambor estará sometido a los máximos esfuerzos.

Estos serán:

$$\tau_x' = \frac{F_c}{A} = \frac{42504}{0.0088} = 4.83 \text{ MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{133885(0.315)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.315^3)} = 4.78 \text{ MPa}$$

$$\tau_y' = \frac{W}{A} = \frac{2827.7}{0.0088} = 0.321 \text{ MPa}$$

$$\tau_x = 4.83 + 4.78 = 9.61 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = \sqrt{9.61^2 + 0.321^2} = 9.615 \text{ MPa}$$

Se escogerá de la tabla la tensión por esfuerzo de corte permisible de 15800 psi, es decir, 108.55 MPa, dado que el material del ala es un A36 y la soldadura es E70.

Dado que el esfuerzo al que es sometido la soldadura es de 9.61 MPa, menor que el esfuerzo permisible, la soldadura resistirá la carga máxima.

Análisis a Fatiga

La soldadura estará sometida a esfuerzos fluctuantes debido a que el cable viaja a lo largo del tambor.

F de 0 a 19164N . El torque medio es 6036.66Nm

W constante $W_m = W + W_{\text{cable}}/2 = 2827.7 + 7293/2 = 6474.2\text{N}$

$$\tau_{x\max}' = \frac{F}{A} = \frac{19164}{0.0088} = 2.17\text{MPa}$$

$$\tau_{x\min}' = \frac{F}{A} = \frac{0}{0.0088} = 0\text{MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{6036.66(0.315)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.315^3)} = 2.15\text{MPa}$$

$$\tau_y' = \frac{W}{A} = \frac{6474}{0.0088} = 0.73\text{MPa}$$

$$\tau_{x\max} = 2.17 + 2.15 = 4.32\text{MPa}$$

$$\tau_{x\min} = 0 + 2.15 = 2.15\text{MPa}$$

$$\tau_{t\max} = \sqrt{4.32^2 + 0.73^2} = 4.38\text{MPa}$$

$$\tau_{t\min} = \sqrt{2.15^2 + 0.73^2} = 2.27\text{MPa}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 2.7 \frac{4.38 - 2.27}{2} = 2.84\text{MPa}$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 2.7 \frac{4.38 + 2.27}{2} = 8.97\text{MPa}$$

$$\tau\sigma'_a = \sqrt{3(2.84)^2} = 4.91MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(8.97)^2} = 15.53MPa$$

Para una junta con filetes paralelos el factor de concentración $K_t = 2.7$

$$K_t = K_{fs} = 2.7 \text{ y } K_{fs} = K_{fsm} = 2.7$$

La resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} C_{efectosvarios} S'_e$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5 \times 570 = 285MPa$$

La carga es a cortante $C_{carga}=0.577$ Para un diámetro de 600mm se

utiliza un factor de tamaño $C_{tamaño}=0.6$. La superficie basta debe

usarse para uniones soldadas : $C_{superficie} = A S_{ut}^{-b} = 272(570)^{-0.995} = 0.49$

A temperatura $<450^\circ C$ $C_{temp}=1$ y con una confiabilidad del 50%

$C_{confiabilidad}=1$. El entorno corrosivo afecta la resistencia a la fatiga del

material. Por lo que $C_{efectosvarios}=0.6$.

$$S_e = 0.577 \times 0.6 \times 0.49 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 285 = 29MPa$$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(29)(570)}{(4.91)(570) + (15.53)(29)} = 5.0$$

Unión del tambor del freno al ala: Para esto se soldará el tambor

a las alas con una soldadura de filete alrededor del perímetro del

tambor. Se utilizará un electrodo E7018. El diámetro de éste tambor

será aproximadamente de 90 cm.

Análisis Estático

El análisis es similar al anterior, se considera la carga al arranque y cuando el cable se encuentra en un extremo.

Las fuerzas que actúan sobre la soldadura se muestran en la figura:

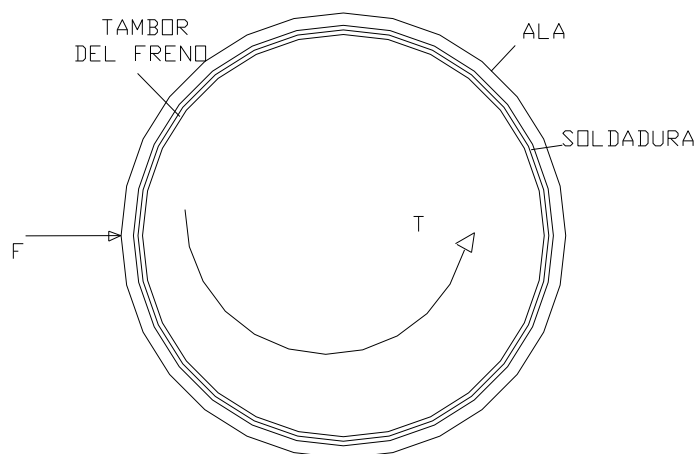


Fig. 3.22 Fuerzas que actúan en la soldadura del ala al tambor del freno

F es la fuerza al arranque del cable en un extremo del tambor donde se enrolla el cable $F = 42504\text{N}$ y T es el torque generado por ésta fuerza $T = 13388.85\text{ Nm}$.

El espesor del ala es de $9/16''$ por lo que se escogerá un tamaño mínimo de $1/4''$. El espesor de la garganta será: $h = 0.707(0.00635)$

$h=0.00449$ m. El área de la soldadura es:

$$A = \pi dh = \pi(0.90)(0.00449) = 0.0126 \text{ m}^2 .$$

El punto inferior del tambor estará sometido a los máximos esfuerzos.

Estos serán:

$$\tau_x' = \frac{F_c}{A} = \frac{42504}{0.0126} = 3.37 \text{MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{13388.5(0.45)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.45^3)} = 2.34 \text{MPa}$$

$$\tau = 3.37 + 2.34 = 5.71 \text{MPa}$$

La tensión por esfuerzo de corte permisible es 108.55 MPa, dado que el material del ala es un A36 y la soldadura es E70.

Dado que el esfuerzo al que es sometido la soldadura es de 5.71MPa, menor que el esfuerzo permisible, la soldadura resistirá la carga máxima.

Análisis a Fatiga

La soldadura estará sometida a esfuerzos fluctuantes debido a que el cable viaja a lo largo del tambor.

F de 0 a 19164N . El torque medio es 6036.66Nm

$$\tau_{x_{\max}}' = \frac{F}{A} = \frac{19164}{0.0126} = 1.52 \text{MPa}$$

$$\tau_{x_{\min}}' = \frac{F}{A} = \frac{0}{0.0126} = 0 \text{MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{6036.66(0.45)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.45^3)} = 1.056 \text{MPa}$$

$$\tau_{\max} = 1.52 + 1.056 = 2.576 \text{MPa}$$

$$\tau_{\min} = 0 + 1.056 = 1.056 \text{MPa} = 2.052 \text{MPa}$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 2.7 \frac{2.576 + 1.056}{2} = 4.9 \text{MPa}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{3(2.052)^2} = 3.55 \text{MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{3(4.9)^2} = 8.48 \text{MPa}$$

Para una junta con filetes paralelos el factor de concentración $K_t = 2.7$

$$K_t = K_{fs} = 2.7 \text{ y } K_{fs} = K_{fsm} = 2.7$$

La resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{superficie}} C_{\text{temperatura}} C_{\text{confiabilidad}} C_{\text{efectos varios}} S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 570 = 285 \text{MPa}$$

Se consideran los mismos factores.

$$S_e = 0.577 \times 0.6 \times 0.49 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 285 = 29 \text{MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(29)(570)}{(3.55)(570) + (8.48)(29)} = 7.3$$

Unión de las alas a la brida de acople : La brida va soldada al ala mediante un aro de acero . La soldadura será de filete alrededor del perímetro del aro. El diámetro del aro es de 20 cm. Se utilizará un electrodo E7018.

Análisis Estático

El análisis es similar al anterior, se considera la carga al arranque y cuando el cable se encuentra en un extremo.

Las fuerzas que actúan sobre la soldadura se muestran en la figura:

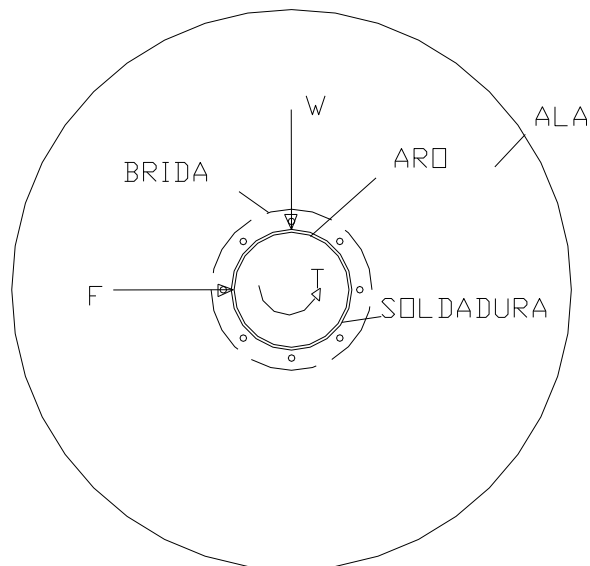


Fig. 3.23 Fuerzas que actúan en la soldadura del ala a la brida

F es la fuerza al arranque del cable en un extremo del tambor

$F = 42504\text{N}$ y T es el torque generado por ésta fuerza

$$T = 13388.85 \text{ Nm.}$$

$$W = W_{\text{tambor}} + W_{\text{alas}} + W_{\text{tambor frenos}} = 5655.4 + 1537.6 + 327.86$$

$$W = 7520.8/2 = 3760.4 \text{ N}$$

El espesor del ala es de $9/16''$ por lo que se escogerá un tamaño mínimo de $1/4''$. El espesor de la garganta será: $h = 0.00449 \text{ m}$. El área de la soldadura es:

$$A = \pi dh = \pi(0.20)(0.00449) = 0.00282 \text{ m}^2 .$$

El punto inferior del aro estará sometido a los máximos esfuerzos.

Estos serán:

$$\tau_x' = \frac{F}{A} = \frac{42504}{0.00282} = 15.07 \text{ MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{13388.5(0.20)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.2^3)} = 11.86 \text{ MPa}$$

$$\tau_y' = \frac{W}{A} = \frac{3760.4}{0.00282} = 1.33 \text{ MPa}$$

$$\tau_x = 15.07 + 11.86 = 26.93 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = \sqrt{26.93^2 + 1.33^2} = 26.96 \text{ MPa}$$

La tensión por esfuerzo de corte permisible es 108.55 MPa . Dado que el esfuerzo al que es sometido la soldadura es de 26.96 MPa , menor que el esfuerzo permisible, la soldadura resistirá la carga máxima.

Análisis a Fatiga

La fuerza fluctuante es F de 0 a 19164N .El torque medio es 6036.66Nm

$$W_m = W + W_{\text{cablededio}}/2 = 3760.4 + 7293/2 = 7406.9\text{N}$$

$$\tau_{x\text{max}}' = \frac{F}{A} = \frac{19164}{0.00282} = 6.79\text{MPa}$$

$$\tau_{x\text{min}}' = \frac{F}{A} = \frac{0}{0.00282} = 0\text{MPa}$$

$$\tau_x'' = \frac{Tr}{J} = \frac{6036.66(0.2)}{0.707(0.00635)(2 \times \pi \times 0.2^3)} = 5.35\text{MPa}$$

$$\tau_y' = \frac{W}{A} = \frac{7406.9}{0.00282} = 2.62\text{MPa}$$

$$\tau_{x\text{max}} = 6.79 + 5.35 = 12.14\text{MPa}$$

$$\tau_{x\text{min}} = 0 + 5.35 = 5.35\text{MPa}$$

$$\tau_{t\text{max}} = \sqrt{12.14^2 + 2.62^2} = 12.41\text{MPa}$$

$$\tau_{t\text{min}} = \sqrt{5.35^2 + 2.62^2} = 5.95\text{MPa}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} = 2.7 \frac{12.41 - 5.95}{2} = 8.72\text{MPa}$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} = 2.7 \frac{12.41 + 5.95}{2} = 24.78\text{MPa}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{3(8.72)^2} = 15.10\text{MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{3(24.78)^2} = 42.92\text{MPa}$$

Para una junta con filetes paralelos el factor de concentración $K_t = 2.7$

$$K_t = K_{fs} = 2.7 \text{ y } K_{fs} = K_{fsm} = 2.7$$

La resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} C_{efectosvarios} S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 570 = 285 \text{MPa}$$

Se consideran los mismos factores.

$$S_e = 0.577 \times 0.6 \times 0.49 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 285 = 29 \text{MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(29)(570)}{(15.10)(570) + (42.92)(29)} = 1.7$$

Con lo cual se comprueba que las soldaduras resistirán tanto la carga máxima como las cargas fluctuantes sobre los elementos.

3.6 Análisis y Diseño del Bastidor

El tambor y la flecha se apoyan en dos marcos de acero, y el motor junto con sus componentes se apoya en dos vigas.

A continuación se diseñan estas estructuras bajo la carga máxima:

Diseño del marco de acero: Esta estructura se la considera empotrada en su parte inferior dado que posee pernos que la fijan, en el extremo superior encuentra simplemente apoyada y se encuentra sometida a una carga que tiende a flexionar lateralmente

a el marco y a una carga de compresión debido al peso de los componentes.

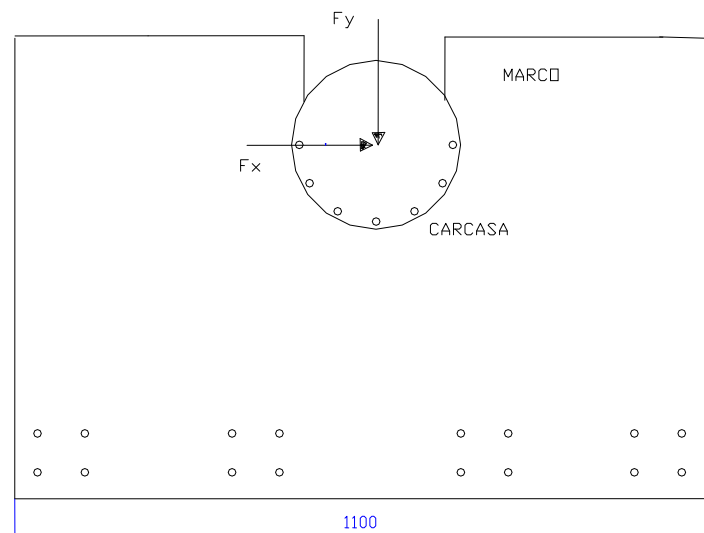


Figura 3.24 Fuerzas sobre el marco de acero

Donde F_x y F_y son las reacciones en los apoyos de la flecha. El análisis es el mismo que se realizó en la flecha solo que W_t es la reacción máxima en los apoyos del tambor ya calculada e igual a 3760.4. La fuerza $F_1 = 42504\text{N}$ y $F_2 = 0$ para que ocurra la máxima reacción en el apoyo. La fuerza debido a la transmisión por cadena se debe al máximo torque también ya calculada es:

$$F_{cy} = 10383.14\text{N}$$

$$F_{cx} = 27190.7\text{N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - W_e - W_T - W_T + R_{2y} - W_P - F_{cy} - W_a L = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 2175.6 + 3760.4 + 3760.4 + 2203.72 + 10383 + 869.26 \times 2.17$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 24168N$$

$$\sum M_{1y} = 0$$

$$W_T(0.342) - W_T(1.792) + R_{2y}(1.97) - W_P(2.124)$$

$$- F_{cy}(2.124) - W_a L(2.17/2) = 0$$

$$R_{2y} = 18878.47N$$

$$R_{1y} = 5289.52N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} - F_1 - F_2 + F_{cs} + R_{2x} = 0$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 42504 + 0 - 27190.7 = 15313.3N$$

$$\sum M_{1x} = 0$$

$$- F_1(0.342) - 0(1.792) + R_{2x}(1.97) + F_{cx}(2.124) = 0$$

$$R_{2x} = -21937.4N$$

$$R_{1x} = 37250.7N$$

La máxima reacción está en el punto 1. La fuerza en los apoyos es

$$F_x = 37250N \text{ y } F_y = 5289.5N$$

La distancia del eje de transmisión al empotramiento del marco es de 0.6m. El momento es $M = 37250 (0.6) = 22350 \text{ Nm}$

Se asumirá un marco de $0.25'' = 6.35 \text{ mm}$ de espesor. El ancho es de 1.1m y la altura de 0.8m. El material será un acero SAE1018.

El punto crítico será en el extremo inferior derecho ya que se hayan los esfuerzos de compresión por el peso de los componentes y la compresión en las fibras exteriores por la flexión a la que está sometido el marco.

El área de la sección transversal será: $A = (0.00635)(1.1) = 0.007 \text{ m}^2$.

Los esfuerzos serán:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{22350(0.55)}{(0.00635)(1.1^3)/12} = 18.22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{comp} = \frac{F_y}{A} = \frac{5289.5}{0.007} = 0.75$$

$$\sigma' = \sqrt{(18.22 + 0.75)^2} = 18.97 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{207 \text{ MPa}}{18.97} = 10.9$$

Se analizará pandeo cuando todo el cable se encuentre enrollado sobre el tambor entonces $F_y = 7293 + 5289.5 = 12582.8 \text{ N}$

$$(S_r)_D = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} = \pi \sqrt{\frac{2(206.8 \times 10^9)}{207 \times 10^6}} = 140.42$$

$$S_r = \frac{l_{eff}}{\sqrt{I/A}} = \frac{0.8(0.8)}{\sqrt{7.04 \times 10^{-3} / 0.007}} = 0.638$$

$$S_r < (S_r)_D$$

$$P_{cr} = A \left(S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y S_r}{2\pi} \right)^2 \right)$$

$$P_{cr} = 0.007 \left(207 \times 10^6 - \frac{1}{206.8 \times 10^9} \left(\frac{207 \times 10^6 (0.638)}{2\pi} \right)^2 \right)$$

$$P_{cr} = 1.44 \times 10^6 \text{ N}$$

$$N = \frac{1.44 \times 10^6}{12582} = 115$$

Por lo que se utilizará un marco de acero de 1/4 " de espesor de 80 cm. de altura y 110 cm. de ancho.

Diseño de vigas de soporte del motor. El motor y la caja de cambios tienen aproximadamente 900 Kg de peso. El peso se distribuirá a dos vigas .

La distribución de las cargas sobre la viga se muestran a continuación:

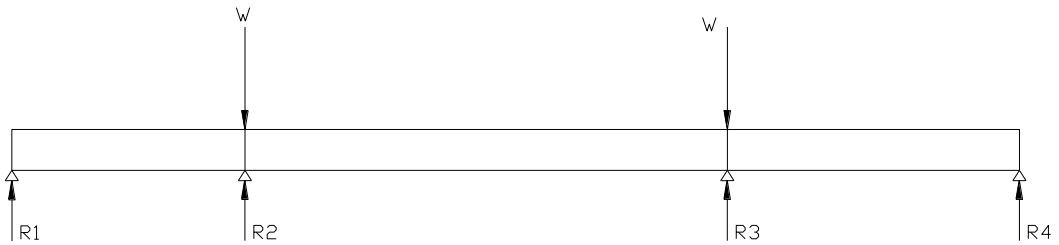


Figura 3.25 Fuerza sobre las vigas soportantes del motor

Donde W es el peso distribuido para los 4 soportes del motor

$$W = 2205\text{N}$$

Las reacciones por funciones de singularidad y equilibrio estático son:

$$R_1 = 22.145$$

$$R_2 = 2155$$

$$R_3 = 2260$$

$$R_4 = -27.62$$

La gráfica de momento dada la ecuación será:

$$M = 22.145 \langle x - 0 \rangle - 2205 \langle x - 0.44 \rangle + 2155 \langle x - 0.444 \rangle$$

$$- 2205 \langle x - 1.335 \rangle + 2260 \langle x - 1.335 \rangle - 27.62 \langle x - 1.88 \rangle$$

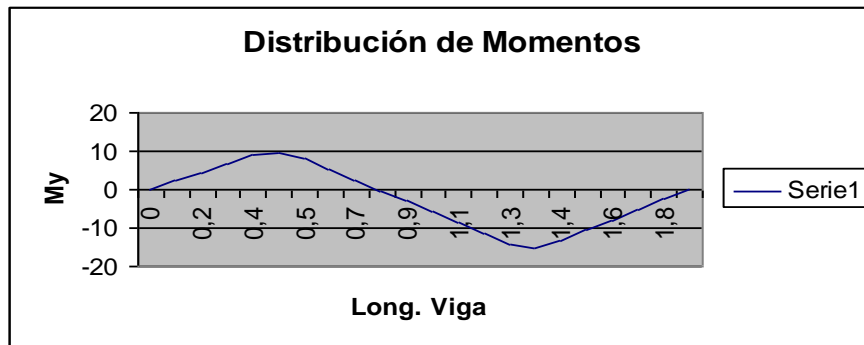


Figura 3.26 Distribución de momentos en la viga

El máximo momento de flexión es de -15 Nm.

Se asumirá una viga C 3 x 6 . Las propiedades de ésta se encuentran en el apéndice A. Tiene un modulo de sección de 2.81×10^{-5}

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{15}{2.81 \times 10^{-5}} = 0.533 MPa$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{207}{0.533} = 388$$

Por lo que la viga resistirá el peso del motor.

3.7 Diseño y Selección de los Pernos de Sujeción

Se utilizaran pernos ya que son los que se usan para aplicaciones de bastidores de maquinas debido a no necesitar de excesiva precisión en el montaje. Los pernos utilizados serán los de cabeza hexagonal estándar ya que es el estilo más popular para pernos grandes. La tuerca será una hexagonal estándar y se complementará con una arandela. El American Institute of Steel Construction (AISC) señala

tensiones permisibles para pernos y tornillos que se fabrican con acero de grado

ASTM , como lo muestra la tabla siguiente:

Grado ASTM	Tensión por esfuerzo de corte permisible	Tensión por esfuerzo de tracción permisible
A307	10 Ksi (69 MPa)	20 Ksi (138 MPa)
A325 y A449	17.5 Ksi (121 MPa)	44 Ksi (303 MPa)
A490	22 Ksi (152 MPa)	54 Ksi (372 MPa)

Tabla 13 Tensiones permisibles para pernos

Estos datos corresponden a pernos o tornillos que se utilizan en orificios de tamaño estándar, 1/16" más grandes que el tornillo. También se supone un tipo de conexión de fricción , en la que la precarga es lo suficientemente grande de tal forma que la fricción entre las partes que se enlazan contribuye a soportar una parte de la carga por esfuerzo de corte.

El fabricante posee recomienda en la construcción de acero estructural un tornillo de cabeza hexagonal estructural ASTM A325. Las especificaciones de este tornillo se encuentran en el apéndice A. La resistencia mínima a la tracción de este acero es de 120 Kpsi = 824.5 MPa, la resistencia a punto cedente 632.10 MPa.

En la máquina existen tres puntos importantes donde los pernos juegan un papel fundamental: En la unión de las bridas con las

carcasas de los rodamientos del tambor, en la unión de la carcasa de los rodamientos del eje con los marcos de acero y la unión del marco de acero con las vigas base.

Unión de las bridas con las carcasas de los rodamientos del tambor: La brida tendrá 8 pernos alrededor de un diámetro de 28 cm. La máxima fuerza que soportaran los pernos será cuando el cable empiece a elevar la carga. Las fuerzas sobre los pernos son debida al peso del tambor y sus demás componentes, y la fuerza generada por el cable al levantar la carga.

La disposición de los pernos y la dirección de las fuerzas se dan en el siguiente grafico:

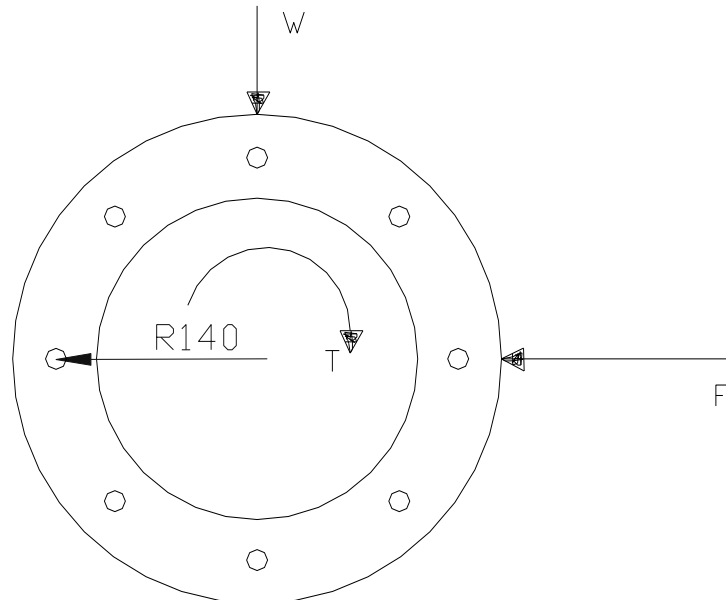


Figura 3.27 Fuerza sobre los pernos de la brida con la carcasa de los rodamientos

Donde F es la fuerza generada por el cable y T es el torque causado por ésta fuerza. W es el peso del tambor y sus componentes.

Se analizarán los pernos en el momento del arranque de la carga. Esto es , cuando la fuerza es máxima.El peso de los componentes ya se los calculo en el diseño del árbol de transmisión por lo que:

$$W = 3760.4 \text{ N}$$

F es la máxima fuerza en el cable y suponiendo que el cable se halla en los extremos del tambor que es donde se genera la mayor fuerza en los apoyos, por lo que $F = 42503.7$. T es el torque generado por ésta fuerza $T = 13388.66 \text{ N}$

Suponiendo que todos los tornillos comparten la carga por esfuerzo de corte en partes iguales, se tiene que:

$$W = 3760.4 / 8 = 470.05 \text{ N}$$

$$F = 5313 \text{ N}$$

Las distancias radiales de los tornillos son iguales a 0.144m, entonces:

$$P_i = \frac{Tr_i}{\sum r_i^2} = \frac{13388.66(0.144)}{8(0.144)^2} = 11622.10 \text{ N}$$

Todos los pernos soportan ésta carga por estar igualmente espaciados. Las componente en x y y serán:

$$P_x = P(\cos 45) = 11622.10 (\cos 45) = 8218.06 \text{ N}$$

$$P_y = P(\sin 45) = 11622.10 (\sin 45) = 8218.06 \text{ N}$$

El perno que soporta la mayor carga se lo estudia del siguiente grafico:

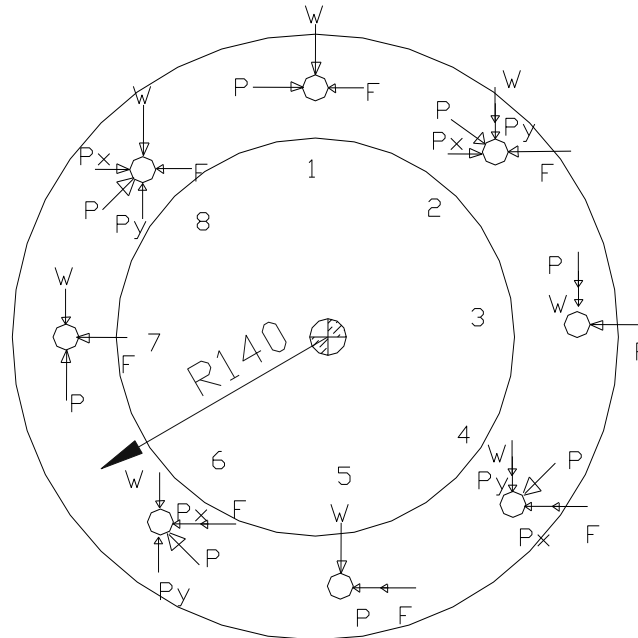


Figura 3.28 Distribución de fuerzas en los pernos de la brida

Según el grafico el perno 5 soporta la mayor carga, lo que se comprueba después:

$$R_{\max} = \sqrt{(P + F)^2 + W^2} = \sqrt{(11622.1 + 5312.96)^2 + 470^2} = 16941.58$$

La tensión permisible ante esfuerzo de corte para un perno ASTM A325 según la tabla es de 121 MPa, esto es la resistencia factorada, por lo que diámetro del tornillo será:

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow 121 \times 10^6 = \frac{16941.58}{(\pi d^2 / 4)} \rightarrow d = 0.0133 \text{ m} \rightarrow 9/16''$$

Se debe asegurar que no existan roscas en el plano en el que se origina el esfuerzo de corte por lo que deberá especificarse la longitud del perno.

El espesor de la brida y de la carcasa se asumirán aproximadamente de 1/2 ". Por lo que $l_s = 1"$. $l_{rosca} = 2d + 0.25 = 1.375"$. entonces:

$$l_{perno} = l_{rosca} + l_s = 1.375 + 1 = 2 \frac{3}{8}"$$

El perno será grado ASTM A325 de 9/16" de diámetro y 2 3/8" de largo

Análisis a Fatiga:

Los pernos estarán sometidos a esfuerzos fluctuantes debido a que el cable viaja a lo largo del tambor. Las reacciones en x de éste varían según se calculó en el análisis de fatiga del tambor:

R_x de 0 a 19164N

R_y constante $W_m = W + W_{cable}/2 = 3760.4 + 7293/2 = 7406.9N$

Entonces según lo analizado anteriormente en el perno 5 soportará la carga de:

$$W = W/8 = 7406.9/8 = 925.86$$

$$F = (19164/2)/8 = 1197.75 \text{ N a } 0$$

$$P_i = \frac{Tr_i}{\sum r_i^2} = \frac{19164(0.315)(0.144)}{8(0.144)^2} = 5240.15N$$

$$R_{\max} = \sqrt{(P+F)^2 + W^2} = \sqrt{(5240.1+1197.75)^2 + 925.86^2} = 6504N$$

$$R_{\min} = \sqrt{(P+F)^2 + W^2} = \sqrt{(5240.1+0)^2 + 925.86^2} = 5321.8N$$

Los componentes medio y alternante serán:

$$R_a = \frac{6504 - 5321.8}{2} = 591.1N$$

$$R_m = \frac{6504 + 5321.8}{2} = 5912.9N$$

Dado que la carga actúa sobre la parte que no está roscada no existe factor de concentración de esfuerzo.

$$\tau_a = \frac{591.1}{1.60 \times 10^{-4}} = 3.69MPa$$

$$\tau_m = \frac{5912.9}{1.60 \times 10^{-4}} = 36.9MPa$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3\tau_a^2} = 6.39MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_m^2} = 64MPa$$

$$Se' = 0.5 (120) = 60 \text{ Kpsi}$$

La resistencia a la fatiga corregida: La carga es a cortante $C_{\text{carga}}=0.577$

Para un diámetro de 12.7 mm se utiliza un

$C_{\text{tamaño}} = 1.189 \left(\frac{4.28}{12.7} \right)^{0.097} = 0.918$.La superficie es maquinada por lo que

$C_{\text{superficie}} = A \left(\frac{1}{\sigma_{ut}} \right)^b = 2.7(120)^{-0.265} = 0.76$. A temperatura $<450^\circ\text{C}$ $C_{\text{temp}}=1$

y con una confiabilidad del 50% $C_{\text{confiabilidad}}=1$. El entorno corrosivo

afecta la resistencia a la fatiga del material, el factor utilizado es

$$C_{\text{efectosvarios}}=0.6$$

$$S_e = 0.577 \times 0.918 \times 0.76 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 60 = 14.5 \text{ Kpsi} = 99.6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(99.6)(824.5)}{(6.39)(824.5) + (64)(99.6)} = 7.05$$

Unión de la carcasa de los rodamientos del eje con los marcos de

Acero: La brida tendrá 7 pernos alrededor de una semicircunferencia de diámetro de 20 cm. Se realiza el análisis cuando existe la máxima fuerza sobre el cable. La disposición de los pernos y la dirección de las fuerzas se dan en el siguiente gráfico:

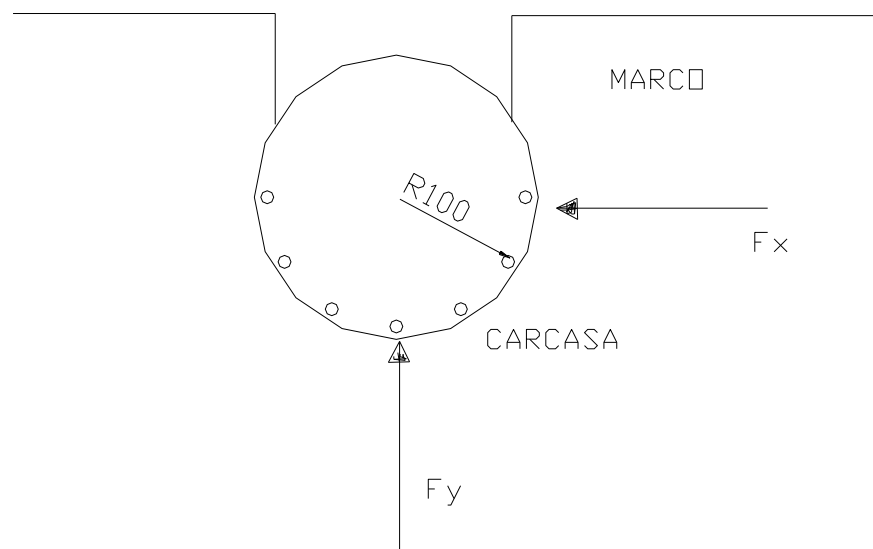


Figura 3.29 Fuerza sobre los pernos de la carcasa de los rodamientos en unión con el marco de acero

La fuerza $F_x = 37250\text{N}$ y $F_y = 5289.5\text{N}$ obtenidas anteriormente en el diseño del bastidor. . El máximo esfuerzo cortante es:

$$R = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{37250^2 + 5289.52^2} = 37624.37\text{N}$$

En cada perno será $R = 37624.37/7 = 5374.91\text{N}$

:

El diámetro del tornillo será:

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow 121 \times 10^6 = \frac{5374.91}{(\pi d^2 / 4)} \rightarrow d = 0.00752\text{m} \rightarrow 5/16''$$

Dado que el fabricante posee pernos de este tipo de $1/2''$ en adelante , se escogerá este diámetro.

El espesor del marco se asumirá de $0.25''$ y de la carcasa $0.25''$ aproximadamente. Por lo que $l_s = 0.5''$. $l_{rosca} = 2d + 0.25 = 1.25''$.

entonces: $l_{perno} = l_{rosca} + l_s = 0.5 + 1.25 = 1 \ 3/4''$.

El perno será grado ASTM A325 de $1/2''$ de diámetro y $1 \ 3/4''$ de largo

Análisis a Fatiga:

.Las reacciones en x de éste varían según se calculó en el análisis de fatiga de la flecha la máxima carga en las reacciones:

$$R_{1x} = 2643.3 \text{ a } 16749.7 \text{ N} \quad R_{1y} = 9097 \text{ N}$$

$$R_{\max} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{16749^2 + 9097^2} = 19060\text{N}$$

$$R_{\min} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{2643.3^2 + 9097^2} = 9473.2\text{N}$$

Para cada perno se tiene $R_{\max} = 2722.85\text{N}$ y $R_{\min} = 1353.75\text{N}$

Los componentes medio y alternante serán:

$$R_a = \frac{2722.85 - 1353.75}{2} = 684.55\text{N}$$

$$R_m = \frac{2722.85 + 1353.7}{2} = 2038.27\text{N}$$

$$\tau_a = \frac{684.55}{1.26 \times 10^{-4}} = 5.43\text{MPa}$$

$$\tau_m = \frac{2038.27}{1.26 \times 10^{-4}} = 16.176\text{MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3\tau_a^2} = 9.4\text{MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_m^2} = 28.01\text{MPa}$$

$$S_e' = 0.5 (120) = 60 \text{ Kpsi}$$

La resistencia a la fatiga corregida: La carga ea cortante $C_{\text{carga}}=0.577$

Para un diámetro de 6.35 mm se utiliza $C_{\text{tamaño}} = 1.189 (2.7)^{-0.097} = 0.657$

Los demas factores permanecen iguales.

$$S_e = 0.577 \times 0.657 \times 0.76 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 60 = 10.37 \text{ Kpsi} = 71.08 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(71.08)(824.5)}{(9.4)(824.5) + (28.01)(71.08)} = 6$$

Por lo que no fallará por fatiga.

Unión del marco de acero con las vigas base.

El marco de acero va unido a la viga que va apoyada en el suelo por medio de 16 pernos en dos columnas. Las fuerzas que actúan y la disposición de los pernos se muestran a continuación:

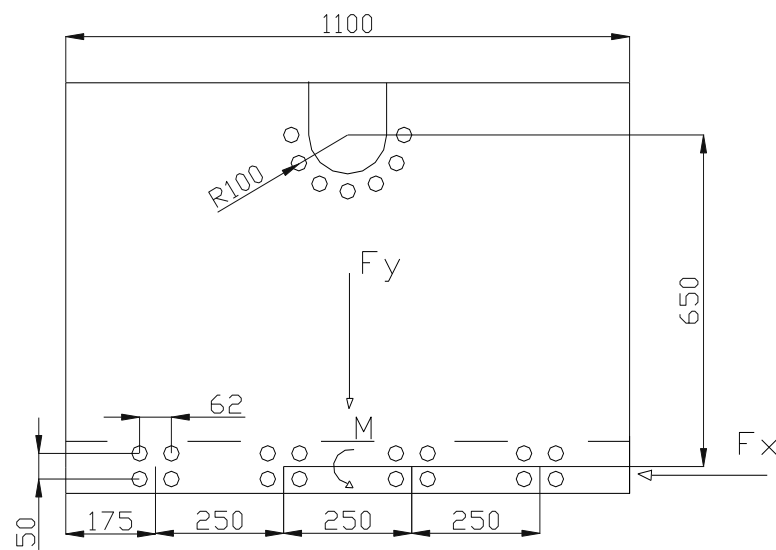


Figura 3.30 Fuerzas en la Unión del marco de acero con las vigas base.

La máxima fuerza que soportaran los pernos será cuando el cable empiece a elevar la carga. Estos pernos soportan la misma fuerza cortante que la que soportan los pernos de la unión de la carcasa de los rodamientos del eje con los marcos de acero, esto es,

$$F_x=37250\text{N y } F_y=5289.52\text{N}$$

Además existe un momento M debido a que la reacción en actúa a una distancia de 650mm como se puede apreciar en el gráfico anterior.

En cada perno se tiene:

$$F_x = 37250/16 = 2328.12\text{N}$$

$$F_y = 5289.52/16 = 330.6\text{N}$$

El centroide de los pernos se encuentra a 406 mm en x del último perno y a 25 mm en y . Entonces según la gráfica:

$$r_1 = 406.76\text{mm} = r_2 = r_{15} = r_{16}$$

$$r_3 = 344.9\text{mm} = r_4 = r_{13} = r_{14}$$

$$r_5 = 158\text{mm} = r_6 = r_{11} = r_{12}$$

$$r_7 = 97.26\text{mm} = r_8 = r_9 = r_{10}$$

$$\sum r_i^2 = 4(0.406)^2 + 4(0.345)^2 + 4(0.158)^2 + 4(0.097)^2 = 1.272\text{m}^2$$

$$\text{El momento es } M = 37250 (0.65) = 24212.5 \text{ Nm}$$

La magnitud del componente de fuerza que soporta cada perno debido al momento M es:

$$P_i = \frac{Mr_i}{\sum r_i^2}$$

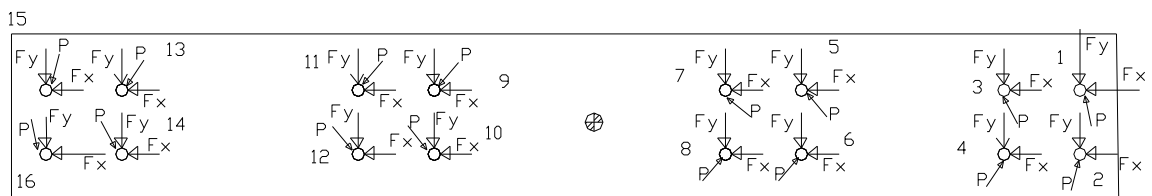
$$P_1 = \frac{24212.5(0.406)}{1.272} = 7726.2\text{N} = P_2 = P_{15} = P_{16}$$

$$P_3 = \frac{24212.5(0.3449)}{1.272} = 6565.16\text{N} = P_4 = P_{13} = P_{14}$$

$$P_5 = \frac{242125(0.158)}{1.272} = 3007N = P_6 = P_{11} = P_{12}$$

$$P_7 = \frac{24212(0.0972)}{1.272} = 1850N = P_8 = P_9 = P_{10}$$

En la siguiente grafica se muestran como actúan estas fuerzas:



**Fig. 3.31 Distribución de fuerzas pernos union marco
con vigas base**

Según el grafico el perno 15 es el más afectado. La fuerza sobre este es:

$$P_{15x} = 7726.2 \cos 86.48 = 474.36N$$

$$P_{15y} = 7726.2 \sen 86.48 = 7711.6N$$

$$R_{15} = \sqrt{(2328.1 + 474.36)^2 + (330.6 + 7711.6)^2} = 8516.4N$$

El diámetro del tornillo será:

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow 121 \times 10^6 = \frac{8516.4}{(\pi d^2 / 4)} \rightarrow d = 0.00946m \rightarrow 3/8"$$

Se utilizará un perno de 1/2" ya que se encuentra disponible.

El espesor del marco se asumió de 0.25" y la viga se asumirá de 1/4" aproximadamente. Por lo que $l_s = 0.5"$. $l_{rosca} = 2d + 0.25 = 1.25"$.

entonces: $l_{perno} = l_{rosca} + l_s = 0.5 + 1.25 = 1.75"$.

El perno será grado ASTM A325 de 1/2" de diámetro y 1 3/4 " de largo

Análisis a Fatiga:

La mayor fuerza fluctuante es la misma que en el caso anterior:

$$R_{1x} = 2643.3 \text{ a } 16749.7 \text{ N} \quad R_{1y} = 9097 \text{ N}$$

En el perno 15 se tendrá: $R_{1x} = 165.2 \text{ a } 1046.8N$ $R_{1y} = 568.5 \text{ N}$

$$P_i = \frac{Mr_i}{\sum r_i^2}$$

$$P_{15max} = \frac{16749.7(0.65)(0.406)}{1.272} = 3475N$$

$$P_{15min} = \frac{2643.3(0.65)(0.406)}{1.272} = 548.38N$$

$$P_{x15max} = 3475 \cos 86.48 = 213.35N$$

$$P_{y15max} = 3475 \sin 86.48 = 3468.4N$$

$$P_{x15\min} = 548.38 \cos 86.48 = 33.66N$$

$$P_{y15\min} = 548.38 \sin 86.48 = 547.34N$$

$$R_{\max} = \sqrt{(10468 + 213.35)^2 + (568.5 + 3468.4)^2} = 4229N$$

$$R_{\min} = \sqrt{(165.2 + 33.66)^2 + (568.5 + 547.34)^2} = 1133.4N$$

$$R_a = \frac{4229 - 1133.4}{2} = 1547.8N$$

$$R_m = \frac{4229 + 1133.4}{2} = 2681.2N$$

$$\tau_a = \frac{1547.8}{1.26 \times 10^{-4}} = 12.28MPa$$

$$\tau_m = \frac{2681.2}{1.26 \times 10^{-4}} = 21.28MPa$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3\tau_a^2} = 21.26MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_m^2} = 36.8MPa$$

La resistencia factorada es $S_e = 71.08$ MPa

El factor de seguridad será:

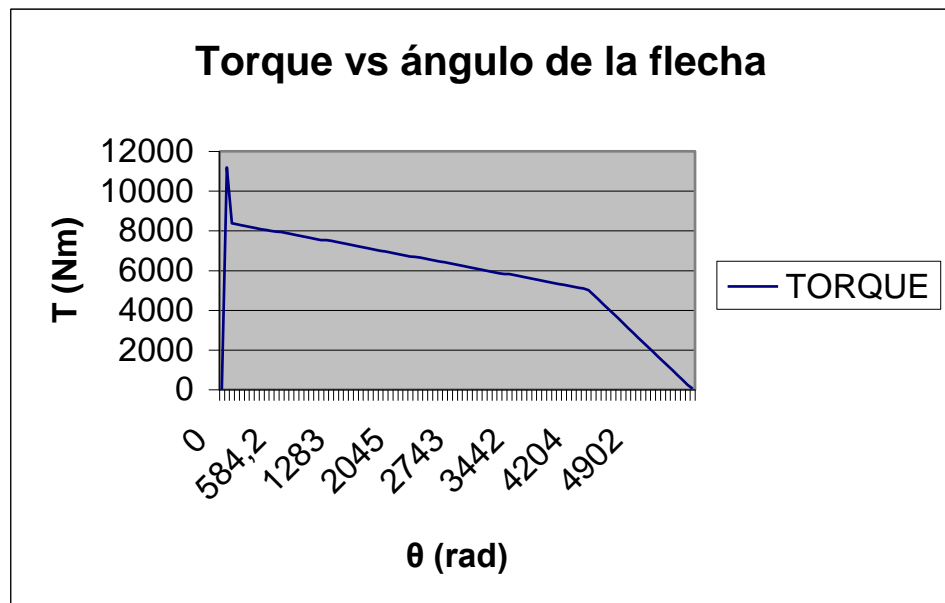
$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{(71.08)(824.5)}{(21.26)(824.5) + (36.8)(71.08)} = 2.9$$

Por lo que no fallará por fatiga.

3.8 Cálculo de la Potencia del Motor

3.8.1 Análisis de los Pares de Torsión de la Carga

En el presente análisis se analizará los pares de torsión a los que está sometida la máquina y se evaluará la potencia necesaria del motor. En operación existen diferentes torques los cuales se los evaluará a continuación junto con la siguiente gráfica:



Torque para sostener la carga: La fuerza para sostener la carga es de $W_{nom} = 27923.4N$. El torque será $T_1 = 27923.67 \times 0.30$

$$T_1 = 8377.1 \text{ Nm}$$

Torque al arranque de la carga: Según la gráfica es de :

$$T_2 = 11185 - 8377 = 2808 \text{ Nm}$$

En este punto existe la hipótesis de que en vez de dimensionar el motor para aceptar la carga de arranque transitorio se puede incluir un volante que suministre el pulso transitorio de energía que pase el obstáculo de la fase de arranque. El cambio de energía que debe ser absorbida por el volante está dado por el área bajo la curva T vs θ en este intervalo.

$$E_k = \frac{T_2 \Delta \theta}{2} = \frac{2808(12.7)}{2} = 17830 \text{ J}$$

La inercia necesaria del volante asumiendo un coeficiente de fluctuación de 0.15 dado que no se requiere gran precisión es:

$$I_s = \frac{E_k}{C_f \omega_{prom}^2} = \frac{17830}{0.15(12.7)^2} = 737 \text{ Kgm}^2$$

La inercia de los componentes del malacate en el eje del tambor es:

$$\text{Eje: } I = 0.348 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{Tambor: } I = 52 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{Alas del tambor: } I = 38.7 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{Bridas de acople para rodamientos: } I = 0.25 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{Inercia de la rueda dentada impulsada: } I = 61 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{inercia de los tambores del freno: } I = 5.5 \text{ Kgm}^2$$

$$\text{inercia del embrague: } I = 10 \text{ Kgm}^2$$

La inercia total del eje del tambor y los elementos montados

sobre éste es:

$$I_T = I_{eje} + I_{tambor} + I_{alastambor} + I_{bridas} + I_{aro} + I_{tamborfren} \\ + I_{rurdadentada} + I_{embrague} \\ I_T = 0.348 + 52 + 38.7 + 0.25 + 61 + 5.5 + 10 = 168 \text{Kgm}^2$$

Por lo que la inercia del volante será: $I_s = 737 - 168 = 569 \text{Kgm}^2$

Para implementar este volante se aumentará el espesor de las alas del tambor:

$$I_s = \frac{\pi}{2} \rho (r_o^4 - r_i^4) t \\ 569 = \frac{\pi}{2} 7850 (0.487^4 - 0.1^4) t \rightarrow t = 0.82 \text{m}$$

Esto es , cada ala deberá tener un espesor de 0.42m. Lo cual resulta impractico y a la vez costoso.

Por lo que se seleccionará un motor el cual suministrará la potencia de arranque transitorio.

El torque para vencer la fricción: La eficiencia del malacate considerando las perdidas en la transmisión de cadena y piñon, las perdidas en el embrague y las perdidas por la caja de reducción. Se tiene que según las recomendaciones de los fabricantes:

Eficiencia de Transmisión : 90%

Eficiencia de caja de cambios: 90%

Eficiencia de embrague: 95%

Además se asumen pérdidas de fricción de los elementos que se encuentran sobre el eje del tambor de 5%, sin incluir el embrague.

El torque para vencer la fricción en el eje del tambor será:

$$T_3 = 8377.1(1 - (0.95 \times 0.95)) = 837.71 Nm$$

El torque en el eje del tambor será:

$$T_{\text{eje tambor}} = T_1 + T_2 + T_3 = 8377.1 + 2808 + 837.71 = 12163 \text{ Nm}$$

Torque para acelerar el sistema : La aceleración media será basado en el hecho de que el sistema tarda aproximadamente 1.7 s en llegar a la velocidad requerida. Este dato se basa en información de malacates para minas con capacidad similar a al que se está diseñando.

El eje que transmite la potencia del motor girara a 417 rpm, esto es 43.66 rad/s rpm y el eje del tambor girará a 122 rpm, esto es 12.77 rad/s.

$$\alpha = \frac{43.66 - 0}{1.7} = 25.68 \text{ rad/s}^2$$

la inercia equivalente en el eje que transmite la potencia del motor esta dada en base a la relación de velocidades de la

rueda impulsora y la rueda impulsada.

Entonces, $n=122/417=0.292$

$$I_{equiv} = I(n)^2 = 168(0.292)^2 = 14.32 \text{Kgm}^2$$

$$I_T = I_{equiv} + I_{ruedada}$$

$$I_T = 14.32 + 0.3 = 14.62 \text{Kgm}^2$$

El torque en el árbol que transmite la potencia del motor debido a la aceleración de los componentes del malacate será:

$$T_4 = I\alpha = 14.62(25.68) = 373.9 \text{ Nm}$$

El torque en el eje del motor será:

$$T_{ejemotor} = (T_{ejetambor})(n) + T_4 = (12163)(122/417) + 373.9$$

$$T_{ejemotor} = 3932.4 \text{ Nm}$$

Debido a las pérdidas de transmisión se tiene:

$$T_{ejemotor} = 3932.4 / 0.9 = 4369 \text{ Nm}$$

Debido a las pérdidas en la caja de cambios:

$$T_{ejemotor} = 4369.4 / 0.9 = 4854.8 \text{ Nm}$$

Este es el torque pico a 417 rpm. La potencia máxima que debe tener el motor será:

$$P = T \times \omega = 4854.8(43.66) = 211.9 \text{ KW} \rightarrow 284 \text{ HP.}$$

3.8.2 Selección del motor y sus características

Dados los requerimientos del sistema se necesita un motor que proporcione una potencia pico de 212 KW a 400 rpm y además

que pueda trasladarse de pozo a pozo.

Dado estos requerimientos el tipo de motor óptimo es un motor a diesel con esta potencia.

En el mercado existe el motor a diesel marca PERKINS(UK) Modelo 1306 - E87 , de uso industrial, con las siguientes características:

Número de Cilindros: 6 en línea vertical

Tiempos: 4

Cilindrada: 8710 cc

HP Continuos a 1800 RPM: 285 HP

Aspiración: Turboalimentado, enfriado por aire

Sistema de Inyección: Directa

Enfriamiento: Por agua, radiador

Consumo de 70% de carga: 9.7 US Gal/hr

Peso (aprox.): 840 Kg.

Dimensiones (mm) (aprox.) : 1454 X 875 X 1396

Accesorios:

Filtro de aire seco Heavy Duty

Embrague Heavy Duty SAE 2

Panel de instrumentos

Dos baterías de 12 voltios para servicio pesado.

Las características técnicas de este motor se encuentran en el apéndice A

Para ésta potencia del motor la variación de la potencia pico con respecto a la nominal varia poco.

El sistema necesita proporcionar diferentes velocidades al cable dependiendo de la carga a elevar. Para esto se requerirá de una caja de cambios que le proporcione al sistema diferentes marchas.

En el mercado existe la caja de cambios marca ROADRANGER la cual satisface los requerimientos. Las características de ésta se encuentran en el apéndice A.

Modelo: FS-5205A

Capacidad: Arriba de los 520 lb. pie

Velocidades: 5 adelante mas una reversa

Relaciones de velocidad:

1ra 7.52

2da 4.35

3ra 2.54

4ta 1.52

5ta 1.00

Reversa 6.27

A continuación se da una tabla donde se especifican las marchas recomendadas según el volumen de extracción de petróleo:

1ra	13 barriles
2 da	8 barriles
3 ra	4 barriles
4 ta	2 ½ barriles
5 ta	1 ½ barriles

Tabla 14 Marchas recomendadas según volumen de extracción

3.9 Diseño del Sistema de Freno

Para nuestro caso se utilizara un freno de cinta que son los que se utilizan en aplicaciones de malacates.

La siguiente figura muestra la configuración del freno de banda:

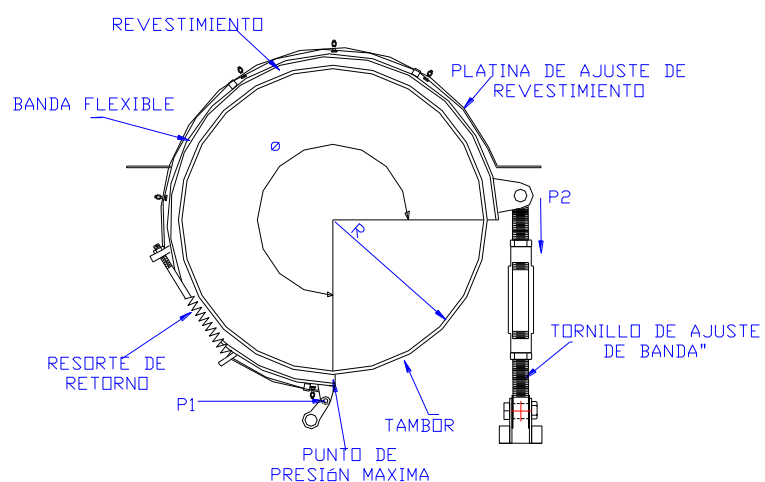


Figura 3.32 Disposición freno de Banda

La banda flexible, que se fabricará de acero, se opone a un material de fricción susceptible de conformarse a la curvatura del tambor. La aplicación de una fuerza sobre la palanca ejerce tensión en la banda y oprime el material de fricción contra el tambor. La fuerza normal, que así se genera, provoca que se origine la fuerza tangencial hacia la superficie del tambor, lo cual retrasa al tambor.

El par de torsión máximo de freno necesario será en el momento en que se encuentra el cable con sosteniendo a la carga al comienzo de la extracción, esto es, $W_t = 27923.67 \text{ N}$.

$$T_{\text{nom}} = 27923.67(0.30) = 8376.9 \text{ Nm}$$

El tambor al elevar la carga gira en el sentido de las agujas del reloj.

Con un factor de seguridad de 2 el torque de diseño será: 16754 Nm

El torque de fricción y las tensiones P_1 y P_2 están dadas por:

$$T_f = (P_1 - P_2)r$$

$$P_1 = p_{\text{max}}rw$$

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{f\phi}}$$

Donde T_f es el torque de fricción, r es el radio del tambor del freno, p_{max} es la presión máxima del revestimiento sobre el tambor, w el ancho del tambor, f es el coeficiente de fricción del material del

revestimiento y ϕ es el ángulo total de cobertura del revestimiento sobre el tambor.

Se recomienda utilizar un revestimiento de material tramado para facilitar su conformación respecto a la forma cilíndrica del tambor. El fabricante proporciona las propiedades del revestimiento las cuales se encuentran en el apéndice A. El coeficiente de fricción en seco es de 0.29 y una presión máxima de 350kPa .

Se probará un diámetro de prueba del tambor de 90cm, un ángulo total de cobertura de $270^\circ = 4.71$ rad . El ancho del tambor se lo determinara así:

$$w = \frac{T_f}{p_{\max} r^2 (1 - e^{-f\phi})} = \frac{16754.20}{350000(0.45)^2(1 - e^{-0.29(4.71)})} = 0.317m$$

Este valor es para toda la superficie de fricción, como son dos tambores se utilizara una superficie de 16 cm. de ancho para cada uno.

El freno se puede aplicar cuando el tambor esta elevando la carga o cuando se baja al cable por gravedad. Al elevar la carga la fuerza en la palanca será:

$$P_1 = p_{\max} r w = 350000(0.45)(0.32) = 50.4KN$$

El espesor del tambor del freno está determinado por la presión

externa que se ejerce al frenar . Se asumirá un cilindro de paredes delgadas. Usando un acero 1020 con una resistencia a la fluencia de 207 MPa y un factor de seguridad de 3 se tiene:

$$N = \frac{S_y}{pr/t} \rightarrow t = \frac{3(350000)(0.45)}{207 \times 10^6} = 0.00228m$$

Se usara un espesor de 1 cm.

El fabricante recomienda usar un revestimiento de fricción de 1”

Diseño del sistema de accionamiento: El sistema será accionado mediante mando hidráulico dados los requerimientos de fuerza y aprovechando que la grúa posee sistema hidráulico para diferentes operaciones.

El sistema se lo diseñara en base a sus requerimientos de fuerza de aplicación del freno y con todos los componentes que forman un sistema hidráulico.

Se requiere diseñar un sistema hidráulico para aplicar la fuerza de frenado de 50.4KN a una velocidad de 0.15m/s aproximadamente en la carrera de extensión. La longitud de la carrera de extensión será de aproximadamente 0.07m. El fluido hidráulico tiene una densidad de 859 kg/m³ y una viscosidad cinemática de 4 x 10⁻⁵m²/s

El freno se aplicará también para controlar el descenso del cable al

bajar por gravedad. Esto es, se aplicará el freno en intervalos para disminuir la velocidad del cable.

Al suceder esto, en los intervalos en que no se aplique el freno la válvula de alivio se abrirá continuamente con las consecuentes pérdidas de eficiencia en el sistema. Para esto se dispondrá de un acumulador el cual acumulará el exceso de energía para utilizarla cuando el sistema lo requiera.

El sistema estará compuesto por el reservorio, válvula de compuerta, bomba, válvula de alivio, válvula direccional, ariete, filtro y válvula cheque, acumulador como se muestra en el esquema dado en el los planos.

El ariete será de acción simple dado que no necesita realizar trabajo en la carrera de retracción. El retorno del pistón lo realizará el resorte que se encuentra en la banda.

La válvula direccional que se utilizará será de tres lumbreras tres posiciones que en la posición central interconecte el suministro con el retorno ya que así se minimiza la generación de calor de la válvula de alivio y mantiene cerradas las salidas del ariete, bloqueándolo y manteniéndolo fijo en una posición determinada. Esto ultimo es necesario en caso de mantener suspendida la carga.

El acumulador será de vejiga ya que son los que más se utilizan por su eficiencia.

La bomba será accionada por el motor del camión en el que está el malacate. La bomba será de engranajes.

La carga útil es de 50.4 kN pero el pistón requiere además vencer la resistencia por fricción que le opone el contacto físico entre las empaquetaduras y el cilindro tanto en el pistón como en el vástago. Un valor práctico es asumir pérdidas por fricción del 15%. Entonces la carga que debe desplazar el cilindro es de 57.96 kN.

Con esto se selecciona el cilindro en función de esta carga y a una presión que coincida con una bomba disponible en el mercado. De la tabla dada en el apéndice A seleccionamos un cilindro de 3½ pulgadas de diámetro para trabajar a 100 bares. Este cilindro puede desplazar hasta 62072N.

El área del cilindro es de 6207.2 mm² y el área anular de acuerdo a la normas es de 4655.4 mm² . El desplazamiento será de 100mm.

El caudal que requerido en el ariete será de:

$$Q = Area_{piston} \times V_{ext} = 6.207 \times 10^{-3} \times 0.15 = 9.31 \times 10^{-4} m^3 / s$$

Dado que se utilizará un acumulador el caudal de la bomba será

menor ya que el acumulador suplirá el resto del flujo. El acumulador se llenará cada vez que se deje de accionar el freno. El freno aproximadamente se lo aplica cada 4 segundos, el cable se demora un promedio 90s en bajar 1676.4m. El freno se aplica durante 0.5s.

El flujo de la bomba será de :

$$Q_p = \frac{0.5(9.31 \times 10^{-4})}{4.5} = 1.03 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

A continuación se calcula la variación del volumen de aceite en el acumulador con respecto al tiempo dentro del ciclo:

$$t=0 \quad V_0$$

$$t=0.5\text{s} \quad V_0 - 8.28 \times 10^{-4} \times 0.5 = V_0 - 4.14 \times 10^{-4}$$

$$t=4.5 \quad (V_0 - 4.14 \times 10^{-4}) + (1.03 \times 10^{-4} \times 4) = V_0$$

Se tiene que el mayor volumen de fluido que debe suministrar el acumulador es de $4.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. La presión máxima a la que trabajará la bomba es de 160 bar, mientras que la presión en el sistema no debe ser inferior a 100 bar.

Entonces $P_1=90 \text{ bar}$, $P_2=160 \text{ bar}$ $P_3=100 \text{ bar}$

$$V_3 - V_2 = 4.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Asumiendo compresión isotérmica aplicamos la ley de Boyle-Mariotte

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_3 V_3$$

Resolviendo se tiene el volumen del acumulador será 0.0012m^3

$V=1.2$ litros.

La carga que el pistón requiere desarrollar es de 57.96 kN y el balance de fuerzas que hay en el cilindro es:

$$P_h A_{ext} - P_R A_{ret} = F$$

Se selecciona la tubería de succión: Esta se debe seleccionar de tal diámetro que la velocidad del fluido sea menor que 1.5 m/s. Entonces de la tabla 15 se escoge una tubería de 10mm ($3/8''$) con un flujo máximo de $1.847 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$; esta cumple el requerimiento.

Diámetro Nominal, mm	Area interior, m^2	Flujo de mando m^3/s	Flujo de succión m^3/s	K_2
8(1/4)	6.714×10^{-5}	3.021×10^{-4}	1.007×10^{-4}	138.4
10(3/8)	12.315×10^{-5}	5.542×10^{-4}	1.847×10^{-4}	101.9
15(1/2)	19.604×10^{-5}	8.822×10^{-4}	2.941×10^{-4}	80.6
20(3/4)	34.406×10^{-5}	1.548×10^{-4}	5.160×10^{-4}	60.9
25(1)	55.760×10^{-5}	2.510×10^{-3}	8.367×10^{-4}	47.7
32(1 1/4)	96.498×10^{-5}	4.342×10^{-3}	1.447×10^{-3}	36.3
40(1 1/2)	13.134×10^{-4}	5.910×10^{-3}	1.970×10^{-3}	31.1
50(2)	21.649×10^{-4}	9.742×10^{-3}	3.247×10^{-3}	24.2

Tabla 15 Flujos recomendados para tuberías

La constante K_t para la tubería de succión es :

$$K_t = \frac{2A^2}{\rho} = \frac{2(12.315 \times 10^{-5})^2}{859} = 3.53 \times 10^{-11} \text{m}^7 / \text{Kg}$$

$$Re = \frac{K_2 Q}{\nu} = \frac{101.9(1.03 \times 10^{-4})}{4 \times 10^{-5}} = 262.39$$

$$\text{Flujo Laminar } f = 64/Re \quad f = 64/262.39 = 0.243$$

La longitud de la tubería es de : $L = 10 + 10 + 20 = 40 \text{ cm} = 0.4 \text{ m}$

$$K_L = \frac{fL}{Di} = \frac{0.243(0.4)}{0.0125} = 7.77$$

La contracción a la entrada a la tubería desde el reservorio genera pérdida. Para $d_1/d_2 = 0$. Según la fig.3.34 se obtiene $K_{CT} = 0.5$

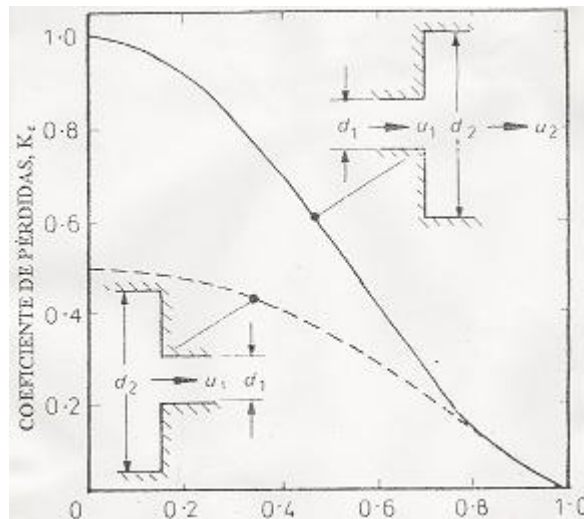


Fig. 3.33 Pérdidas por contracción y expansión

La pérdida en la válvula de compuerta: Asumiendo el mismo Re a través de la válvula de la fig. 3.34 obtenemos: $K_{VC} = 0.8$

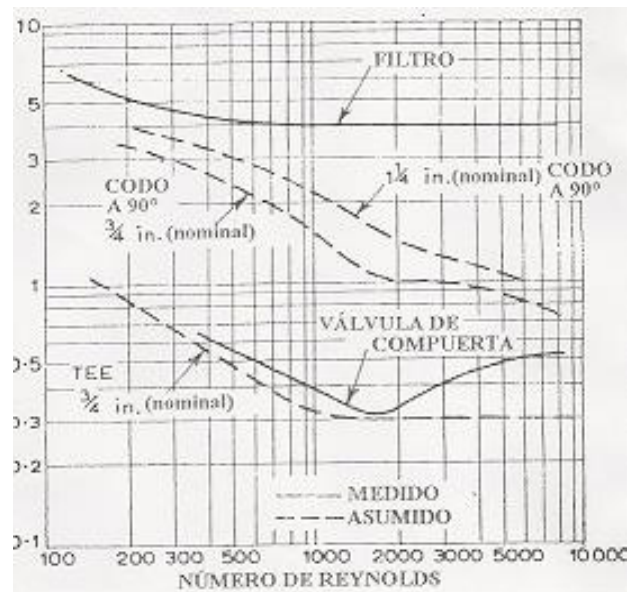


Fig. 3.34 Perdidas en diferentes componentes del sistema oleohidraulico

Las perdidas por el filtro serán según la fig. 3.34: $K_{\text{filtro}} = 4.8$

$$K_T = 7.77 + 0.5 + 0.8 + 4.8 = 13.8$$

$$\Delta P = \frac{K_T Q^2}{K_f} = \frac{13.8 (1.03 \times 10^{-4})^2}{3.53 \times 10^{-11}} = 4.147 \text{ kN/m}^2$$

Se requerira de una válvula reductora de presión para reducir de 160 bar que da la bomba a 100 que necesita el ariete.

En la zona de alta presión se debe cumplir que la velocidad del fluido sea menor a 4.5m/s para que la caída de presión provocada por la fricción no sobrepase el 5 % de la presión de suministro de la bomba.

Se diseñará la tubería según el caudal del ariete. De la tabla 15 observamos que con una tubería de 20mm (3/4") satisface este

requerimiento.

El K_i para esta tubería es:

$$K_i = \frac{2A^2}{\rho} = \frac{2(34.406 \times 10^{-5})^2}{859} = 2.75 \times 10^{-10} m^7 / Kg$$

$$Re = \frac{K_2 Q}{\nu} = \frac{60.9(9.31 \times 10^{-4})}{4 \times 10^{-5}} = 1417.44$$

El flujo es laminar $f = 64/1417.4 = 0.045$

La longitud de la tubería es: $0.1 + 0.1 + 1 + 3.5 + 1 + 1 + 1 = 7.7$ m

$$K_L = \frac{fL}{Di} = \frac{0.045(7.7)}{0.0209} = 16.57$$

Existen 6 codos a 90° , de la fig. 3.34 se obtiene $K_{TC} = 6 \times 1.2 = 7.2$

La válvula direccional es de 3 posiciones, 3 lumbreras se tiene un

$$K_{VC} = 35$$

La expansión del fluido entrando al cilindro: para $d_1/d_2 = 0$ $K_{ex} = 1$

$$K_T = 16.57 + 7.2 + 35 + 1 = 59.77$$

$$\Delta P_M = \frac{K_T Q^2}{K_i} = \frac{59.77(9.31 \times 10^{-4})^2}{2.75 \times 10^{-10}} = 188.36 kN/m^2$$

Además se tiene una caída de presión debido a que la bomba se encuentra bajo el malacate, el cabezal es de 1m.

$$\Delta P_e = \rho gh = 859(9.8)(1) = 8.418 kN/m^2$$

La caída de presión total es de: 196.8 kN/m²

La presión disponible en el cilindro es:

$$P = 100 - 1.968 = 98.032 \text{ bar}$$

Para calcular la fuerza necesaria para vencer el resorte que se encuentra en la banda se debe calcular la presión necesaria para que en la carrera de retracción el fluido del cilindro vaya hacia reservorio.

Se desea que la retracción sea más rápida por lo que

$$Q_R = V_{ret} A_B = 0.2(4.65 \times 10^{-3}) = 9.31 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Para evitar el golpe de ariete en las líneas de retorno y la excesiva caída de presión debemos mantener la velocidad del fluido por debajo de 4.5 m/s y no puede ser menor al diámetro de la tubería de mando.

Por lo que se escogerá una tubería de 20 mm de diámetro nominal.

$$K_i = 2.75 \times 10^{-10} \text{ m}^7 / \text{Kg}$$

$$\text{Re} = 1417.44$$

$$\text{Flujo Laminar } f = 64/\text{Re} \quad f = 64/1417.4 = 0.045$$

La longitud de la tubería es $L = 1 + 1 + 1 + 3.5 + 0.2 + 1.4 + 0.1 + 0.1 + 0.1$

$$L = 8.4 \text{ m}$$

$$K_L = \frac{fL}{Di} = \frac{0.045(8.4)}{0.0209} = 13$$

Las pérdidas por contracción del cilindro a la tubería con un $d_1/d_2 = 0$

$$K_{ex} = 0.5$$

Existen 8 codos a 90° , $K_{TC} = 1.1 \times 8 = 8.8$

Con una conexión de A a T de la válvula direccional $K_{VD} = 38$

Las pérdidas por el filtro $K_{filtro} = 4$

Las pérdidas por válvula cheque $K_{VC} = 50$

Las pérdidas por la expansión del fluido de la tubería al reservorio:

$$d_1/d_2 = 0 \quad K_{ex} = 1$$

La sumatoria de las pérdidas:

$$K_T = 13 + 0.5 + 8.8 + 38 + 4 + 50 + 1 = 115.3$$

$$\Delta P_R = \frac{K_T Q_R^2}{K_f} = \frac{115.3 (9.31 \times 10^{-4})^2}{2.75 \times 10^{-10}} = 363.4 \text{ kN/m}^2$$

Además se debe restar esta caída dado que se encuentra a un metro por encima de la bomba. Esta presión es de 8.418 kN/m^2

La caída de presión total será: 355 kN/m^2

La energía para desplazar la carga será:

$$F = P_h A_{ext} - P_R A_{ret}$$

$$F = 9803 (6.207 \times 10^{-3}) - 355 (4.65 \times 10^{-3}) = 59.19 \text{ kN}$$

La cual es mayor que los 57.96 kN que se requerían.

Diseño del resorte del retorno: El resorte trabajará a tensión y estará sometido a cargas cíclicas. Este debe tener una fuerza máxima capaz de llevar el fluido del ariete al reservorio.

$$F = P_R A_{ret}$$

$$F = 355 (4.65 \times 10^{-3}) = 1650 \text{ N}$$

Como son dos resortes , uno por tambor de freno se tiene una fuerza de 825 N. La deflexión dinámica será de 0.08m. Se utilizará un alambre de piano ASTM 218 ya que tiene la resistencia más elevada a la tensión y a la fatiga.

Se supondrá un índice de resorte $C=4$ y se dará un diámetro de prueba de 5 mm. El diámetro medio de la espira será:

$$D = Cd = 4 \times 5 = 20 \text{ mm}$$

El esfuerzo inicial de la espira estará en el rango de : 100MPa y 150MPa

$$\tau_i = \frac{100+150}{2} = 125 \text{ MPa}$$

El factor de cortante directo:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} = 1.125$$

La fuerza de tensión inicial será :

$$F_i = \frac{\pi d^3 \tau_i}{8 K_s D} = \frac{\pi (0.005)^3 125 \times 10^6}{8 (1.16) (0.018)} = 272.6 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{825 - 272.6}{2} = 276.1 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{825 + 272.6}{2} = 548.8 \text{ N}$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} = 1.25$$

Los esfuerzos medios y alternantes:

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 1.25 \frac{8(548.8)(0.02)}{\pi(0.005)^3} = 279.5 \text{MPa}$$

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 1.375 \frac{8(276.1)(0.02)}{\pi(0.005)^3} = 154.67 \text{MPa}$$

$$S_{ut} = Ad^b = 2153.5(0.005)^{-0.1645} = 5148.3 \text{MPa}$$

$$S_{us} = 0.667S_{ut} = 3433.9 \text{MPa}$$

$$S_{ew} = 310 \text{MPa}$$

$$S_{es} = 0.707 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.707 S_{ew}} = 234.1 \text{MPa}$$

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{\min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{\min}) + S_{us}\tau_a} = \frac{234.1(3433.9 - 125)}{234.1(279.5 - 125) + 3433.9(154.67)} = 1.4$$

Por lo que no fallará por fatiga.

$$K = (825 - 272.6) / 0.08 = 6905 \text{ N/m}$$

El número de espiras activas será:

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} = \frac{0.005^4 (7.9 \times 10^{10})}{8(0.02)^3 (6905)} = 112$$

$$N_t = N_a + 1 = 113 \text{ espiras}$$

$$L_b = N_t d = 113(0.005) = 56.5 \text{ cm}$$

$$L_f = L_b + 2L_{\text{gancho}} = 56.5 + 2(3) = 62.5 \text{ cm.}$$

Entonces el resorte será de alambre A228 $d = 5 \text{ mm}$ $D = 2 \text{ cm}$

$$N_t = 113 \text{ y } L_f = 62.5 \text{ cm.}$$

Diseño del perno de ajuste: el perno estará sujeto a tensión

Se lo diseñará a fatiga. La máxima fuerza de tensión sobre este es de:

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{f\phi}} = \frac{50.4}{e^{0.29(4.71)}} = 12.8kN$$

Esto para los dos pernos. Para sólo uno se tiene $F = 6400N$.

La mínima es la que fuerza de tensión inicial en el resorte:

$$F_i = 272.6N$$

Se probará con un perno M14x 2 rosca basta clase 5.8

Area de esfuerzo. a tensión: $155.44mm^2$

Resistencia de Prueba : 380 MPa

Resistencia mínima a la tensión: 520 MPa.

$$F_{alt} = \frac{6400 - 272.6}{2} = 3063.7N$$

$$F_m = \frac{6400 + 272.6}{2} = 3336.3N$$

El factor de concentración de esfuerzos para roscas roladas es

$K_f = 2.2$. Se comprueba que $K_f = K_{fm}$

$$\sigma_a = k_f \frac{F_a}{A_t} = 2.2 \frac{3063.7}{1.55 \times 10^{-4}} = 43.3MPa$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{F_m}{A_t} = 2.2 \frac{3336.3}{1.55 \times 10^{-4}} = 47.5MPa$$

$Se' = 0.5 (520) = 260 MPa$

La resistencia a la fatiga corregida: La carga es axial $C_{carga}=0.70$

Para un diámetro de 14 mm se utiliza un

$C_{tamaño} = 1.189(4)^{-0.097} = 0.92$.La superficie es maquinada por lo que

$C_{superficie} = A(520)^{-0.265} = 4.51(520)^{-0.265} = 0.86$. A temperatura $< 450^{\circ}\text{C}$

$C_{temp}=1$ y con una confiabilidad del 50% $C_{confiabilidad}=1$. El

entorno corrosivo afecta la resistencia a la fatiga del material,

el factor utilizado es $C_{efectosvarios}=0.6$

$S_e = 0.70 \times 0.92 \times 0.86 \times 1 \times 1 \times 0.6 \times 260 = 86.39 \text{ MPa}$

El factor de seguridad será:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e} = \frac{(86.39)(520)}{(43.3)(520) + (47.5)(86.39)} = 1.7$$

Lo que nos indica que no fallará por fatiga.

3.10 Diseño del sistema de embrague

El embrague que se usará en el malacate servirá para conectar y desconectar la carga cuando se lo requiera, esto es , al bajar el cable por gravedad se debe desconectar la carga, y al extraer el petróleo se debe conectar todo esto cuando el motor se esté operando.

Para esto se usará un embrague de fricción, el cual utiliza un contacto de fricción entre dos o mas superficies para acoplar los lados de entrada y salida uno con otro. Las superficies de fricción se colocan en y fuera de acoplamiento mediante diversos medios, entre ellos , mecánicos, neumáticos, hidráulicos o sus combinaciones.

Los embragues de fricción son operados ya sea en seco o húmedos.

La fricción en seco es obviamente más eficaz , ya que el coeficiente de fricción se reduce de manera severa con la lubricación.

Se empleará embragues de discos ya que elimina los efectos centrífugos, se obtiene gran superficie friccionante que puede instalarse en un pequeño espacio y además se tiene superficies disipadoras de calor más eficaces.

Dados los requerimientos del par de transmisión de potencia se usara un embrague de doble disco.

Se transmite una potencia máxima de 285 HP a 122 rpm en el embrague del tambor, por lo que el torque máximo será de :

$$T=285 \times 745.7 / 12.77 = 16642.46 \text{ Nm}$$

Los fabricantes poseen una amplia variedad de tipos de embrague para distintas capacidades. Para el embrague que accionará al tambor en el malacate se requieren transmitir 16642.46Nm a 122 rpm y se requieren 2 discos de fricción.

El fabricante posee una tabla donde se especifican los torques a transmitir, dimensiones y detalles técnicos. Esta tabla se la muestra en el apéndice A.

El embrague HTM218 marca Wichita con una presión de entre las superficies friccionantes de 5.5 bar cumple con los

requerimientos.

Transmite 20240 Nm. La máxima velocidad es de 985 rpm. Se lo puede accionar hidráulicamente y se lo libera mediante resortes, utiliza dos discos de fricción en seco, tiene rápido acoplamiento y se utiliza para aplicaciones cíclicas, es diseñado para transmitir altos torques.

Diseño del sistema de accionamiento

Se utilizará un sistema hidráulico ya que se requerirán fuerzas de actuación altas.

En este sistema se utiliza, para desplazar al cojinete de embrague y en consecuencia al mecanismo de embrague.

Cuando se acciona la válvula direccional se transmite presión al cilindro receptor, este se comunica con el cojinete de embrague (en la mayoría de los casos), por medio de una horquilla. Esta está accionada por el cilindro receptor, por medio de un vástago, que permanece en contacto con el émbolo de dicho cilindro. Al desplazarse el émbolo por la fuerza del líquido, se desplaza el vástago y acciona la horquilla.

El circuito hidráulico del embrague es parecido al del freno en el

esquema dado en los planos se muestran los dos circuitos unidos.

Se utilizará un ariete de simple efecto. Se utilizará la misma válvula direccional de tres posiciones y tres lumbreras ya que el embrague debe permanecer accionado durante el tiempo que dure la elevación de la carga.

La presión necesaria es de 5.5 bar , este se aplica sobre el plato de empuje que a la vez transmite esta presión a los discos de fricción El diámetro exterior e interior según el fabricante es de : $D_o=470\text{mm}$ y $D_i=120\text{mm}$. La fuerza axial necesaria asumiendo desgaste uniforme está dada por la ecuación:

$$F= N2\pi r_i p(r_o-r_i)= 2(2\pi(0.06)(550\text{kPa})(0.235-0.06)) = 72.6\text{kN}$$

Se diseñara el para un desplazamiento axial de 0.03 en 0.3 s, esto es una velocidad de extensión de 0.10 m/s.

La carga útil es de 72.6 kN pero el pistón requiere vencer la fricción por lo que la carga que debe desplazar el cilindro es de 83.5 kN. Con esto se selecciona el cilindro en función de esta carga y a una presión que coincida con una bomba disponible en el mercado.

De la tabla dada en el apéndice A seleccionamos un cilindro de 3 ¼" de diámetro para trabajar a 160 bares. Este cilindro puede desplazar hasta 8564kN.

El área del cilindro es de 5352.1 mm^2 y el área anular de acuerdo a la normas es de 4014.075 mm^2 .

El caudal que requerirá el cilindro será de:

$$Q = Area_{piston} \times V_{ext} = 5.352 \times 10^{-3} \times 0.10 = 5.35 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Dado que el acumulador no va tener oportunidad de cargarse dada la acción sucesiva y rápida del embrague después de accionar el freno, la bomba tendrá que suministrar este flujo.

Por lo que la potencia de la bomba será de $W = PQ = 16000(5.35 \times 10^{-4})$

$W = 8.56 \text{ KW}$.

El acumulador en el sistema de freno será de: 1.173 litros.

El embrague y el freno funcionaran alternativamente , ya que al aplicar el freno el embrague debe de estar sin accionar.

La carga que el pistón requiere desarrollar es de 85.64 kN y el balance de fuerzas que hay en el cilindro es:

$$P_h A_{ext} - P_R A_{ret} = F$$

Se selecciona la tubería de succión: La nueva tubería será de 25 mm ya que cumple con los requerimientos. Las características de ésta se encuentran en el apéndice A.

La constante K_t para la tubería de succión es :

$$K_t = 7.23 \times 10^{-10} m^7 / Kg$$

$$Re = 810$$

$$\text{Flujo Laminar } f = 64/Re \quad f = 64/810 = 0.079$$

La longitud de la tubería es de : $L = 10 + 10 + 20 = 40 \text{ cm} = 0.4 \text{ m}$

$$K_L = \frac{fL}{Di} = \frac{0.079(0.4)}{0.0266} = 1.18$$

La contracción a la entrada a la tubería $K_{CT} = 0.5$

La pérdida en la válvula de compuerta: Asumiendo el mismo Re a través de la válvula de la fig. 3.35 obtenemos: $K_{VC} = 0.4$

Las pérdidas por el filtro serán según la fig. 3.34: $K_{\text{filtro}} = 4$

$$K_T = 1.18 + 0.5 + 0.4 + 4 = 6.08$$

$$\Delta P = \frac{K_T Q^2}{K_t} = \frac{6.08(5.32 \times 10^{-4})^2}{7.23 \times 10^{-10}} = 2.38 kN / m^2$$

En la zona de alta presión la tubería de 15mm (1/2") satisface los requerimientos. Las características de ésta se encuentran en el apéndice A.

El K_t para esta tubería es:

$$K_t = 8.94 \times 10^{-11} m^7 / Kg$$

$$Re = 1072$$

El flujo es laminar $f = 64/1072 = 0.059$

La longitud de la tubería es: $0.1+ 0.1+1+3.5+1+1+1=7.7$ m

$$K_L = \frac{fL}{Di} = \frac{0.059(7.7)}{0.0158} = 28.7$$

Existen 6 codos a 90° , de la fig. 3.34 se obtiene $K_{TC} = 6 \times 1.5 = 9$

La válvula direccional es de 3 posiciones, 3 lumbreras de la posición

P a A con un $Re = 1072$ se tiene según la gráfica 3.35 un $K_{VC} = 40$

La expansión del fluido entrando al cilindro: para $d_1/d_2 = 0$ $K_{ex} = 1$

$$K_T = 28.7 + 9 + 40 + 1 = 78.5$$

$$\Delta P_M = \frac{K_T Q^2}{K_t} = \frac{78.5(5.32 \times 10^{-4})^2}{8.94 \times 10^{-11}} = 248.5 \text{ kN/m}^2$$

Además se tiene una caída de presión debido a que la bomba se encuentra bajo el malacate, el cabezal es de 1m.

$$\Delta P_e = \rho g h = 859(9.8)(1) = 8.418 \text{ kN/m}^2$$

La caída de presión en las líneas de alta presión es de: 256.9 kN/m^2

La presión disponible en el cilindro es:

$$P = 160 - 2.56 = 157.44 \text{ bar}$$

La caída de presión en las líneas de retorno se puede asumir la misma que en el sistema de freno y es de: 355.5 kN/m^2

La energía para desplazar la carga será:

$$F = P_h A_{ext} - P_R A_{ret}$$

$$F = 15744(5.352 \times 10^{-3}) - 355.5(4.014 \times 10^{-3}) = 83.6 \text{ kN}$$

La cual es mayor que los 83.5kN que se requerían.

El reservorio tendrá una capacidad para 5 litros.

Diseño del resorte: el resorte trabaja a compresión y a fatiga por las dado el accionamiento continuo del embrague. Se deflechará 0.03m

El resorte debe dar una fuerza de:

$$F = P_R A_{ret} = 355.5(4.014 \times 10^{-3}) = 1426N$$

Ya que existen 4 resortes la fuerza sobre cada uno será de 356.5N.

La fuerza mínima será de 80 N dado que se encuentra todavía comprimido al desplazar los discos

Se utilizará un alambre de piano ASTM 218 ya que tiene resistencia más elevada a la fatiga.

Se supondrá un índice de resorte $C=4$ y se dará un diámetro de prueba de 5 mm. El diámetro medio de la espira será:

$$D = Cd = 8 \times 5 = 40 \text{ mm}$$

El factor de cortante directo:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} = 1.06$$

El esfuerzo inicial será :

$$\tau_i = \frac{8F_i D}{\pi d^3} = \frac{8(80)(0.04)}{\pi(0.005)^3} = 65.18MPa$$

$$F_a = \frac{356.5 - 80}{2} = 138.25N$$

$$F_m = \frac{356.5 + 80}{2} = 218.25N$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} = 1.1$$

Los esfuerzos medios y alternantes:

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 1.06 \frac{8(218.25)(0.04)}{\pi(0.005)^3} = 188.51MPa$$

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 1.1 \frac{8(138.25)(0.04)}{\pi(0.005)^3} = 123.9MPa$$

$$S_{ut} = Ad^b = 2153.5(0.005)^{-0.1645} = 5148.3MPa$$

$$S_{us} = 0.667S_{ut} = 3433.9MPa$$

$$S_{ew} = 310MPa$$

$$S_{es} = 0.707 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.707 S_{ew}} = 234.1MPa$$

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{\min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{\min}) + S_{us}\tau_a} = \frac{234.1(3433.9 - 65.18)}{234.1(188.51 - 65.18) + 3433.9(123.9)} = 1.7$$

Por lo que no fallará por fatiga.

$$K = (356.5 - 80) / 0.03 = 9216.6 \text{ N/m}$$

El número de espiras activas será:

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} = \frac{0.005^4 (7.9 \times 10^{10})}{8(0.04)^3 (9216.6)} = 10.46$$

$$N_t = N_a + 2 = 13 \text{ espiras}$$

$$L_b = N_t d = 13(0.005) = 6.5 \text{ cm}$$

Entonces el resorte será de alambre A228 $d = 5 \text{ mm}$ $D = 4 \text{ cm}$

$N_t = 13$ y $L_f = 6.5 \text{ cm}$.

3.11 Selección de la Transmisión de Cadena de Rodillos

La transmisión por cadena es un elemento flexible para transmitir potencia que se fabrica como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. Se usarán en ésta máquina porque son capaces de transmitir potencia entre flechas que se encuentran muy separadas y en el malacate la distancia entre la flecha del motor y del tambor es apreciable. Además se está operando a bajas velocidades y se transmite un torque elevado, y este tipo de transmisión es ideal ya que los eslabones de cadena de acero tienen alta resistencia a esfuerzos de tracción para que sean capaces de soportar las considerables fuerzas que resultan de un torque de alta magnitud.

La transmisión por cadena tiene una vida útil relativamente larga comparándola con la transmisión por correa y además asegura una relación de transmisión constante, ya que funcionan sin deslizamiento o arrastre.

El tipo más común es la cadena de rodamiento, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente

baja entre las cadenas y las ruedas dentadas.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave y una carga suave (factor de servicio= 1.0) y una vida útil especificada de 15000 horas aproximadamente. Las variables importantes son el paso de la cadena y el tamaño y la velocidad de giro de la rueda dentada más pequeña. La lubricación es de fundamental importancia para la operación satisfactoria de un impulsor de cadena.

Se debe especificar un factor de servicio para un uso particular. Si bien tramos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo de la capacidad de un solo tramo. Multiplique la capacidad en las tablas por los factores que el fabricante proporciona.

Martin, el fabricante, da una serie de tablas con las que se seleccionan ciertos factores para el diseño de la rueda.

Considerando que el fabricante toma al malacate como tipo de carga Moderada se utiliza un motor de combustión interna con impulsor mecánico, la potencia de diseño basada en la potencia máxima del motor que es de 285 HP, será:

Potencia de diseño: $1.4 (285) = 399$ HP

Service Classification — Table I	
Uniform Load	
Agitators, Liquid	Generators
Blowers, Centrifugal	Line Shafts, Even Load
Conveyors, Even Load	Machines, Even Load,
Elevators, Even Load	Non-reversing
Fans, Centrifugal	Pumps, Centrifugal
Moderate Shock Load	
Beaters	Laundry - Washers
Compressors, Centrifugal	and Tumblers
Conveyors, Uneven Load	Line Shafts, Uneven Load
Elevators, Uneven Load	Machines, Pulsating Load, Non-reversing
Grinders, Pulp	Pumps, Reciprocating, Triplex
Kilns and Dryers	Screens, Rotary, Even Load
	Woodworking Machinery
Heavy Shock Load	
Brick Machines	Mills, Hammer, Rolling or Drawing
Compressors Reciprocating	Presses
Crushers	Pumps, Reciprocating, Simplex or Duplex
Machines, Reversing or Impact Loads	

Tabla 16 Carga según el servicio para transmisión por cadena

Service Factor — Table II			
SERVICE CLASSIFICATION	TYPE OF INPUT POWER		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric Motor or Turbine	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
Uniform Load	1.0	1.0	1.2
Moderate Shock Load	1.2	1.3	1.4
Heavy Shock Load	1.4	1.5	1.7

Unfavorable Operating Conditions which may be present should be compensated for by adding .2 to the Service Factor for each unfavorable condition. Some of these conditions are listed below:

1. Multiple Shafts — add .2 for each additional shaft.
2. Excessive speed ratios — exceeding 7 to 1.
3. Heavy starting loads with frequent starts and stops.
4. Conditions of high temperatures, unusually abrasive conditions, or circumstances decreasing lubrication effectiveness or not allowing the use of recommended lubrication procedures.

Tabla 17 Factor de servicio según tipo de carga

Dada la elevada potencia del motor y la elevada fuerza de tracción requerida en la cadena se requerirá de una transmisión de tamaño apreciable. Para reducir el tamaño de ésta se dispondrá de cadena de doble tramo.

Las velocidad en el eje del motor es 417 rpm y en el del tambor se desea que sea 122 rpm. Con esto se ingresa a la carta dada por el fabricante que se encuentra en el apéndice B y se selecciona el numero de la cadena y el numero de dientes de la rueda dentada impulsora

Por lo que se selecciona una cadena número 160 (paso 2") con una rueda dentada de 23 dientes. La lubricación tipo II, por disco o salpicado se recomienda utilizar.

La rueda dentada grande se requiere :

$$N_2 = N_1 \times \text{relacion} = 23(417/122) = 78.6$$

Se usará $N_2 = 76$ dientes ya que hasta este número se encuentra en stock para este paso.

Las características de las ruedas y la cadena se muestran en el apéndice A .El diámetro de las ruedas dentadas dado por el fabricante es:

$$D_1 = 373.07 \text{ mm} \quad \text{y} \quad D_2 = 1229.25 \text{ mm.}$$

La distancia entre centros se hará la prueba con el mínimo que se sugiere:

$$C = 30 \text{ pasos.} \quad C = 30(2") = 60 " = 1524 \text{ mm}$$

La longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(30) + \frac{76 + 23}{2} + \frac{(76 - 23)^2}{4\pi^2(30)} = 111.87 \text{ pasos}$$

Se utilizará $L = 112 = 5689.6 \text{ mm}$ pasos. La distancia central recomendada será $29.87 \text{ pasos} = 1517 \text{ mm}$.

Se chequea el diámetro del agujero de la rueda donde se acopla el eje. Según la tabla para este paso en la rueda dentada grande tiene un máximo de 170 mm con lo cual satisface.

A continuación se resume el diseño de la transmisión con el siguiente gráfico:

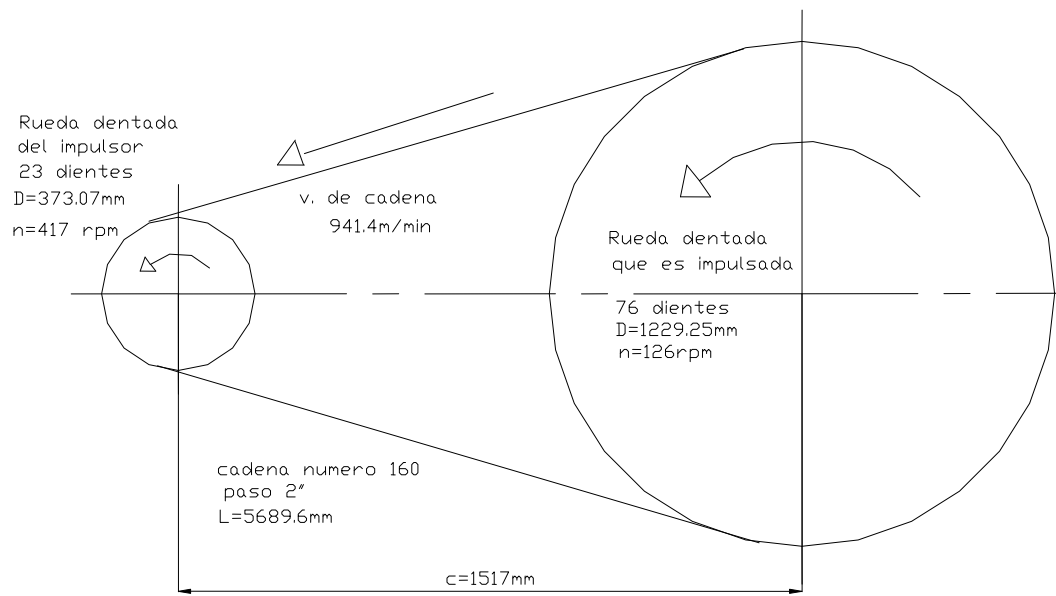


Fig. 3.35 Resumen de la transmisión por cadena

CAPITULO 4

4. RESUMEN DE LA MAQUINA

El malacate elevará la carga con cable 6 x 37 alma de acero torcido regular acero arado extra mejorado de 9/16". El cable se enrollará en un tambor de 60 cm de diámetro nominal y un largo de 1.3 m con un espesor de 3 cm. El material de éste será un acero al manganeso.

El tambor irá soldado a las alas con un electrodo E7018 y el tamaño del lado de la soldadura de chaflán será de ¼". Las alas tienen un diámetro exterior de 0.974m e interior de 0.2m con un espesor de 9/16" y el material del ala es un acero 1018.

Las alas van soldadas a un aro de acero mediante una soldadura con el mismo electrodo y el tamaño del lado de la soldadura de chaflán es de ¼". En el aro de acero 1018 se soldará una brida con 8 agujeros de diámetro exterior de 0.36m e interior de 0.21m. Esta brida irá empernada con la carcasa de los rodamientos mediante 8 pernos de acero ASTM 325 de 9/16" de diámetro y 2 3/8" de largo.

Los rodamientos en los que se apoya el tambor son rodamientos cilíndricos NTN tipo NU2220E.

El eje será de 120mm de diámetro en el tramo de la longitud del tambor. Los rodamientos que apoyan al tambor se acoplarán a un diámetro de eje de 100mm .

Los rodamientos que apoyan al eje que en esta sección posee un diámetro de 80 mm serán de rodamientos cilíndricos NTN tipo NU 2316E. Estos rodamientos irán en una carcasa que ira empernada al marco de acero que actúa como bastidor de la maquina.

Los pernos a utilizar son 7 y serán de acero ASTM 325 de de $\frac{1}{2}$ " y $1 \frac{3}{4}$ " de largo.

El marco será de acero SAE1018 de $\frac{1}{4}$ " , de 1100mm de ancho y 800 mm de altura. Va empernado a la viga base por medio de 16 pernos de acero ASTM 325 de $\frac{1}{2}$ " y $1 \frac{3}{4}$ " de largo.

Las vigas serán una C 4 x 7.25 de 2.50m de largo.

El motor seleccionado será uno Marca PERKINS con una potencia 285 HP a 1800 rpm. La caja de velocidades tendrá 5 velocidades. La caja será Modelo: FS-5205A marca ROADRANGER

El sistema de freno será de tipo banda , el tambor de éste será de 90cm de diámetro con un espesor de 1 cm . El ancho del tambor será

de 16 cm. El material de fricción será un revestimiento de material tramado de 1 " de espesor. La banda se ajustará al tambor mediante pernos en la banda de acero.

La banda será accionada mediante un cilindro hidráulico que le proporcionará la fuerza necesaria para frenado. En la banda posee además un resorte que restaura a la posición original de la banda.

También posee un perno de ajuste en el otro extremo para ajustar la banda a medida que se desgaste el revestimiento

El embrague a utilizar será uno tipo fricción con 2 discos. El embrague que se seleccionó fue uno marca WICHITA tipo HTM218.

Este trabaja a 5.5 bar de presión. Se accionará el embrague para transmitir potencia mediante un cilindro hidráulico conectado a una horquilla que desplazara al cojinete axial.

El sistema hidráulico constará de una bomba de engranajes de 8.56 KW que suministra 160 bar a 8.5 gal/min. Se utilizará una tubería de succión de 25 mm de diámetro de 40 cm de largo. El reservorio tendrá una capacidad de 5 litros. Además poseerá un filtro y una válvula de compuerta. En la línea de alta presión se utilizará una manguera de 15 mm con una presión de servicio de 190 bar. Además poseerá una válvula de alivio a la salida de la bomba y una válvula reductora de presión para el sistema de freno. Este sistema

utilizará un acumulador tipo vejiga con 1.17 litros de capacidad. Las válvulas direccionales serán de 3 posiciones , 3 lumbreras. El cilindro para el embrague será de 3 ¼ " x 100mm y el del freno 3 ½" x 100mm.

La transmisión utilizará una cadena doble tramo de paso 160, El numero de dientes de la rueda dentada conducida es 76 dientes y la conductora de 23.

El malacate construido se muestra en el apéndice C.

4.1 Costo de la Máquina

A continuación se detallan los precios de los diferentes componentes del malacate:

Descripción	Cantidad	Precio(dólares)
Cable		
Cable acero 6 x 37 acero arado extra mejorado 9/16 "	1706 m	5119
Casquillo vaciado con pasador	1	35
Tambor		
Tubo de acero al Manganeso	1	800
Alas		
Brida Øext. 974mm Øint 20 x 9/16"	2	380
Eje de transmisión		
Eje de acero 4340 Ø120mm x 2190 mm	1	480
Maquinado del eje	1	120
Bridas		
Brida acero A36 Ø 360 ext. Ø174mm int. 8 aguj. 5/8"	2	62
Carcaza para rodamientos NU2220E	2	60
Carcaza para rodamientos NU2316E	2	56
Rodamientos NTN NU2220E	2	630

Rodamientos NTN NU2316E	2	466
Soldadura Elefante 7018 1/8"	1Kg	2
Transmisión por cadena		
Cadena paso 160		560
Piñón doble tramo 23 dientes paso 160		220
Piñón doble tramo 76 dientes paso 160		2500
Motor PERKINS 285 HP 1800rpm		28700
Caja de Cambios FS-5205A ROADRANGER	1	3800
Embrague		
WICHITA tipo HTM218		3500
Freno		
Tambor del freno	2	96
Revestimiento material tramado	2	300
Banda flexible	2	26
Platina ajuste de revestimiento	2	20
Mecanismo ajuste banda	2	45
Mecanismo de retorno	2	38
Eje de transmisión freno	1	60
Soporte accionador freno	3	185
Rodamientos de apoyo eje freno	2	150
Sistema hidráulico		
Reservorio	1	40
Manguera Ø25mm x 0,4m	1	15
Manguera Ø15mm x 8 m	1	24
Bomba 160 bar 8,5 gal/min	1	2320
Ariete 3 1/2" 100 bar 100mm	1	305
Ariete 3 1/4" 160 bar 100mm	1	350
Filtros y válvulas		720
Bastidor		
Marco de Acero	2	160
Viga base (Tubo rectangular)(6m)	1	27
Viga C 4 x 7,25(4m)	1	12
Viga C 3 x 6 (12m)	2	37

Costo de materiales y equipos.....52420

Costo de Montaje y Puesta a Punto..... 3200

Diseño y Dirección Técnica.....8340

COSTO TOTAL.....,,,,US\$ 63960

4.2 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- Dado los costos totales de fabricación del malacate se concluye que es más factible construir la maquina en el país que su importación de los Estados Unidos, que es de donde venía la maquina ahora obsoleta. Los costos totales de fabricación del malacate construido son de \$63960 mientras que la importación costaba \$125000 incluido impuestos. La empresa petrolera requiere de 10 unidades por lo que el ahorro es notable.
- 2.- El proyecto es factible ya que presenta la ventaja en el costo inferior de la maquina, esto debido a la facilidad para adquirir los materiales y de lo reducido de la mano de obra; pero existe la desventaja de mayor tiempo invertido en el diseño ya que en el país no se tiene gran experiencia en el desarrollo de estas máquinas.
- 3.- El sistema de elevación fue diseñado según las máximas condiciones de carga , por lo que su funcionamiento se espera resulte óptimo para todos los pozos donde se requiera extraer

petróleo.

- 4.- El sistema hidráulico diseñado para accionar el freno y el embrague se basa únicamente en los requerimientos de estos últimos, esto es, dado que el malacate forma parte de la grúa, esta última usará potencia hidráulica para accionar otros componentes.
- 5.- El presente diseño se basó en la mayoría de los casos a recomendaciones dadas por los fabricantes de los componentes y en textos que abarcan el tema. Luego, el análisis de estas recomendaciones se lo hizo tomando la carga máxima, esto es al arranque de la misma, y tomando también en consideración los efectos de fatiga de los componentes.
- 6.- La máquina opera satisfactoriamente según la velocidad con la que se eleva el cable por lo que se recomienda poner la marcha adecuada en la caja de cambios según el volumen de extracción del pozo.
- 7.- El cable que es el componente que se reemplazará con mayor frecuencia debe tener una adecuada lubricación para que su vida útil sea la esperada.

- 8.- El malacate se lo opera manualmente por medio de la consola de mandos para el freno y el embrague por lo que se recomienda una adecuada capacitación de los operarios.
- 9.- Dado que el sistema se opera manualmente se pueden cometer errores en el manejo de los mandos hidráulicos, la acción errónea más perjudicial que puede ocurrir es que se accione el embrague y el freno al mismo tiempo, con lo que ocurrirá en el sistema hidráulico que los émbolos de los arietes se extiendan con menor velocidad, y en el sistema mecánico que desgaste prematuramente los materiales de fricción del embrague y el freno, y además que se sobrecaliente el sistema.
- 10.- Se pudo comprobar en el campo que la maquina tiene un rendimiento satisfactorio y que funciona en forma continua, se observó que al arranque el motor se desempeña bien y los componentes de la máquina no presentan fallas catastróficas ; esto se basa en datos de los pozos más profundos dados en la zona.

BIBLIOGRAFIA

1. NORTON ROBERT L.. Diseño de Maquinas. Prentice Hall , Mexico, 1999.
2. FAIRES MORNING .Diseño de Elementos de Máquinas. Montaner y Simon, Barcelona,1970.
3. MOTT ROBERT . Diseño de elementos de Maquinas. Prentice - Hall Mexico, 1985.
4. SHIGLEY J. Diseño en Ingeniería Mecánica. Mc Graw-Hill , Mexico, 1979.
5. ROTHBAR HAROLD A. Mechanical Design and Systems Handbook, Mc Graw- Hill, Mexico, 1964.
6. ALBERT. M. E. Machine Design Drawing Room, John Willey & Sons , New York,. 1978.
7. PARETO LUIS. Formulario de elementos de Máquinas, Ceac. S. A,

Perú, 1977.

8. NTN . Manual de Selección de Rodamientos. Tokio . 1988