



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN DE POTENCIA ENTRE BOMBA Y MOTOR PARA BOMBEO DE LODO

Víctor Arturo Cruz Vásquez

Piura, 19 de Marzo de 2009

FACULTAD DE INGENIERÍA

Área Departamental de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Marzo 2009



Esta obra está bajo una [licencia](#)
[Creative Commons Atribución-](#)
[NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](#)

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



“Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo”

**Tesis para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico Eléctrico**

Víctor Arturo Cruz Vásquez

Asesor: Ing. Jorge Yaksetig

Piura, Enero 2009

A mis padres, Víctor y Flor,
a mi hermana, Lorena,
y a mis amigos.

Prólogo

La perforación de pozos petroleros es una actividad industrial, o sistema, que se compone de varios sub - sistemas que actúan conjuntamente para su funcionamiento adecuado.

Este trabajo de tesis se centra en subsistema de la perforación de pozos petroleros, que es el bombeo de lodo. El lodo tiene las siguientes funciones, refrigerar la broca, sellador de bolsas de aire y ayudar a la perforación con la alta presión de bombeo.

El bombeo de lodos se lleva cabo con una máquina que se compone de un motor de combustión interna y una bomba con un mecanismo de transmisión de potencia entre ellos. La transmisión de potencia se logra mediante poleas, correas, etc., que estando bien dimensionados deben funcionar adecuadamente. La transmisión de potencia puede ser con otros elementos como acoples directos, cadenas o engranajes, pero la escogida para este trabajo de tesis tiene una ventaja comparativa; el costo y el mantenimiento.

Para concluir quiero expresar mi agradecimiento más profundo a las personas que colaboraron y me asistieron en el desarrollo de la presente tesis, en particular a las personas, trabajadores de Corporación Cruz S.A.C., que estuvieron involucradas en el diseño y montaje de este sistema que fue tema para mi trabajo de tesis. De manera especial al Ing. Jorge Yaksetig por la dedicación y apoyo constante que me brindó durante el desarrollo del presente trabajo de tesis, además a mi familia que siempre me apoyó a seguir con el estudio de esta tesis

RESUMEN

El presente trabajo de tesis tiene como objetivo principal el diseño y selección de los elementos que toman parte en una transmisión de potencia por correas. Teniendo como caso en particular una transmisión de potencia entre un motor y una bomba de lodos para perforación de pozos petroleros.

Se realiza una comparación entre los diferentes tipos de transmisión de potencia que podrían utilizarse para este caso. Se escogió la más adecuada que cumplía con todos los requisitos.

Este trabajo de tesis es un guía para el diseño de una transmisión de potencia por correas y poleas. A lo largo de esta se diseña, calcula y selecciona los diferentes elementos que intervienen en el funcionamiento de la transmisión.

También se realiza una simulación por SolidWorks y CosmosWorks para justificar el diseño y selección que se ha realizado.

Índice

Dedicatoria	
Prólogo	
Resumen	
Índice	
Introducción	1
 Capítulo 1: Transmisión de potencia	
1.1 Sistemas de transmisión de potencia	3
1.2 Tipos de transmisión de potencia	4
1.2.1 Transmisión de potencia por bandas, fajas a correas y poleas	4
1.2.1.1 Clasificación de las correas	6
1.2.1.2 Poleas	10
1.2.1.2.1 Poleas acanaladas para correas en V	11
1.2.1.2.2 Poleas para correas redondas	12
1.2.1.2.3 Poleas para correas dentadas	12
1.2.1.2.4 Poleas para correas planas	13
1.2.1.2.5 Poleas acanaladas para correas planas	14
1.2.1.2.6 Poleas Locas o Tensoras	14
1.2.2 Transmisión de potencia por cadenas	15
1.2.2.1 Clasificación de las cadenas	16
1.2.2.1.1 Cadenas desmontables	16
1.2.2.1.2 Cadenas articuladas	17
1.2.2.1.3 Cadenas de placas laterales	17
1.2.2.1.4 Cadenas de rodillos	17
1.2.2.1.5 Cadenas de doble paso	18
1.2.2.1.6 Cadenas silenciosas	18
1.2.2.1.7 Cadenas de bolas	19
1.2.2.2 Ruedas para cadenas	19
1.2.2.3 Lubricación de la rueda y la cadena	20
1.2.3 Transmisión de potencia por ruedas dentadas	21
1.2.3.1 Clasificación de las ruedas dentadas	23
1.2.3.1.1 Ruedas dentadas cilíndricas	23
1.2.3.1.2 Ruedas dentadas cónicas	24
1.2.3.1.3 Tambores sin fin y rueda helicoidal	25
 Capítulo II: Cálculos, selección, diseño y montaje	
2.1 Alternativas de transmisión de potencia	26
2.1.1 Transmisión por engranajes	21
2.1.2 Transmisión por cadena	28
2.1.3 Transmisión por correas y poleas	28
2.2 Elementos en la transmisión de potencia por correas y poleas	28
2.2.1 Chumaceras	29
2.2.2 Embragues <i>Cutch</i>	30

2.2.3 Araña o <i>Spider</i>	31
2.2.4 Tambor o <i>Drums</i>	32
2.2.5 Eje intermedio	33
2.2.6 Poleas y correas	34
2.2.7 Sistema Neumático	34
2.3 Cálculo, selección y diseño, aplicado al caso de la bomba Maxum y el motor Detroit Diesel	38
2.3.1 Bomba MAXUM M1000 TRIPLEX	38
2.3.2 Motor Detroit Diesel 16V92T	39
2.3.3 Potencias requeridas	40
2.3.4 Elección de embrague, araña y tambor	44
2.3.5 Cálculo y selección de las poleas y correas	49
2.3.6 Cálculo del diámetro del eje intermedio	55
2.3.6.1 Por torsión pura	59
2.3.6.2 Coeficientes del límite de fatiga	61
2.3.6.2.1 Coeficiente de acabado superficial (C_s)	61
2.3.6.2.2 Coeficiente de dimensiones y geometría (C_d)	62
2.3.6.2.3 Coeficiente de forma de trabajo (C_t)	62
2.3.6.2.4 Coeficiente de fiabilidad (C_f)	63
2.3.6.2.5 Coeficiente de <i>Fretting</i> (C_j)	64
2.3.6.2.6 Coeficiente de choque (C_k)	64
2.3.6.2.7 Coeficiente de temperatura (C_T)	65
2.3.6.2.8 Coeficiente efectos varios (C_v)	65
2.3.6.3 Torsión pura con coeficientes modificativos del límite de Fatiga	66
2.3.6.4 Por torsión, flexión y carga axial (A.S.M.E)	66
2.3.6.5. Por torsión y flexión (MOTT)	69
2.3.7 Chumacera y rodamientos	71
2.3.8. Chaveta	81

Capítulo 111: Simulación por software SolidWorks y CosmosWorks

3.1 Introducción	84
3.2 Desarrollo, modelado y aplicación de fuerzas	84
3.2.1 Eje intermedio y chumaceras	85
3.2.2 Elección de materiales	87
3.2.2.1 Eje intermedio	87
3.2.2.2 Las chumaceras	88
3.2.3 Aplicación de cargas y restricciones	90
3.3 Estudio estático	91
3.3.1 Resultados tensiones (vonMises)	91
3.3.2 Resultados por desplazamiento estático	92
3.3.3 Resultados por deformaciones unitarias	93

3.3.4 Verificación de diseño -vonMises-	94
3.3.5 Verificación de diseño-Tresca-	95
3.4 Estudio por fatiga	96
3.4.1 Resultados por daño	97
3.4.2 Resultados por factor de seguridad	97
3.4.3 Resultados por biaxialidad	98
3.4.4 Resultados de la vida total (ciclos)	99
3.5 Recomendaciones y conclusiones	100

Capítulo IV: Funcionamiento y Mantenimiento

4.1. Factores de funcionamiento de la bomba reciprocante de lodos	102
4.2. Funcionamiento del Sistema Neumático	103
4.3 Mantenimiento	104
4.3.1 Correas, bandas o fajas	106
4.3.2 Componentes del sistema de aire, embrague o clutch, araña o spider y tambor	107
4.3.3 Chumaceras	107
4.3.4 Motor	108
4.3.4.1 Plan de mantenimiento diario	109
4.3.4.2 Plan de mantenimiento de 125 horas	109
4.3.4.3 Plan de mantenimiento de 250 horas	110
4.3.4.4 Plan de mantenimiento de 500 horas	111
4.3.4.5 Plan de mantenimiento de 1000 horas	112
4.3.4.6 Plan de mantenimiento de 3000 horas	113
4.3.4.7 Plan de mantenimiento de 5000 horas	114
Conclusiones	116
Bibliografía	120
Linkografia	122
Anexos	124

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de tesis tiene como objetivo principal el diseño y selección de un sistema de transmisión de potencia entre un motor Detroit Diesel 16V92T y una bomba MAXUM M1000 Triplex, utilizada para el bombeo de lodos en la perforación en pozos petroleros. Para realizar este estudio se estuvo presente durante todo el proceso de diseño y montaje de la transmisión de potencia.

Este tipo de transmisión de potencia para el bombeo de lodos es utilizada por una empresa dedicada a la perforación de pozos de petroleros. El diseño de esta transmisión de potencia fue solicitada por la empresa perforadora a la empresa Corporación Cruz SAC., dedicada a diferentes servicios en el rubro industrial. Dicha empresa realizó todo el proceso de diseño, selección y montaje, además facilitó toda la información necesaria para la elaboración de este trabajo de tesis.

Los objetivos de este estudio son los siguientes:

- Explicar los diferentes tipos de transmisión de potencia tales como la transmisión por correas, cadenas y engranajes.
- Diseñar y seleccionar los diferentes elementos que forman parte del sistema de transmisión de potencia entre un motor combustión interna multi - cilíndrico y una bomba reciprocante de lodos.
- Describir las funciones de los diferentes elementos del sistema que es tema de este estudio.
- Dar a conocer las precauciones generales que deben tenerse en cuenta para el correcto funcionamiento de la transmisión de potencia entre el motor y la bomba reciprocante de lodos.
- Dibujar, comprobar y comparar los resultados obtenidos mediante el software de modelación sólida SolidWorks y analizando por elementos finitos mediante el software CosmosWorks.

El desarrollo del estudio se ha realizado en cuatro capítulos, que se describen a continuación:

En el primer capítulo se hace un repaso de los diferentes tipos de transmisión de potencia como la transmisión de potencia por fajas, bandas o correas, la transmisión de potencia por cadenas y la transmisión de potencia por engranajes. Las transmisiones de potencia se pueden agrupar en aquellas en que los ejes de las máquinas rotativas están dispuestos en paralelo o aquellas en que las proyecciones de sus ejes crucen.

En el segundo capítulo se describe el funcionamiento de cada elemento dentro de la transmisión de potencia, también se realizan los cálculos correspondientes al diseño y selección de los componentes que funcionarán junto al motor Detroit Diesel 16V92T y la

bomba reciprocante de lodos MAXUM M1000. Los componentes que son diseñados y seleccionados son los siguientes:

- El contra-eje.
- La araña o spider.
- El embrague o clutch.
- El tambor rotatorio que va empernado a la volante del motor.
- Las correas, bandas o fajas.
- Las poleas.
- Las chumaceras con su respectivo rodaje.
- La chaveta.

En el tercer capítulo se hace la modelación sólida mediante el software SolidWorks y se analiza por elementos finitos los principales elementos de la transmisión mediante el software CosmosWorks. Se analizo estáticamente y por fatiga, aplicando las diferentes cargas a las que están sometidas durante su funcionamiento.

En el cuarto capítulo se mencionan y explican los mantenimientos que deben realizarse para los diferentes componentes diseñados y seleccionados.

Además se presentan 6 anexos; los dos primeros,

Los anexos I y II, son los informes del eje y las chumaceras que el software arroja del estudio estático y de fatiga respectivamente.

Los anexos III y IV, son complementarios a los primeros anexos, pero agregando aquí la araña ensamblada en el contra-eje.

Finalmente los anexos V y VI son los informes de los estudios estáticos por elementos finitos de la araña y de la chaveta respectivamente.

Capítulo I

1.1 Sistemas de transmisión de potencia

Para poder transmitir la potencia desde una fuente motriz generadora hacia otro dispositivo o máquina existe un mecanismo formado por varios elementos al cual se le denomina **sistema de transmisión de potencia**. Existen diversas formas; sin embargo, en la mayoría de los casos, la transmisión se realiza a través de elementos rotantes.

La expresión más simple de la transmisión de potencia es a través de la rotación de un eje motriz a un eje conducido, aumentando o disminuyendo su velocidad de éste.

Los mecanismos de transmisión de potencia son muy utilizados en la industria para la transmisión de energía mecánica entre un elemento al que llamaremos motriz hacia otro elemento que llamaremos conducido que, a su vez, acciona un dispositivo. El elemento motriz es un mecanismo que puede ser activado mediante energía eléctrica, hidráulica, mecánica, etc.

Existen diversos tipos de mecanismos para la transmisión de potencia:

- A. **Bandas, correas o fajas y poleas.** Está conformado por dos poleas ensambladas, este mecanismo se utiliza generalmente entre ejes paralelos separados por una distancia significativa. Se compone como mínimo de 2 poleas, una conductora y una conducida unidas mediante una banda, correa o faja.
- B. **Cadenas y ruedas dentadas.** El sistema de transmisión por cadenas consta de dos ruedas de cadena montadas cada una en su respectivo eje, y unidas por una cadena. La rueda pequeña por lo general transmite el movimiento a la más grande. El ejemplo más sencillo es el sistema de transmisión de una bicicleta o de una moto.
- C. **Engranajes.** El sistema de transmisión por engranajes se conforma por ruedas dentadas que van montadas sobre sus respectivos ejes y que engranan entre sí para producir el movimiento entre ellas y de esta manera transmitir la potencia del eje motriz al eje conducido.

1.2 Tipos de transmisión de potencia

1.2.1 Transmisión de potencia por bandas, fajas o correas y poleas

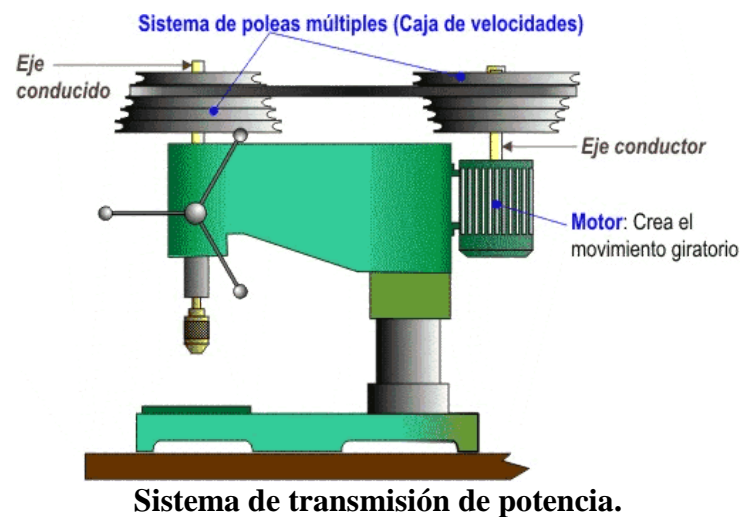
La transmisión de potencia por bandas, fajas o correas y poleas se conforma por al menos dos poleas ensambladas cada una en su respectivo eje. Los ejes generalmente están dispuestos paralelamente y separados cierta distancia que determina la longitud de la correa. Las poleas, una conductora y una conducida se unen mediante una banda, correa o faja.

El sistema consta de los siguientes elementos:

- Polea conductora.
- Polea conducida.
- Polea loca o tensora (si es necesaria).
- Banda, correa o faja.

El movimiento se transmite por medio de una correa, que es un elemento flexible sin fin (esto es, que no tiene inicio ni fin definidos), que impulsa a las poleas y logran transmitir una fuerza tangencial y velocidad periférica gracias al rozamiento y la tensión entre la correa y las poleas. La figura 1.1 muestra un sistema de transmisión de este tipo

Figura. 1.1



La eficiencia de la transmisión de potencia en este caso depende de la fricción entre la superficie de la correa y la polea. Este tipo de transmisión tiene varias ventajas que señalamos a continuación:

- Marcha silenciosa.
- Buena absorción y amortiguación de choques y golpes.
- Disposición sencilla, sin cárter ni lubricación.
- Múltiples posibilidades de instalación para diferentes aplicaciones.

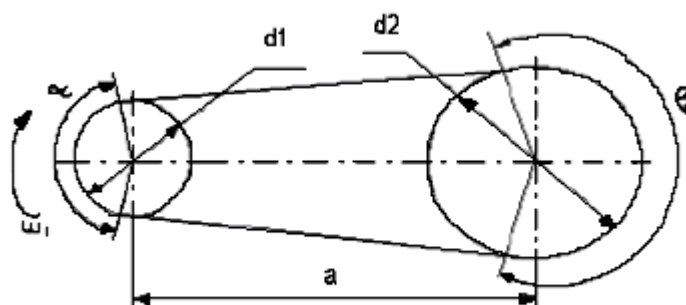
- Desacoplamiento sencillo.
- Bajo costo.
- Variación sencilla de la relación de transmisión.
- Posibilidad de trabajar a altas velocidades de rotación.

Asimismo tiene algunas desventajas como son:

- Grandes dimensiones exteriores.
- Deslizamiento entre la correa y la polea lo que genera una pérdida de potencia que oscila entre el 1% al 2%.
- Transmisión radial de fuerzas hacia los ejes y apoyos debido a la tensión que debe aplicarse a la correa para su funcionamiento.
- Variación del coeficiente de rozamiento a causa del polvo, suciedad, aceite o humedad.
- Pequeña duración de las bandas en transmisiones rápidas (6 meses, aproximadamente).
- No soporta operaciones a altas temperaturas.

Parámetros de un sistema de transmisión de potencia por correas. La figura 1.2 muestra las principales dimensiones en un sistema de transmisión de potencia mediante correas. Los significados de cada una de las variables se dan a continuación:

Figura. 1.2



Parámetros de un sistema de transmisión por correas.

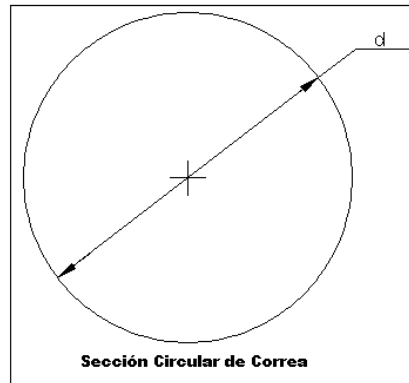
- d_1 : Diámetro de la polea menor. [mm]
 d_2 : Diámetro de la polea mayor. [mm]
 a : Distancia entre centros. [mm]
 α : Ángulo de contacto en la polea menor. [°]
 β : Ángulo de contacto en la polea mayor. [°]
 ω_1 : Velocidad angular de la polea menor. [rad/seg]

1.2.1.1 Clasificación de las correas

a. Correas Redondas

Se caracterizan por tener su sección transversal circular, ver Figura 1.3. Se emplean para bajas transmisiones de potencia, son escogidas por el diámetro de la sección transversal, que oscila entre 3 mm y 12 mm.

Figura. 1.3



Sección circular de correas redondas.

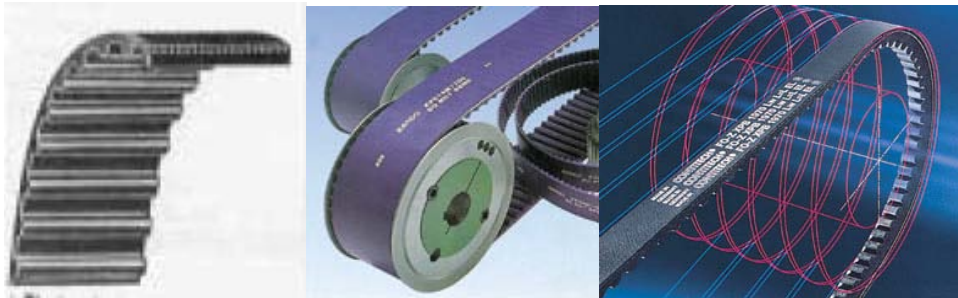
Son apropiadas para aplicaciones de bajas cargas, aplicaciones de poca responsabilidad, transmisiones pequeñas y en equipos de laboratorio. Se construyen de cuero, algodón y caucho.

b. Correas Dentadas

Se les da el nombre de correas sincronizadas. Son correas que por la superficie exterior son planas pero por la superficie interior tienen protuberancias que pueden tener diferentes formas: trapeciales, redondas y trapeciales redondeadas con flancos parabólicos tal como se puede apreciar de la figura 1.4.

La transmisión de potencia depende enteramente de la fricción entre la correa y la polea. Su capacidad de transmisión depende del ancho de la correa, de la profundidad de las ranuras y del número de protuberancias en contacto con las poleas.

Figura. 1.4

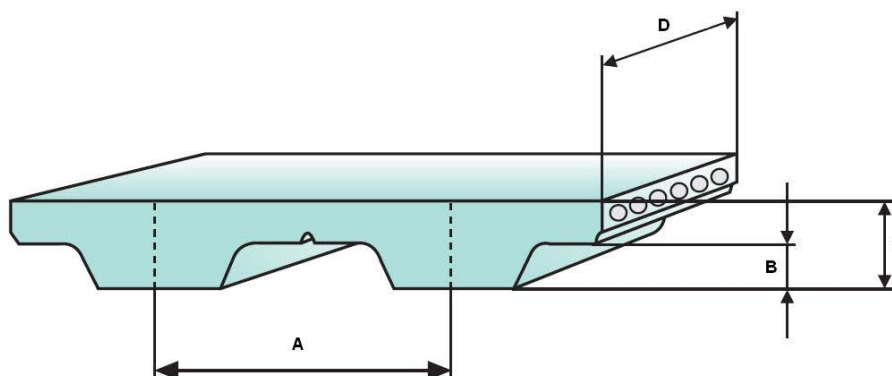


Correas dentadas.

En la figura 1.5, se puede ver los diferentes parámetros que distinguen a una correa dentada. A continuación los definimos:

- A : Distancia entre los dientes o protuberancias de la correa.
- B : Altura del diente.
- C : Espesor completo de la correa tomando en cuenta la altura del diente.
- D : Ancho de la correa dentada.
- L : Longitud total de la correa.

Figura 1.5

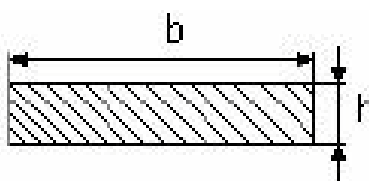


Principales medidas de las correas dentadas.

c. Correas Planas

Se caracterizan por tener una sección transversal rectangular, definida por un espesor h y un ancho b , tal como se muestra en la figura 1.6.

Figura. 1.6



Parámetros correa plana.

Las principales ventajas de las transmisiones de correas planas son, flexibilidad, absorción de impactos, una transmisión eficiente de potencia a altas velocidades, resistencia a atmósferas abrasivas y un costo de adquisición y mantenimiento bajo. Las correas planas pueden operar en poleas relativamente pequeñas y pueden ser empalmadas por medio de pegantes o por enlaces mecánicos para operar como correas sin fin. Las correas planas son ruidosas en comparación con otros tipos de correas y, además se deslizan y su eficiencia a velocidades altas es baja.

En la zona de empalme la resistencia de la transmisión puede disminuir hasta un 85%. Se emplean para las siguientes aplicaciones:

- Cuando hay desplazamientos laterales.
- Para grandes distancias entre centros.

- Cuando existen grandes fuerzas periféricas.
- Cuando hay flexión en los dos planos.
- Para diámetros muy pequeños, ya que son muy flexibles y admiten un mayor tensado.

Los materiales de fabricación más utilizados son el cuero, cordón o tejidos vulcanizados, caucho o plástico no reforzado, cueros reforzados y tejidos. En un inicio fueron usados la lana, el cuero y el algodón, en la actualidad se prefiere el caucho y las poliamidas, incluso existen correas planas metálicas, pero son para un uso distinto al descrito por este trabajo de tesis.

Las correas de cuero tienen un excelente coeficiente de fricción, buena flexibilidad, larga vida y ofrecen facilidad de reparación. El costo inicial es alto, se deben limpiar y requieren la aplicación de productos preservantes.

d. Correas en V o trapezoidales, y multi V

Entre las diferentes transmisiones de potencia por correas, las más empleadas son las correas en V. Estas han evolucionado desde uno o dos tipos simples que se suministraban originalmente, hasta llegar a por lo menos una docena de tipos diferentes.

Las correas en V se clasifican generalmente en tres grupos diferentes, identificables por tamaño y forma de las bandas.

Los tamaños de las correas del grupo **Standard** se designan normalmente con las letras **A, B, C, D y E**. La figura 1.7 muestra las dimensiones geométricas de las correas correspondientes a las diferentes letras. Las correas se fabrican en longitudes determinadas, aunque en algunos casos pueden ser adquiridas por tramos para luego ser empalmadas y obtener la longitud deseada.

Figura. 1.7



Correas A, B, C, D y E.

El segundo grupo de correas en V se identifica como correas de **Alta capacidad**. Estas correas se emplean en casos en que las correas **Standard** no pudieran funcionar perfectamente debido a las altas potencias o a las condiciones de carga involucradas. Se designan como 3V, 5V y 8V. En la figura 1.8 se observan las dimensiones de las correas de **Alta capacidad**.

Figura. 1.8



Correas 3V, 5V y 8V.

Las correas **Standard** son más anchas que altas, mientras que las correas de **Alta capacidad** tienen alturas y anchuras comparables. Se utilizan poleas acanaladas diferentes para las correas **Standard** o las de **Alta capacidad**.

Además de estos dos tipos de correas, existe una serie de correas más pequeñas que sirven para servicios livianos y para poleas impulsoras más pequeñas. Éstas son las que van del tipo 2L al tipo 5L (ver figura 1.9), y tienen secciones semejantes a las correas **Standard**. Las correas 3M, 5M, 7M y 11M (ver figura 1.9), tienen una configuración diferente que les permite flexionarse más fácilmente y pueden ser comparadas con las correas de **Alta capacidad**.

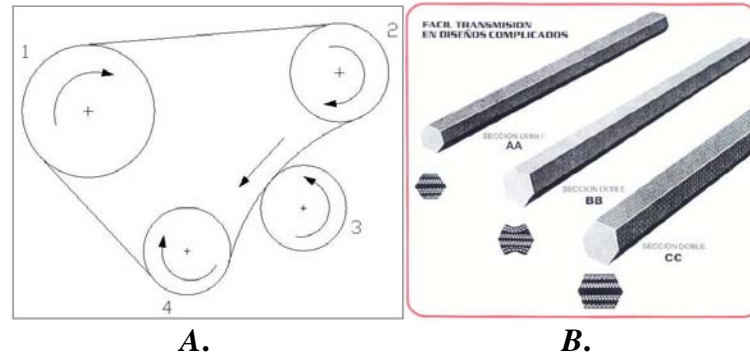
Figura. 1.9



Correas tipo L y M.

Ocasionalmente, puede requerirse la impulsión de diferentes poleas acanaladas con la misma correa y, a veces, cambiar la dirección del movimiento. Para esto se han desarrollado las correas de **Doble Ángulo** o **Hex**, que permiten la transferencia de movimiento a varias poleas acanaladas sin el empleo de engranajes ni de correas retorcidas. Estas correas tienen tamaños similares a los de las correas **Standard** y se designan con las letras AA, BB, CC y DD, ver figura 1.10, B.

En la figura 1.10, A, se muestra un sistema de transmisión de potencia con 4 poleas que tienen la misma sección transversal. Las poleas 1, 2 y 4 giran en sentido horario y usando la parte interna de la correa que las une, pero la polea 3, gira en sentido anti-horario y utiliza la parte exterior de la correa, es decir, se utiliza una correa de **doble ángulo** o de dos perfiles para este tipo de mecanismos.

Figura. 1.10

A: Sistema de transmisión de potencia por correas de doble ángulo.
B: Diferentes correas de doble ángulo, en la figura se observan las AA, BB y CC.

Las correas **multi-V**, que se muestra en la figura 1.11, son una combinación de correas planas y trapecoidales, uniendo la flexibilidad de las planas y la alta capacidad de tracción de las correas en V.

Figura. 1.11**Correa Multi V, superficie interior.**

La sección transversal de una correa multi V se define por su ancho y su alto. Las correas multi V tienen mayor capacidad de transmisión, debido a su forma, respecto a las planas debido a que el área de contacto entre la correa y polea aumenta.

Figura. 1.12**Correa Multi V, superficie exterior.**

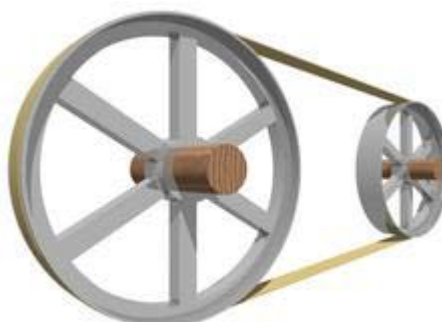
1.2.1.2 Poleas

La polea es otro de los elementos del sistema de transmisión de potencia por correas. Una polea se puede considerar compuesta por las siguientes partes:

- Llanta o corona, que es la superficie donde se apoya la correa. La corona o la llanta puede ser acanalada, plana o dentada, dependiendo de la correa a utilizar.
- Maso o cubo, que es aquella parte destinada a abrazar al árbol o eje en forma fija mediante una chaveta y/o un tornillo opresor. En el cubo se consigue que la polea y el eje giren solidariamente.
- Alma, que es la parte que une la llanta con el maso o cubo; puede ser compuesta por radios, brazos o por una placa de menor espesor que la llanta y el cubo o puede ser una masa del mismo espesor que la llanta. Los radios se emplean generalmente cuando las poleas son de tamaño mayor para evitar un gran peso.

A continuación veremos una descripción de los distintos tipos poleas utilizadas.

Figura. 1.13

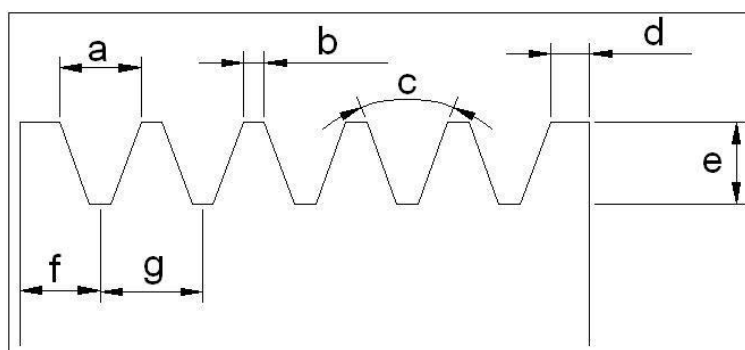


Sistema de transmisión de potencia polea – correa.

1.2.1.2.1 Poleas acanaladas para correas en V

Estas poleas son aquellas cuya corona o llanta tienen uno o más canales trapezoidales. La figura 1.14 muestra una llanta o corona con 5 canales. Las cotas señaladas son las que se deben considerar para la fabricación de la polea.

Figura. 1.14



Sección de la polea acanalada de perfil y sus medidas.

Se fabrican generalmente de hierro fundido o de acero, y pueden ser de alma llena o alma de brazos (con radios), como se ve en la figura 1.15. Para transmisiones de servicios más livianos se fabrican de placas de acero troquelado. Los agujeros alrededor del cual giran las

poleas suelen ser mandriladas y tienen sus correspondientes tornillos de fijación o pueden contener bujes desmontables, dependiendo de la aplicación.

Figura. 1.15



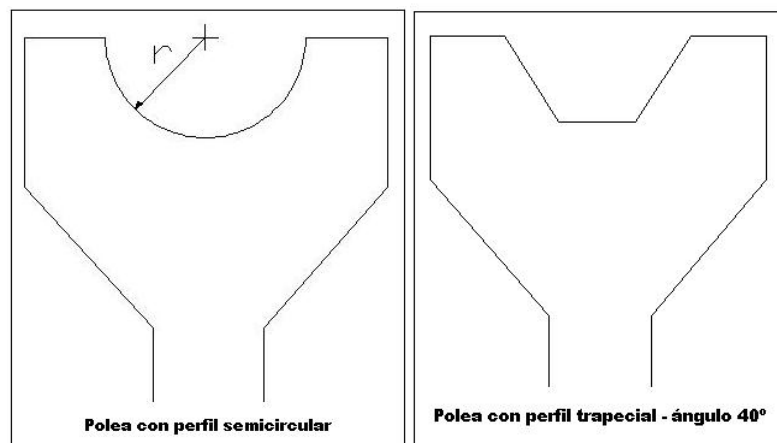
Poleas tipo de brazos (izquierda) y sólido – alma llena (derecha) respectivamente.

1.2.1.2.2 Poleas para correas redondas

Cuando se ha escogido una correa con sección circular, el perfil de las ranuras de la polea se mecaniza en forma semicircular con radio igual al de la correa en forma trapecial con un ángulo de 40° (ver figura 1.16).

Son apropiadas para aplicaciones de bajas cargas, aplicaciones de poca responsabilidad, transmisiones pequeñas y para equipos de laboratorio.

Figura. 1.16



Perfiles de poleas para correas redondas.

1.2.1.2.3 Poleas para correas dentadas

Son aquellas cuya corona o llanta son acanaladas en sentido axial como se muestran en la figura 1.17.

Las poleas para correas dentadas son fabricadas en diversos materiales, tales como hierro fundido, plástico, fibra moldeada, acero y aluminio. Las de diámetros pequeños suelen

venir provistas de bridas laterales para evitar que la correa se deslice fuera de su posición hasta descarrilarse.

Las poleas de mayor diámetro no requieren de dichas bridas puesto que, en su caso, el área de contacto entre la polea y la correa es mayor y la posibilidad de descarrilamiento es menor. En el caso de que las correas se instalen horizontalmente es indispensable que ambas poleas estén provistas de bridas.

Figura. 1.17



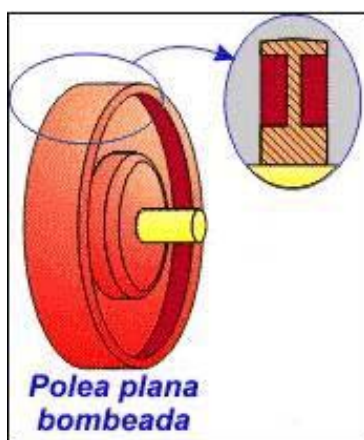
Poleas dentadas.

1.2.1.2.4 Poleas para correas planas

Las poleas para correas planas son más simples de fabricar pues su llanta es una superficie casi plana con un pequeño abovedado o bombeado (elevación central), que se puede distinguir en la figura 1.18. Dicho abovedado tiene dos objetivos: el principal, guiar a la correa para evitar que se deslice fuera de la polea y; en segundo lugar, incrementar la fricción entre la correa y la polea.

Es importante recordar que en el empleo de correas planas es muy importante una buena alineación entre los ejes, caso contrario, la correa terminará descarrilándose de la polea.

Figura. 1.18.



Polea plana bombeada.

Las poleas para las correas planas generalmente se fabrican de hierro fundido. No obstante también existen en acero o en varias combinaciones de diferentes materiales. Pueden ser de alma llena o de radios.

Figura. 1.19

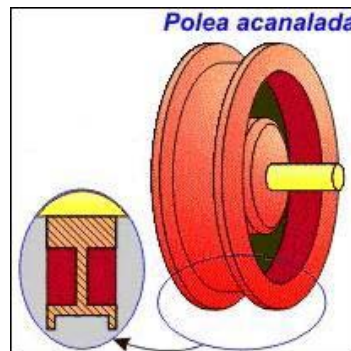


Correa plana en poleas sólidas planas.

1.2.1.2.5 Poleas acanaladas para correas planas

Las poleas acanaladas para correas planas tienen una sección tipo U. Es decir tiene un canal central en donde va la correa plana (ver figura 1.20). De esta manera la correa se mantendrá siempre en su lugar y no se desbandará.

Figura. 1.20



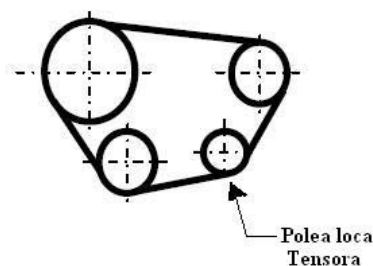
Polea acanalada para correas planas.

1.2.1.2.6 Poleas locas o tensoras

Las poleas locas o tensoras pueden ser planas, acanaladas, dentadas, etc. Pueden tener varias funciones:

- Tensionar la correa.
- Desviarlas cuando hay un obstáculo en el camino.
- Puede brindar una mayor adherencia entre correa y la polea y por ende mayor eficiencia de transmisión.

La colocación de alguna polea loca o tensora dentro de un sistema de transmisión disminuye o aumenta respectivamente el arco de contacto entre la correa y la polea (ver figura 1.21).

Figura. 1.21**Polea loca o tensora.**

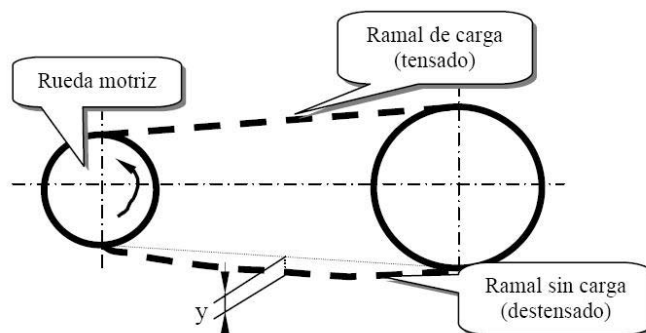
1.2.2 Transmisión potencia por cadenas

El sistema de transmisión de potencia por cadenas está compuesto por los siguientes elementos:

- Ruedas de Cadena.
- Cadena.

Este tipo de transmisión tiene ciertas ventajas respecto al de poleas y correas: No hay deslizamiento y no sufren grandes deformaciones plásticas como las correas. En este sistema se mantiene de forma muy precisa la relación de velocidad entre el eje impulsor y el impulsado.

Por otro lado este tipo de transmisiones impone menos carga en los cojinetes que las transmisiones por correas, así se reduce el tiempo de mantenimiento de los cojinetes. Todo esto debido a que la cadena para transmitir efectivamente la potencia no requiere tensión como la correa (ver figura 1.22).

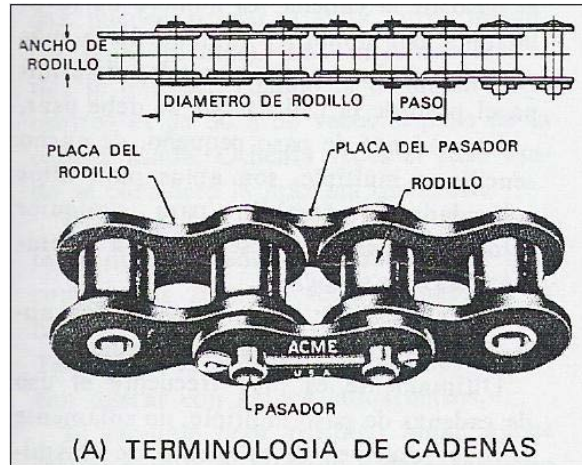
Figura. 1.22**Sistema de transmisión por cadenas, se muestran los ramales tensado y destensado.**

Las transmisiones por cadenas son más compactas que las de correas. Para una capacidad determinada, las ruedas dentadas pueden ser de menor diámetro y ancho que las poleas y, por consiguiente, el sistema completo de transmisión de potencia ocupará menos espacio. En comparación con un sistema de transmisión de potencia por correas, para una misma eficiencia, este sistema, el de cadenas, puede operar con un arco de contacto menor que el de la correas. Esta ventaja es aún más saltante debido a que permite operar a mayores relaciones de velocidad a menor distancia entre ejes.

Las cadenas no sufren mayor alteración con el tiempo, ni son afectadas por el sol, aceite o grasa. Pueden operar a altas temperaturas y son más prácticas para sistemas de bajas velocidades.

Por lo general, las cadenas tienen los siguientes componentes básicos: eslabones, pasadores y rodillos. La cadena es articulada en cada junta, para girar alrededor de cada diente de la rueda dentada. El paso de la cadena es la distancia de los centros de las articulaciones (ver figura 1.23).

Figura 1.23



Componentes básicos de las cadenas – Terminología de cadenas.

Existen diversos tipos de cadenas para transmisión de potencia, con numerosas modificaciones y formas especiales para aplicaciones específicas.

1.2.2.1 Clasificación de las cadenas

1.2.2.1.1 Cadenas desmontables

Las cadenas maleables desmontables se fabrican en una variedad de pasos que van desde 22.91 hasta 103.20mm (0.902" - 4.063") y una resistencia a la rotura que va desde 3115N hasta 75650N (700Lb – 17000Lb).

Los dos extremos de las cadenas desmontables se denominan placa terminal y gancho terminal respectivamente. El gancho terminal extremo abierto del eslabón engancha en la placa terminal del próximo eslabón.

Las cadenas desmontables maleables y de acero se utilizan principalmente en maquinaria agrícola y generalmente a velocidades de aproximadamente de 1.778 m/s (350 pies/min) y, para transmitir potencias de hasta 18.625Kw (25Hp) aproximadamente.

1.2.2.1.2 Cadenas articuladas

Este tipo de cadenas sirve para velocidades mayores que las cadenas desmontables, aproximadamente 2.286 m/s (450 pies/min), y para cargas más altas. Las cadenas articuladas se fabrican con eslabones fundidos individualmente que tienen un barril integral con las placas laterales abiertas. Los eslabones son interconectados con pasadores de acero. Los extremos de un eslabón de cadena articulada se denominan terminal de barril y terminal abierto del eslabón.

La mayoría de estas cadenas son usadas en ruedas dentadas con pasos que varían de 25.4mm a 152.4mm (1" – 6") y tienen una resistencia a la rotura de 16020N a 133500N (3600Lb a 30000Lb). Normalmente, no necesitan lubricación, son más costosas que las cadenas desmontables.

1.2.2.1.3 Cadenas de placas laterales escalonadas.

Estas cadenas se usan extensamente en maquinarias para la construcción. Operan a velocidades hasta de 5.08 m/s (1000 pies/min) y transmiten potencias aproximadas de 186.250Kw (250 HP).

Cada eslabón tiene dos placas laterales escalonadas, un buje, un rodillo y un pasador y, si la cadena es de tipo desmontable tiene además una chaveta de dos patas. Algunas cadenas de este tipo se fabrican sin rodillo.

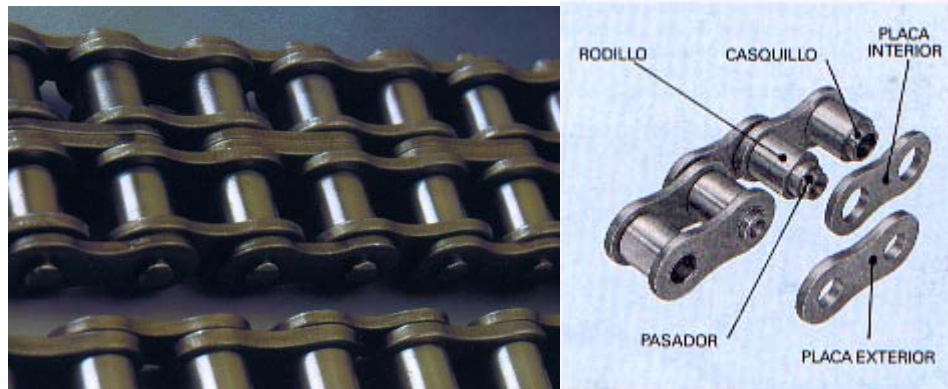
La lubricación en estas cadenas aumenta considerablemente la vida útil.

Las cadenas de placas laterales escalonadas, son cadenas de precisión y tienen un precio mayor que las descritas previamente, sin embargo, son capaces de soportar sin deterioro cambios repentinos de carga. Los pasadores son endurecidos por tratamientos térmicos, dando a la cadena una alta resistencia a la rotura.

1.2.2.1.4 Cadena de rodillos

Las cadenas de rodillos se consiguen con pasos desde 6.35mm a 76.2mm (¼" - 3") en anchos sencillos y una resistencia a la rotura que va desde 4116.5N hasta 578500N (925Lb a 130000Lb). También se consiguen en anchos múltiples. Las ruedas dentadas para cadenas de pasos pequeños, pueden operar hasta velocidades de 10000 rpm y de transmitir potencias de 745Kw a 894Kw (1000 a 1200 HP).

Las cadenas se componen de rodillos, placas laterales y pasadores (ver figura 1.24). En el caso de cadenas desmontables se usan chavetas de dos patas en los pasadores. Estas cadenas deben lubricarse para mejorar las condiciones y para evitar el desgaste en sus uniones.

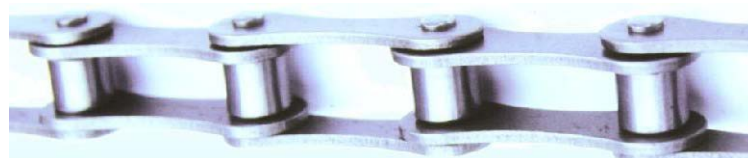
Figura. 1.24**Cadenas de rodillos y sus partes.**

Algunas de sus aplicaciones incluyen las transmisiones de transportadores, transmisiones en maquinarias, sincronización, etc.

La mayor parte de las transmisiones de cadena de rodillos son de una sola vía, sin embargo, las que son de alta potencia emplean frecuentemente varias vías, designadas como transmisión múltiple. En ellos, las cadenas múltiples de rodillos tienen los mismos tamaños que las cadenas simples de rodillos, pero su ancho es mayor.

1.2.2.1.5 Cadenas de rodillo de doble paso

Ciertas transmisiones utilizan cadenas de rodillo de doble paso en lugar de cadena de rodillos de paso simple. Las diferencias entre ambas son menores, siendo la mayor de estas, la longitud de los pasos que esta duplicada.

Figura. 1.25**Cadena de doble paso**

Tanto las cadenas de doble paso como las simples pueden suministrarse con pasadores conectores huecos en lugar de con pasadores sólidos. Ambos tipos de cadena se emplean ocasionalmente con pasadores prolongados que pueden poner en marcha, detener, o sincronizar otras acciones a medida que la cadena pasa por su recorrido.

1.2.2.1.6 Cadenas silenciosas

Las cadenas silenciosas semejantes a las cadenas de placas laterales escalonadas en la apariencia del tipo de entramado que se observa cuando están montadas (ver figura 1.26). Sin embargo, la similitud llega solamente hasta ahí.

Figura. 1.26**Cadenas silenciosas.**

Estas cadenas se han utilizado durante muchos años en aplicaciones industriales tales como las transmisiones para bombas, ventiladores, sopladores y otras maquinarias pesadas. Este tipo de cadenas se utilizan frecuentemente para transmisiones de cadena sincronizada.

La mayor parte de las cadenas silenciosas están fabricadas con aceros de alto contenido de carbón o con aceros aleados, todos ellos tratados térmicamente. Algunas se suministran en aceros no corrosivos.

1.2.2.1.7 Cadenas de bolas

Este tipo de cadenas generalmente se operan a mano o se usan en transmisiones de baja velocidad o en productos antiguos tales como sintonizadores de televisión y de radio, registradoras antiguas, acondicionadores de aire, juguetes, persianas, etc. Operan en ruedas fundidas por inyección, en lámina de acero, o en ruedas moldeadas de nylon.

Figura. 1.27**Cadena de bolas ó esferas.**

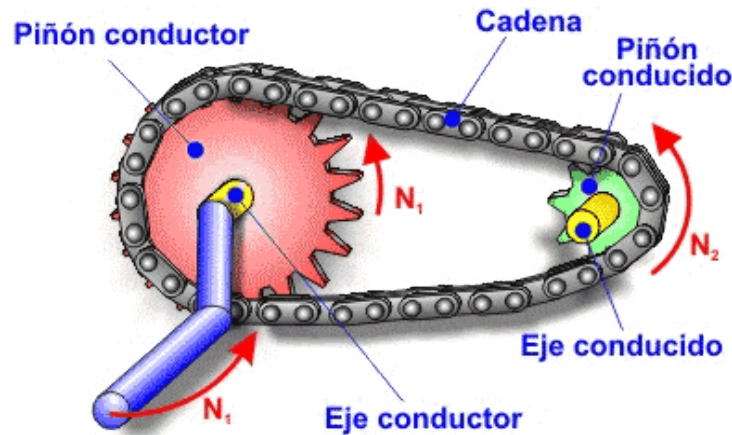
Existen cuatro tamaños normalizados de esferas: $\frac{3}{32}$ ", $\frac{1}{8}$ ", $\frac{3}{16}$ " y $\frac{1}{4}$ " de pulgada de diámetro, que pueden transmitir cargas de 15, 25, 40 y 75 lb, respectivamente.

1.2.2.2 Ruedas de cadenas

La rueda de cadena es, básicamente, una rueda en cuyo perímetro han sido tallado dientes. Para transmitir el movimiento la rueda de cadena suele girar solidariamente con su eje, por lo que ambos se ligan mediante una unión desmontable que emplea otro elemento denominado chaveta.

En la figura 1.28 podemos observar los diferentes componentes de una transmisión de potencia por cadenas. Se tienen los piñones o ruedas de cadena, cada uno de los cuales están acoplados al eje conductor o al conducido con su respectiva chaveta.

Figura 1.28



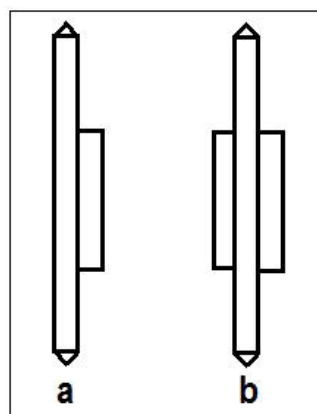
Componentes de una transmisión de potencia por cadenas.

Las ruedas dentadas planas sin cubo se usan para montarlas sobre aletas, cubos u otros implementos. Se fabrican a partir de láminas de acero.

Las ruedas dentadas pequeñas y de tamaño mediano, con cubo, se fabrican mecanizando barras de acero, o soldando el cubo a un disco de lámina de acero.

Para aplicaciones pequeñas y de baja potencia, una extensión lateral del cubo es suficiente, mientras que, las ruedas dentadas de mayor diámetro necesitan que el cubo se extienda a ambos lados de la rueda dentada y en forma de la línea central de esta, de esta manera la línea de acción del tiro de la cadena, actúa en el centro del cubo dando mayor estabilidad al conjunto y distribuyendo uniformemente los esfuerzos en el eje y en la chaveta (Ver figura 1.29).

Figura 1.29



a. Cubo extendido a un lado b. Cubo extendido a ambos lados.

1.2.2.3 Lubricación de la rueda y la cadena.

Una adecuada lubricación es esencial para obtener una larga vida útil de la cadena.

A **velocidades bajas** la lubricación periódica es suficiente. Se puede aplicar con brocha un aceite mineral de consistencia media, incluso, mientras la cadena esta en operación.

En transmisiones de **velocidad media** la cadena debe recibir más lubricación que las de baja velocidad. Se puede obtener esto mediante un lubricador de gotero de buen tamaño, montado de tal manera que gotee aceite directamente sobre la cadena, para que este penetre a todas sus partes.

En transmisiones de **alta velocidad** se debe contar con un protector de cadena parcialmente lleno de aceite, en el cual la cadena se sumerge. Si la velocidad de la cadena es muy alta, se deben adosar a las ruedas dentadas unos discos de mayor diámetro que estas; estos discos recogen aceite en el fondo del protector y lo lanzan contra un deflector en la parte superior, del cual luego gotea el aceite a la cadena.

1.2.3 Transmisión de potencia por ruedas dentadas

Las ruedas dentadas son elementos que sirven para transmitir potencia entre ejes paralelos o concurrentes y tienen como base las normas publicadas por la Asociación Americana de Fabricantes de Engranés (AGMA, por sus siglas en inglés: American Gear Manufacturers Association). Estas normas constituyen las bases para la terminología en los tratados técnicos de las ruedas dentadas. También existen las normas de la Asociación Americana de Estándares (American Standards Association o ASA) que son estándares para los engranes, que también tienen las definiciones, medidas, ilustraciones, denominaciones, etc., que sirven para la elección o fabricación de los engranes.

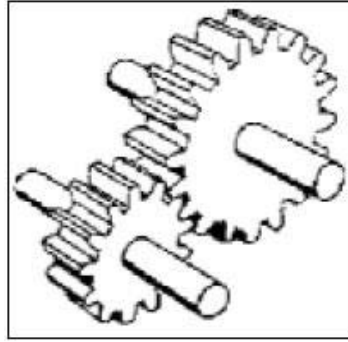
Estos estándares ASA también son utilizados para las ruedas dentadas para cadenas, para las mismas cadenas y las correas o bandas.

Las ruedas dentadas tienen la función de transmitir un movimiento de rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante. Así, se habla de engranes (ver figura 1.30), para referirse al mecanismo que se utiliza para transmitir potencia mecánica entre dos ejes mediante contacto directo entre dos cuerpos sólidos unidos debidamente a ellos.

Las ruedas dentadas al igual que las poleas se componen de:

- a. Llanta.
- b. Cubo
- c. Alma.

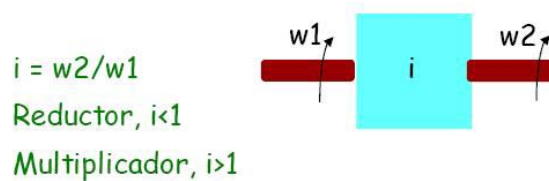
La llanta es la superficie donde se tallan los dientes de la rueda dentada, el cubo y el alma son partes esencialmente iguales a los de la polea.

Figura. 1.30**Par de engranajes, ruedas dentadas o engrane.**

Se denomina "Relación de transmisión" al cociente entre la velocidad angular de salida ω_2 (velocidad de la rueda conducida) y la de entrada ω_1 (velocidad de la rueda conductora):

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (1.1)$$

Dicha relación puede tener signo positivo (si los ejes giran en el mismo sentido) o signo negativo (si los giros son en sentido contrario). Del mismo modo, si la relación de transmisión es mayor que 1 ($i > 1$) se tratará de un mecanismo multiplicador, y si es menor que 1 ($i < 1$) se tratará de un mecanismo reductor, o simplemente de un reductor (ver figura 1.31).

Figura. 1.31**Relación de transmisión.**

Los engranajes poseen varias ventajas comparativas respecto a los otros sistemas de transmisión de potencia tales como su relativa sencillez de fabricación, su capacidad para transmitir grandes potencias, la gran variedad de opciones constructivas, etc.

Los engranajes sirven para transmisiones síncronas, sin deslizamiento gracias a los dientes, relativamente compactos, permiten transmitir potencias elevadas con pares elevados y velocidades moderadas. Llegan a ocupar muy poco espacio, dependiendo del sistema, y su rendimiento es muy alto, llegando a superar el 90%.

Los inconvenientes que se tienen son: la no admisión de variaciones bruscas de potencia y velocidad angular, la necesidad de lubricación y mantenimiento y por último su precio, más elevado en comparación con las correas y poleas.

1.2.3.1 Clasificación de las ruedas dentadas

Las ruedas dentadas se clasifican en función de la superficie de la llanta.

1.2.3.1.1 Ruedas dentadas cilíndricas

Son aquellos cuya llanta es cilíndrica. Los dientes que vienen tallados en ella pueden ser rectos (dirección axial) o helicoidales (dirección no paralela al eje) o doble helicoidales (herringbone).

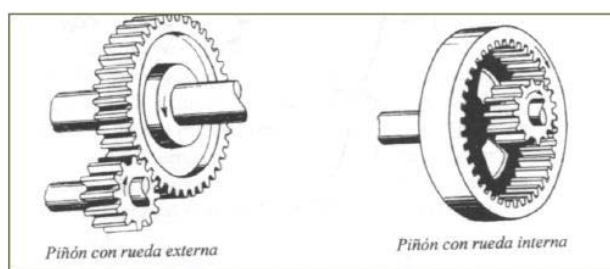
Los dientes pueden ser tallados exteriormente o interiormente (figura 1.32), en el caso del tallado de dientes exteriormente, los ejes giran en sentido contrario. Si uno de ellos, por lo general el más pequeño, tiene dentado el exterior y el otro dentado interior los ejes girarán en el mismo sentido. Los engranajes cilíndricos de dientes rectos son los más usados por su fácil fabricación y montaje pero son ruidosos cuando las cargas a las que se someten son altas porque el acoplamiento entre los dientes es brusco.

Los dientes pueden ser tallados en forma helicoidal. En este caso las potencias a transmitir pueden ser más elevadas debido a la mayor superficie de contacto entre los dientes.

Las ruedas dentadas rectas no originan fuerzas axiales, los helicoidales sí y, cuanto más inclinados sean los dientes, mayor es la fuerza axial, tal que puede ser necesario el uso de rodamientos apropiados.

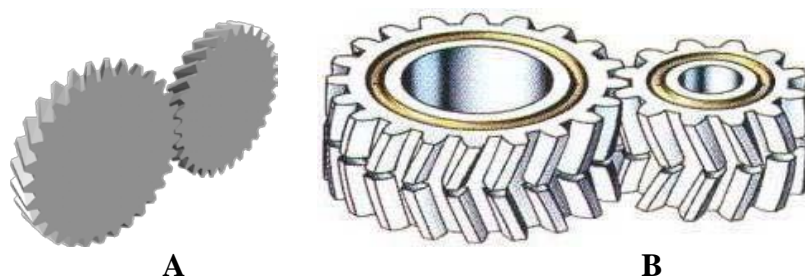
Las ruedas dentadas helicoidales se usan en aplicaciones técnicas donde la suavidad de funcionamiento a velocidades elevadas y la disminución de ruidos son determinantes (caja de cambios). Los dobles helicoidales se usan en reductores de gran potencia y dimensiones (Ver figura 1.33).

Figura. 1.32



Engranajes cilíndricos de dientes rectos, externos e internos.

Figura 1.33



a. Engranajes helicoidales. b. Engranajes doble helicoidales.

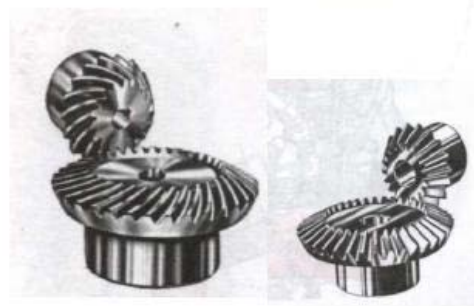
1.2.3.1.2 Ruedas dentadas cónicas

Son aquellas que tienen la llanta en forma de tronco de cono en el cual se tallan dientes rectos (según la generatriz del cono) o helicoidales. Se utilizan cuando se quiere transmitir potencia entre ejes que se cruzan y son coplanares.

El funcionamiento de estas ruedas origina sobre los ejes fuerzas axiales, obligando a retener el eje con rodamientos cónicos o de contacto angular.

Las ruedas dentadas con dentado espiral tienen una superficie de engrane mayor y los dientes engranan paulatinamente dando como resultado un funcionamiento más suave y silencioso que los cónicos rectos (ver figura 1.34.a).

Figura. 1.34

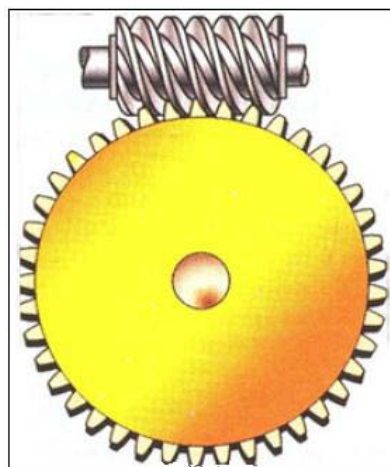


a. Dientes helicoidales. b. Dientes rectos.

1.2.3.1.3 Tornillo sin fin y rueda helicoidal.

Una de las modalidades de este tipo de transmisión lo conforman el tornillo sin fin con una rueda helicoidal.

Figura 1.35



Tornillo sin fin con rueda dentada.

En este caso los ejes de ambos elementos se cruzan y no son coplanares. Una de las principales ventajas de este tipo de transmisión es la gran reducción o multiplicación de velocidad que se obtiene. Se usa generalmente como reductor de velocidad.

Capítulo II

Cálculos, selección, diseño y montaje

2.1 Alternativas de transmisión de potencia

El objetivo del presente trabajo es diseñar una transmisión de potencia para un ensamble motor-bomba, utilizado para el bombeo de lodo a presión en la perforación de pozos petroleros. Para la consecución de tal fin, existen tres opciones: transmisión por correas y poleas, transmisión por cadenas y transmisión por engranajes. En el capítulo I, se mencionaron las ventajas y desventajas de cada uno de ellos. La elección de la más adecuada se hará teniendo en cuenta las siguientes premisas:

a. La función de la transmisión a diseñarse

La transmisión de potencia es parte del sistema bombeo de lodo en la perforación de pozos petroleros. El lodo se utiliza para distintas tareas, tales como:

- La refrigeración de la broca.
- Sellador de fugas de bolsas de aire a presión encontradas al momento de la perforación.
- Evitar que se desprendan las paredes del túnel de perforación.
- Ayudar a la broca a romper la roca existente por la alta presión de bombeo.

b. Zona de trabajo y los contaminantes

Los pozos petroleros pueden estar ubicados en zonas desérticas o zona de playas, cuyas características particulares determinan tanto el tiempo de vida de las máquinas o de sus componentes como la magnitud del impacto ambiental en ellas:

Los principales contaminantes presentes en zona desértica son:

- Polvo y arena (Material particulado).
- Temperatura y radiación solar.

El polvo y la arena pueden producir desgaste prematuro en los elementos de transmisión de potencia.

Los elementos más afectados son aquellos que necesitan lubricación, tales como, cadenas, engranajes, etc. Las correas o fajas son afectadas en menor medida por la arena existente, los cuales son agentes que normalmente disminuyen la vida útil de elementos mecánicos en general.

La temperatura y la radiación solar que puede desencadenar en humedad del ambiente y otros factores combinados o independientemente, también afectan en distinta manera medida la vida útil de los distintos elementos mecánicos de una transmisión de potencia.

Asimismo, los principales contaminantes en zona de playa son:

- Presencia de la brisa marina y del agua de mar.
- Arena (material particulado).

Los problemas potenciales en esta zona son:

- La brisa marina y el agua de mar son agentes extremadamente dañinos; provocan corrosión y oxidación, en cualquier elemento metálico.
- La corrosión es una de las consecuencias más importantes de la oxidación pues se da de manera muy rápida.
- La arena impulsada por los vientos puede llegar a cualquier elemento dentro de la transmisión de potencia; pudiendo producir desgaste.

c. El mantenimiento y economía

El mantenimiento de un sistema de transmisión debe ser sencillo y con un costo óptimo.

El costo del diseño de un sistema de transmisión de potencia puede ser determinante para definir las tareas de mantenimiento.

2.1.1 Transmisión por engranajes

Tomando en cuenta las premisas para la elección de la transmisión de potencia, se descarta la transmisión por engranajes por dos razones:

- a. El material particulado, polvo presente en los lugares de trabajo merma la vida de los elementos del sistema de transmisión.
- b. Las bolsas de gases que se encuentran al perforar producen contra golpes que tendrían consecuencias en la transmisión por engranajes, más aún teniendo en cuenta que estos no son apropiados para amortiguar golpes.

- c. La distancia entre el eje del motor y el de la bomba son considerables. Los engranajes tendrían que ser de gran número de dientes para poder transmitir la potencia.
- d. Las grandes dimensiones que tendrían los engranajes encarecerían la fabricación y el mantenimiento.

2.1.2 Transmisión por cadena

La transmisión por cadena podría ser una opción muy favorable para el objetivo de nuestro sistema. Pero también tiene ciertas desventajas mismas que están enumeradas a continuación.

- a. Presencia de material particulado que contamina y disminuye la vida útil de los elementos de este tipo de transmisión de potencia.
- b. Los contra golpes podrían romper las cadenas o los dientes de las ruedas de cadena.
- c. Se necesitaría una lubricación para transmisiones de potencia de alta velocidad lo cual implicaría un costo adicional.

2.1.3 Transmisión por correas y poleas

Este tipo de transmisión por correas y poleas por sus propias características parece ser la de mejor desempeño en zonas con presencia de material particulado, veamos:

Ventajas de este tipo de transmisión de potencia:

- a. El material particulado afecta mínimamente en el funcionamiento, prácticamente no disminuye la vida útil de los elementos de este tipo de transmisión
- b. No necesita lubricación con lo cual se economiza el mantenimiento del sistema.
- c. Al ser la correa un elemento elástico amortigua fácilmente los contra golpes originados por la perforación.
- d. El costo de fabricación de todo el sistema de transmisión es considerablemente más bajo comparado con las transmisiones por engranajes y cadenas.

Todas las ventajas frente a otros sistemas concluyen en la selección de este tipo de transmisión.

2.2 Elementos en la transmisión potencia por correas y poleas

La transmisión de potencia por poleas y correas que hemos seleccionado, cuyos ejes son paralelos y separados una distancia considerable cuenta además con los siguientes componentes:

- Chumaceras con cojinetes de rodamiento.
- Embrague o *Clutch*.
- Araña o *Spider*.
- Tambor.
- Eje.
- Poleas.
- Correas.
- Sistema Neumático, *rotorseal*, válvulas, etc.

A continuación se describirán los componentes de esta transmisión de potencia, luego se procederá a su selección o diseño.

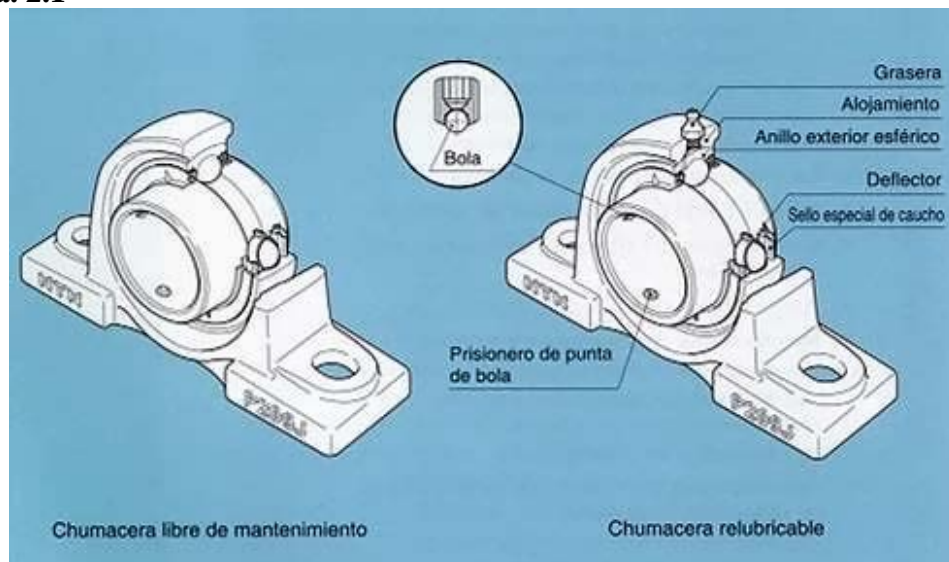
2.2.1 Chumaceras

Las chumaceras son elementos de apoyo para el eje, sirven además para mantener alineado el eje y proporcionar un desempeño óptimo en el giro del mismo.

Una chumacera consta de una carcasa, un alojamiento, seguros, base y el cojinete que va en el interior de la carcasa, además algunas cuentan con un orificio llamado grasera por donde se inyecta grasa para su lubricación (ver figura 2.1). Los elementos rodantes de los cojinetes que van dentro de una chumacera pueden ser de rodillos, bolas, rodillos a rótula, etc.

En nuestro sistema, las chumaceras se utilizarán en el eje ubicado en la salida del motor.

Figura. 2.1



Chumacera de bolas, de libre mantenimiento y relubricable.

2.2.2 Embrague o *Clutch*

El embrague o *Clutch*, es el elemento encargado de transmitir la potencia de salida del motor al eje de la polea. El embrague es accionado neumáticamente y es seleccionado teniendo en cuenta el torque que transmitirá, teniendo un factor de seguridad dado por el fabricante o el diseñador.

A continuación vemos un embrague del modelo que utilizaremos y sus diferentes componentes:

Figura 2.2

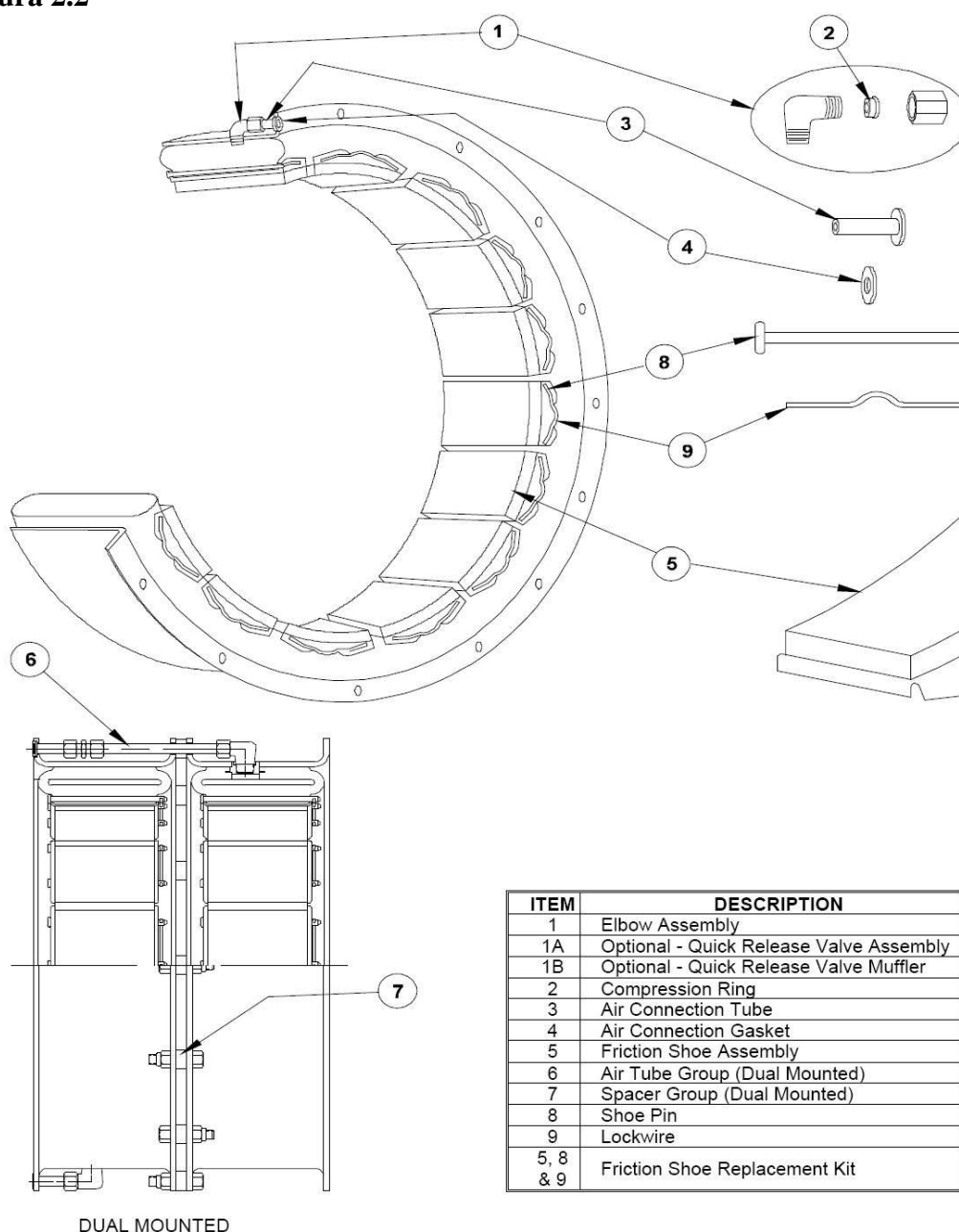


Figura. 2.2 Embrague o *Clutch* dual y listado de partes.¹

¹ Eaton Airflex, "CB4000-Installation, Operation and Maintenance of Airflex CB Elements Assemblies", 1997, página 1, Accesible en www.eaton.com.

Los embragues pueden ser de dos tipos: *simple* o *dual* (figura 2.2), la diferencia entre ellos es el espaciador de grupo (7) y el tubo de aire de grupo (6); los demás componentes son iguales en ambos tipos.

La tabla 2.1 señala el nombre de cada componente:

Tabla 2.1

Ítem	Descripción
1	Codo de montaje.
1A	Válvula descarga de montaje.
1B	Válvula descarga silenciador.
2	Anillo de Compresión.
3	Conexión cámara de aire.
4	Conexión junta de aire.
5	Zapata de fricción montaje. (Asbesto)
6	Tubo de cámara de aire en grupo.
7	Espaciador de grupo.
8	Pin de zapata.
9	Seguro de alambre.
5, 8 y 9	Kit de reemplazo para zapatas de fricción.

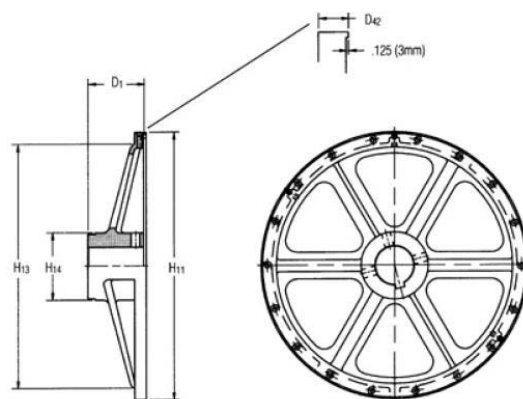
El funcionamiento de este embrague es sencillo. El aire llega al codo de montaje (1) y pasa por el anillo de compresión (2) a través de la conexión de cámara y junta de aire (3 y 4), llegando finalmente a una cámara que se encuentra entre la carcasa y las zapatas de fricción (5). Esta cámara es inflada de tal manera que las zapatas son desplazadas de su posición original para engancharse con el tambor instalado a la salida de la volante del motor.

De esta manera se realiza la transmisión de potencia, pues luego del embrague, esta se transmite a la araña, luego al eje y, finalmente a las poleas y correas.

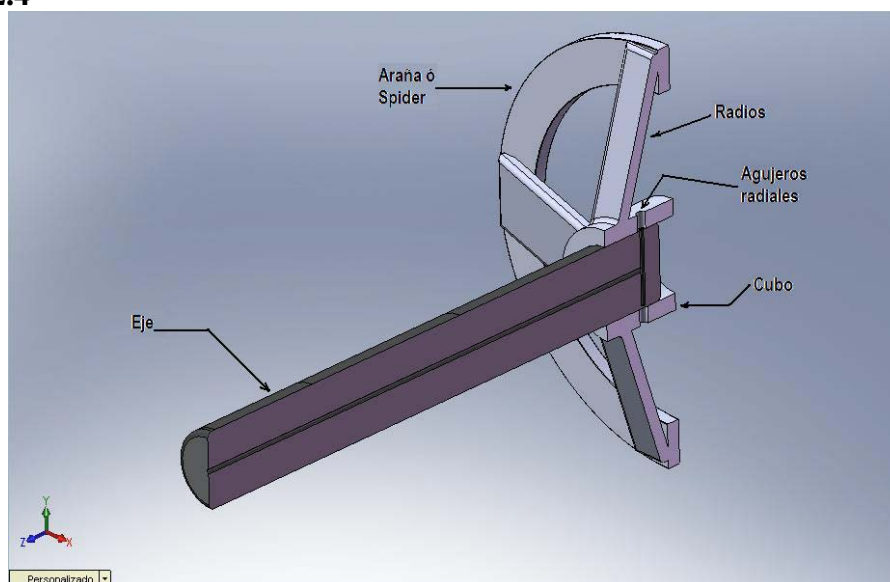
2.2.3 Araña o Spider.

La araña, denominada así por su forma es el elemento que sujeta al embrague, va directamente montada en el eje. Es muy parecida a una volante, tiene radios y en su cubo tiene agujeros radiales que son los conductos para el aire que debe llegar a la cámara del embrague.

La selección de la araña se realiza en función del tipo de embrague elegido, tomando como parámetro de diseño el torque a transmitir. La araña y embrague se ensamblan mediante elementos roscados.

Figura. 2.3**Araña o Spider de 16 a 28 pulgadas.²**

En la figura 2.3 y 2.4 vemos la araña con sus radios, se pueden ver dos agujeros radiales practicados en el cubo que coinciden con el agujero practicado en el eje para el paso del aire. El número de brazos depende del embrague seleccionado.

Figura 2.4**Araña con eje, agujeros calzados.**

El ajuste del agujero del cubo con el eje es con interferencia de modo que para ensamblarlos se debe dilatar el agujero mediante aplicación de calor, además tiene chaveta, de esta manera se asegura el giro solidario entre la araña y el eje (Ver figura 2.4).

2.2.4 Tambor o Drum

El tambor o *Drum* es el elemento que gira solidariamente con el eje de salida del motor, el embrague “captura” ese movimiento rotacional y lo transmite.

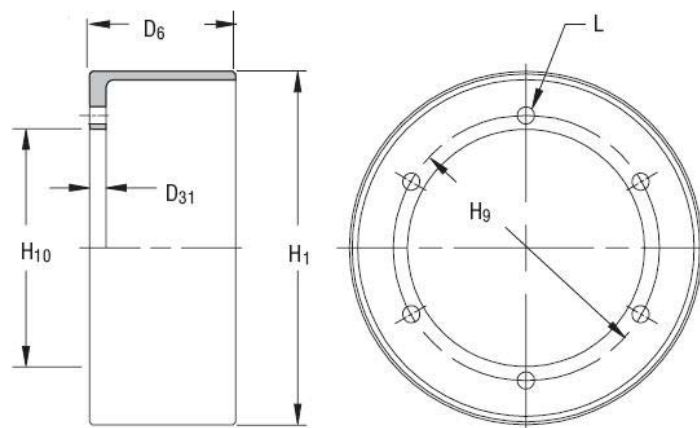
² Eaton Airflex, “Constricting Type Clutches and Brakes”, 1997, página B-40, Accesible en www.eaton.com.

El tambor va ensamblado con elementos roscados en la rueda volante del motor, girando en solidario con ella y llevando la potencia del motor hacia el embrague cuando las zapatas de este se enganchan accionadas por la presión del aire.

El tambor, la araña y el embrague, forman un conjunto que se seleccionan coordinadamente.

En la figura 2.5 se muestra la geometría de un tambor *Eaton Airflex*. El diámetro exterior del tambor, o de enganche (H_1), es ligeramente menor al diámetro interior del embrague, el espacio que queda permite el enganche y desenganche de las zapatas de fricción.

Figura. 2.5



Tambor o Drums, tamaño de 6 a 45 pulgadas.³

2.2.5 Eje intermedio

El eje intermedio es el elemento que se acopla a la araña (ver figura 2.4) que recibe el giro del embrague para transmitir la potencia.

Este eje, que se encuentra ubicado coaxialmente al eje de salida del motor, aloja una p Polea y tiene como apoyos dos chumaceras. También tiene un agujero concéntrico por el que pasará aire a través de la araña hacia el embrague o *clutch*.

El eje intermedio estará sometido a las siguientes solicitaciones:

- Torsión y flexión combinadas.
- Fatiga.

Además de estas solicitaciones, se debe tener en cuenta el funcionamiento de la bomba, por los posibles golpes de ariete o contra golpes de los gases que puedan encontrarse al momento de la perforación.

³ Eaton Airflex, "Constricting Type Clutches and Brakes", 1997, página B-42, Accesible en www.eaton.com.

El material del eje intermedio deberá de ser un acero que resista las cargas a las estará sometido.

Más adelante se diseñará el eje y se analizará por elementos finitos. El análisis comprende selección de material y dimensiones.

El diseño debe adecuarse también a consideraciones comerciales de los elementos que van acoplados a él.

2.2.6 Poleas y correas

Las poleas son los elementos en los cuales se envuelve la correa o correas. En un sistema de transmisión de potencia de este tipo, dependiendo del espacio y de la finalidad que tenga el sistema, pueden usarse de dos a más poleas.

Para el presente trabajo se utilizarán dos poleas, una motriz o impulsora que recibe el giro del embrague para transmitirlo a la polea conducida acoplada a la bomba de lodos. La polea motriz o impulsora, va ubicada en el eje intermedio. Contará con un canal chavetero para que pueda moverse solidariamente con él. La polea de mayor radio se montará en el eje de la bomba, contará también con su respectivo canal chavetero.

La correa es el elemento que conecta la polea motriz y la impulsada para accionar la bomba de lodos.

En la figura 2.6 podemos observar las poleas de 54.34" y 19", luego de haber sido maquinadas y pintadas, su diseño será detallado más adelante.

Figura. 2.6



a. Polea de 54.34 pulgadas b. Polea de 19 pulgadas.

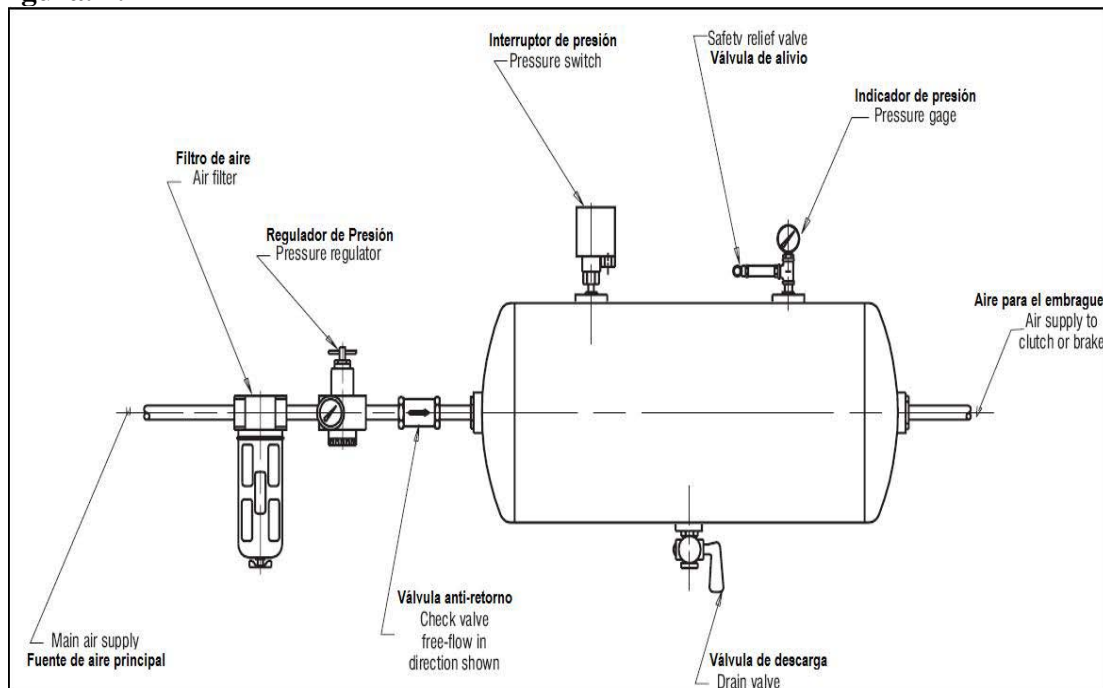
2.2.7 Sistema Neumático

El sistema neumático es aquel que utiliza el aire u otro fluido para realizar diferentes funciones, en este caso para accionar el embrague. El funcionamiento de este sistema es complejo; tiene muchas características y factores que lo determinan.

Como podemos observar en la figura 2.8, se tiene un esquema que representa el funcionamiento y partes del sistema hasta antes de llegar al embrague. La figura 2.7

muestra parte de todo el esquema, mostrando el tanque de aire a presión con los diversos elementos que tiene.

Figura. 2.7



Primera parte del sistema neumático.⁴

En el esquema de la figura 2.8, se observa que se puede escoger entre válvulas manuales o controladas. En este caso se utilizaron válvulas de accionamiento manual.

Después del tanque se tiene una válvula manual de 3 vías: abrir, cerrar y descargar. Luego aparece opcionalmente una válvula de modulación del aire. Posteriormente viene una válvula opcional de liberación o descarga, ver esquema de la figura 2.8.

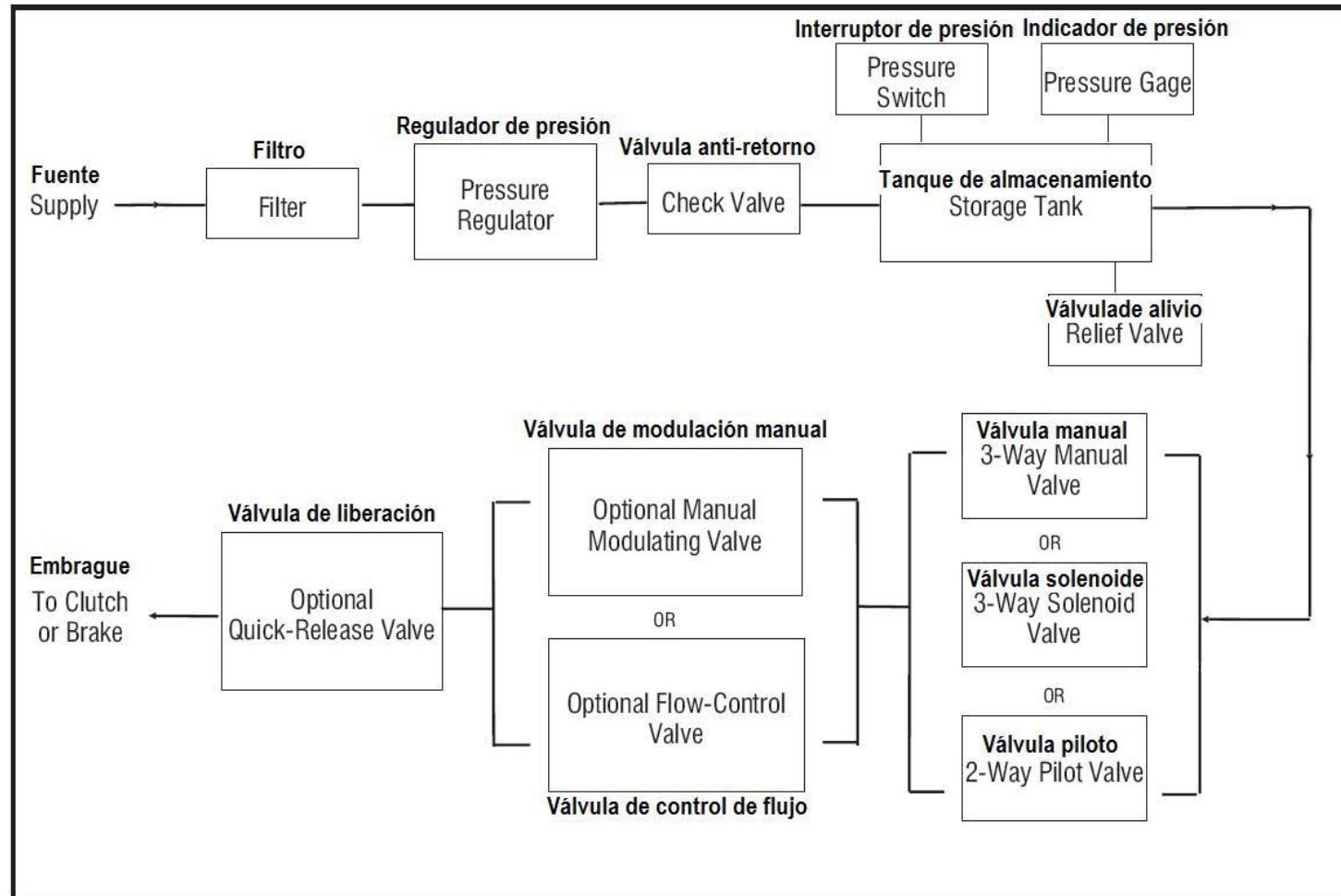
Después de esto nos encontramos con el “RotorSeal”. La figura 2.9 muestra un dibujo de montaje donde se indican sus partes. El “RotorSeal” va enroscado al agujero interior del eje y permite el ingreso de fluido de aire por el interior del eje aun cuando este se mantiene girando. El aire continua su recorrido por los agujeros radiales practicados en el mismo eje.

Estas salidas coinciden con los agujeros de la araña y luego llegarán al embrague que será activado y se enganchará con el tambor.

En la figura 2.10 podemos ver una fotografía del eje, chumacera, *rotorseal*, araña, embrague, polea, fajas, mangueras, motor y la estructura. Todo está instalado a excepción de la manguera que debe de conectarse al tanque de aire.

⁴ Eaton Airflex, “Technical Information Y”, 1997, página Y-11. Accesible en www.eaton.com.

Figura. 2.8

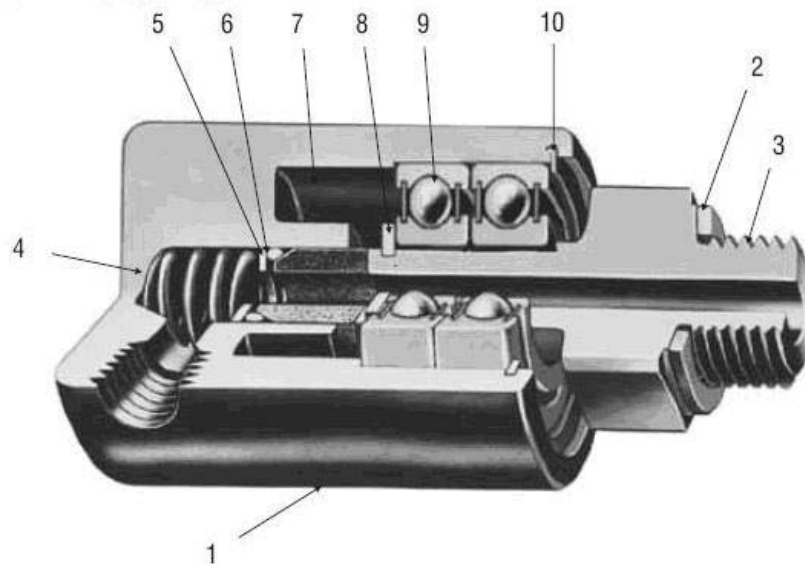
Esquema del Sistema Neumático.⁵

⁵ Eaton Airflex, "Technical Information Y", 1997, página Y-10. Accesible en www.eaton.com.

Figura. 2.9

Types AA2, B3 and C2

Item	Description	
1	Housing	1.- Carcaza
2	Copper Gasket	2.- Empaque
3	Shaft	3.- Unión roscada
4*	Spring	4.- Resorte
5*	Spring Stop	5.- Parador de resorte
6*	"O" Ring	6.- Anillo
7*	Carbon Seal	7.- Sello de carbón
8	Snap Ring (Internal)	8.- Anillo (interno)
9	Bearing	9.- Cojinete o rodaje
10	Snap Ring (External)	10.- Anillo (externo)
*	Replacement Seal Kit	* kit de respueto para sello



Arriba: Componentes de sello RotorSeal AA2.⁶
Abajo: Fotografía de RotorSeal enroscado al eje.

⁶ Eaton Airflex, "Constricting Type Clutches and Brakes", 1997. Accesible en www.eaton.com.

Figura. 2.10

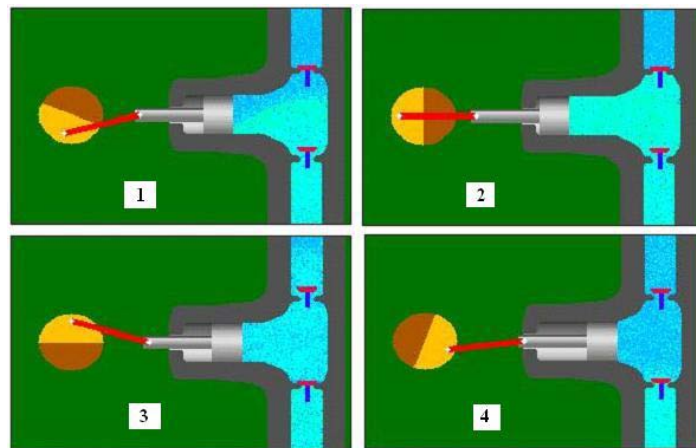
Embrague, araña, chumaceras, poleas, correas, eje y sello rotante (*rotorseal*).

2.3 Cálculo, selección y diseño, aplicado al caso de la bomba Maxum y el motor Detroit Diesel

Haremos una breve descripción y características de la bomba y el motor:

2.3.1 Bomba MAXUM M1000 TRIPLEX

Es una bomba reciprocante de desplazamiento positivo que descarga una cantidad de fluido durante el movimiento de un pistón a través de la longitud de la carrera. Teniendo el diámetro del pistón y su carrera se puede calcular la cantidad de fluido bombeado mediante el producto del área de la sección del pistón por su desplazamiento. Sin embargo no todo el fluido llega a bombearse debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que pueden evitarlo. (Ver figura 2.11)

Figura 2.11

Funcionamiento de una bomba reciprocante de pistón, se muestran las etapas de succión (1, 2 y 4) y descarga (3).

Características de la bomba:

- ✓ Potencia: 1000HP
- ✓ SPM (*strokes per minute*): 140 SPM
- ✓ *Bore * Stroke (inches)*: 6 ¾" x 10" (diámetro de pistón * longitud de pistón)
- ✓ Presión de trabajo: 2370psi

Figura 2.12



Bomba reciprocante Maxum M-1000.

Los parámetros de trabajo pueden variar de acuerdo al tipo de bomba, en el presente trabajo señalaremos los siguientes:

-Stroke: indica la longitud de la carrera del pistón. En este caso el *stroke* se mantiene, es decir la carrera no varía.

-Bore: indica el diámetro del pistón. Según las necesidades, puede cambiarse el diámetro de pistón para obtener mayor o menor caudal.

-Strokes per minute: golpes o carreras recorridas por minuto. Esta bomba, que es triplex, da 3 *strokes* o golpes por cada revolución. A mayor velocidad del motor mayor número de strokes por unidad de tiempo.

2.3.2 Motor Detroit Diesel 16V92T

Es un motor diesel de combustión interna de 16 cilindros, dos tiempos, turboalimentado. Perteneciente a la serie 92 de la cadena de motores Detroit Diesel de General Motors. Este motor tuvo una reparación completa (*overhaul*). Ver figura 2.13.

Figura 2.13**Motor Detroit Diesel 16V92 T.**

No se tienen manuales ni tablas de funcionamiento específicas de este motor, solo su hoja de datos técnicos de potencia, rpm's, medidas y algunos datos de cambios en la potencia con Turbo o Turbo *Aftercooler*.

Sus características principales son:

Potencia: 880HP

RPM: 2100

La eficiencia mecánica del motor baja considerablemente hasta 80% u 85% de la potencia dada por el fabricante.

2.3.3 Potencias requeridas

Primero se hallará la potencia requerida del motor y la bomba a una cantidad de SPM (strokes por minuto) requerida.

La potencia es la multiplicación de la fuerza por una distancia, dividida por el tiempo, pero para sistemas hidráulicos como el del presente trabajo, la fuerza, la distancia y el tiempo serán reemplazados por el caudal en galones por minuto y por la presión en libras por pulgadas cuadrada (PSI). El factor 1/1714 es una constante que resuelve las unidades de la ecuación 2.1.⁷

$$HP_{BOMBA} = \frac{Q(gpm) \times H(PSI)}{1714 \times eff_{Vol}} \quad (2.1)$$

$$HP_{MOTOR} = \frac{HP_{BOMBA}}{eff_{mec}} \quad (2.2)$$

Para hallar la potencia de la bomba utilizaremos el caudal en galones por minuto, la presión en psi y la eficiencia volumétrica de la bomba, de acuerdo a la fórmula 2.1 obtenemos la potencia en caballos de fuerza. (HP = *horse power*)

⁷ Accesible en www.gpmhydraulic.com

En las tablas que se muestran mas adelante se hallan los diferentes caudales y potencias con distintas SPM, usando una eficiencia volumétrica y mecánica de 100% y 85% respectivamente.

Effv = 100% (de la bomba, por ser nueva)

Effm= 85% (del motor, por haber sido reparado)

El procedimiento para hallar los valores que necesitan las fórmulas 2.1 y 2.2, que son las potencias requeridas del motor, se describe a continuación.

Las fórmulas utilizadas son las siguientes:

Caudal por longitud de carrera completada. Área de sección del pistón por longitud de carrera.

$$\frac{Q}{stk} [gl / stk] = \frac{\pi \phi_{pistón}^2}{4} * \frac{L_{stroke}}{12} * \frac{1}{144} \quad (2.3)$$

Donde: $\phi_{pistón}$ y L_{stroke} están dados en pulgadas.

Como se trata de una bomba triplex, que cuenta con tres pistones encargados del bombeo, cuando los tres pistones han dado su golpe o completado su carrera se ha llegado a una revolución del eje de la bomba. Si multiplicamos por 3 al caudal por stroke, ecuación 2.3, hallaríamos el caudal en galones por revolución que daría la bomba en una revolución del eje de la bomba.

$$\frac{Q}{rev} [gl / rev] = \frac{Q}{stk} * 3 \quad (2.4)$$

Calculado el caudal por revolución, se procede a calcular el caudal por minuto multiplicando este valor por el SPM (número de *strokes* o carreras por minuto), hallando finalmente el caudal en galones por minuto. (Ecuación 2.5)

$$Caudal [gpm] = \frac{Q}{rev} * SPM \quad (2.5)$$

Usando los valores encontrados en las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5), se reemplazan los valores en las ecuaciones de potencia (2.1) y (2.2).

Se compararán datos con diferentes SPM, diámetros de pistón y presiones de trabajo, teniendo en cuenta que la potencia máxima del motor es 880HP. De los datos hallados escogeremos qué presión usar, diámetros de pistones y la potencia necesaria del motor para un uso eficiente de la bomba.

- **140 SPM**

En la tabla 2.2 se ingresan 140 SPM, entonces la potencia que debe suministrar el motor debe de ser por lo menos 1055 HP y la bomba 897 HP, nuestro motor no alcanza esa potencia.

Tabla. 2.2

INGRESAR STROKES DESEADOS				
Stroke Bba. =	140			
Eficiencia Vol.=	100%			
Eficiencia Mec..=	85%			
Dia. Pistón (in)=	6.750	6.500	6.250	5.500
Presión (psi) =	2370.00	2558.00	2760.00	3560.00
Long.Stroke (in) =	10.00	10.00	10.00	10.00
Q/stk (gln/stk) =	1.549	1.436	1.328	1.028
Q/Rev. (gln/rev) =	4.647	4.309	3.984	3.085
Caudal Q (gpm) =	650.587	603.288	557.774	431.940
HP. Bba (Hp) =	899.587	900.356	898.165	897.145
HP. Mot (Hp) =	1058.338	1059.243	1056.665	1055.465

- **130 SPM**

Utilizando 130 SPM en la tabla 2.3, tampoco se llega a encontrar una potencia que el motor Detroit Diesel sea capaz de proporcionar. Los valores encontrados superan la máxima potencia del motor.

Tabla. 2.3

INGRESAR STROKES DESEADOS				
Stroke Bba. =	130			
Eficiencia Vol.=	100%			
Eficiencia Mec..=	85%			
Dia. Pistón (in)=	6.750	6.500	6.250	5.500
Presión (psi) =	2370.00	2558.00	2760.00	3560.00
Long.Stroke (in) =	10.00	10.00	10.00	10.00
Q/stk (gln/stk) =	1.549	1.436	1.328	1.028
Q/Rev. (gln/rev) =	4.647	4.309	3.984	3.085
Caudal Q (gpm) =	604.117	560.196	517.933	401.087
HP. Bba (Hp) =	835.331	836.045	834.011	833.063
HP. Mot (Hp) =	982.742	983.583	981.189	980.074

- **120 SPM**

Para 120 SPM en la tabla 2.4, ocurre lo mismo que en las tablas 2.2 y 2.3, se supera el límite de la potencia del motor.

Tabla. 2.4

INGRESAR STROKES DESEADOS				
Stroke Bba. =	120			
Eficiencia Vol.=	100%			
Eficiencia Mec..=	85%			
Dia. Laina (in)=	6.750	6.500	6.250	5.500
Presión (psi) =	2370.00	2558.00	2760.00	3560.00
Long.Stroke (in) =	10.00	10.00	10.00	10.00
Q/stk (gln/stk) =	1.549	1.436	1.328	1.028
Q/Rev. (gln/rev) =	4.647	4.309	3.984	3.085
Caudal Q (gpm) =	557.646	517.104	478.092	370.234
HP. Bba (Hp) =	771.074	771.734	769.856	768.981
HP. Mot (Hp) =	907.146	907.922	905.713	904.684

- 110 SPM

Al usar los 110 SPM, llegamos a un nivel en el que nuestro motor supera las potencias requeridas halladas en la tabla 2.5.

Si usamos los datos de funcionamiento de la tabla 2.5, se obtiene una potencia de 831.55 HP en el motor y de esta manera una potencia en la bomba de 706.818 HP.

El caudal sería de 511.17 gpm, con una presión de 2370 psi, con un diámetro de pistón de 6.75 pulgadas.

Tabla 2.5

INGRESAR STROKES DESEADOS				
Stroke Bba. =	110			
Eficiencia Vol.=	100%			
Eficiencia Mec..=	85%			
Dia. Laina (in)=	6.750	6.500	6.250	5.500
Presión (psi) =	2370.00	2558.00	2760.00	3560.00
Long.Stroke (in) =	10.00	10.00	10.00	10.00
Q/stk (gln/stk) =	1.549	1.436	1.328	1.028
Q/Rev. (gln/rev) =	4.647	4.309	3.984	3.085
Caudal Q (gpm) =	511.176	474.012	438.251	339.381
HP. Bba (Hp) =	706.818	707.423	705.701	704.900
HP. Mot (Hp) =	831.551	832.262	830.237	829.294

Se concluye que los parámetros de funcionamiento serán:

- ✓ 110 SPM
- ✓ Diámetro de pistón: 6.75"
- ✓ Presión: 2370 psi.
- ✓ Longitud de carrera o *stroke*: 10"
- ✓ Potencia mínima del motor: 831.55 HP.

2.3.4 Elección de embrague, araña y tambor

La elección de estos elementos parte del conocimiento del torque producido por el motor, ya que esta es la variable que se relaciona con el funcionamiento y diseño del embrague, la araña y el tambor. Para ello utilizaremos la siguiente ecuación:

$$P = \frac{2 * \pi * N * T}{4500} \quad (2.6)$$

Donde:

P → potencia en *HP*.

T → torque en *kg.m*.

N → revoluciones por minuto, rpm.

Se tiene como datos conocidos:

P = 880 HP

N = 2100rpm

Reemplazando los datos en la ecuación (2.6), obtenemos como resultado:

$$T = 300.12 \text{ kg.m}$$

Se convierte a Lb.ft y Lb.in:

$$T = 2166.22 \text{ lb.ft}$$

$$T = 25994.64 \text{ lb.in}$$

Con estos datos se entra a los catálogos de *Eaton Corporation - Airflex Division*, fabricantes del embrague, araña o spider y del tambor.

El fabricante recomienda el uso de un factor de seguridad (F.S) mayor o igual a 2.5, por lo tanto:

F.S = 2.5, el torque de selección será:

$$T = 2.5 \times 2166.22 = 5415.55 \text{ lb.ft} = 64986.61 \text{ lb.in}$$

Con este dato se va a la figura 2.13 donde aparece la tabla de selección de embragues de *Eaton Corporation – Airflex Division*:

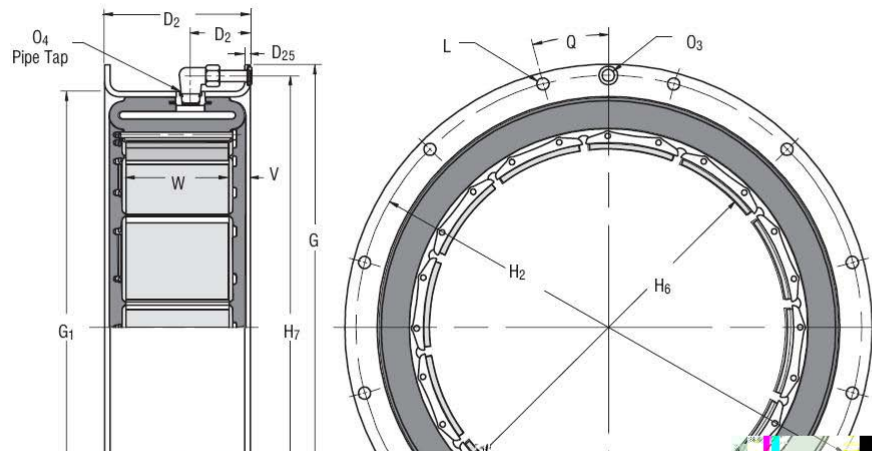
Figura 2.14

Airflex® Single CB Elements



Form CB-402

Dimensional Data – Sizes 12 to 45



English	lbin @ 75 psi		Dimensions in inches															
12CB350	142098	13300	4.88	2.00	0.19	17.625	15.88	16.875	12.13	16.88	14	0.375	0.31	3/8-18	12.857	0.69	12	3.50
14CB400	142087	19700	5.38	2.00	0.19	19.625	17.88	18.875	14.13	18.88	16	0.375	0.31	3/8-18	11.250	0.69	14	4.00
16CB500	142211	35200	6.63	2.50	0.19	23.500	20.75	22.500	16.19	22.25	8	0.500	0.38	3/8-18	22.500	0.81	10	5.00
18CB500	142264	44000	6.63	2.50	0.19	25.500	22.75	24.375	18.19	24.38	12	0.500	0.38	3/8-18	15.000	0.81	11	5.00
20CB500	142265	53600	6.63	2.50	0.19	27.500	24.75	26.375	20.19	26.38	12	0.500	0.38	3/8-18	15.000	0.81	12	5.00
22CB500	142266	62300	6.63	2.50	0.19	29.500	26.75	28.375	22.19	28.38	12	0.500	0.38	3/8-18	15.000	0.81	13	5.00
24CB500	142267	75000	6.63	2.50	0.19	31.500	28.75	30.375	24.19	30.38	16	0.500	0.38	3/8-18	11.250	0.81	14	5.00
26CB525	142268	92400	6.94	2.50	0.25	34.000	31.00	32.750	26.19	32.50	16	0.625	0.50	1/2-14	11.250	0.84	16	5.25
28CB525	142269	106000	6.94	2.50	0.25	36.000	33.00	34.750	28.19	34.50	16	0.625	0.50	1/2-14	11.250	0.84	17	5.25
30CB525	142270	121000	6.94	2.50	0.25	38.000	35.00	36.750	30.19	36.50	16	0.625	0.50	1/2-14	11.250	0.84	18	5.25
32CB525	142271	137000	6.94	2.50	0.25	40.000	37.00	38.750	32.19	38.50	18	0.625	0.50	1/2-14	Ⓔ	0.84	19	5.25
36CB525	142272	172000	6.94	2.75	0.28	44.625	41.56	43.125	36.19	43.25	18	0.750	0.63	3/4-14	Ⓔ	0.84	22	5.25
40CB525	142273	211000	6.94	2.75	0.28	48.625	45.56	47.125	40.19	47.25	20	0.750	0.63	3/4-14	9.000	0.84	24	5.25
45CB525	142081	260000	6.94	2.75	0.28	53.625	50.69	52.125	45.19	52.25	24	0.750	0.63	3/4-14	7.500	0.84	27	5.25
Size	Part Number	M _T ² Torque Rating	D ₂	D ₂₄	D ₂₅	G	G ₁	H ₂	H ₆	H ₇	No. Size		O ₃	O ₄	Q (Deg)	V	No. Width	
											L (Bolt)	Size					W	Width
12CB350	142098	1500	124	51	5	447.7	403	428.6	308	429	14	10	8	3/8-18	12,857	17	12	89
14CB400	142087	2230	137	51	5	498.5	454	479.4	359	479	16	10	8	3/8-18	11,250	17	14	102
16CB500	142211	3980	168	64	5	596.9	527	571.5	411	565	8	13	10	3/8-18	22,500	21	10	127
18CB500	142264	4970	168	64	5	647.7	578	619.1	462	619	12	13	10	3/8-18	15,000	21	11	127
20CB500	142265	6060	168	64	5	698.5	629	669.9	513	670	12	13	10	3/8-18	15,000	21	12	127
22CB500	142266	7040	168	64	5	749.3	679	720.7	564	721	12	13	10	3/8-18	15,000	21	13	127
24CB500	142267	8480	168	64	5	800.1	730	771.5	614	772	16	13	10	3/8-18	11,250	21	14	127
26CB525	142268	10400	176	64	6	863.6	787	831.9	665	826	16	16	13	1/2-14	11,250	21	16	133
28CB525	142269	12000	176	64	6	914.4	838	882.7	716	876	16	16	13	1/2-14	11,250	21	17	133
30CB525	142270	13700	176	64	6	965.2	889	933.5	767	927	16	16	13	1/2-14	11,250	21	18	133
32CB525	142271	15500	176	64	6	1016.0	940	984.3	818	978	18	16	13	1/2-14	Ⓔ	21	19	133
36CB525	142272	19400	176	70	7	1133.5	1056	1095.4	919	1099	18	19	16	3/4-14	Ⓔ	21	22	133
40CB525	142273	23800	176	70	7	1235.1	1157	1197.0	1021	1200	20	19	16	3/4-14	9,000	21	24	133
45CB525	142081	29400	176	70	7	1362.1	1287	1324.0	1148	1327	24	19	16	3/4-14	7,500	21	27	133
SI	Nm @ 5.2 bar		Dimensions in millimeters															

Copyright Eaton Corporation, 1995. All rights reserved.

B-12

Tabla embrague o clutch simple.⁸

⁸ Eaton Airflex, "Constricting Type Clutches and Brakes", 1997, página B-12. Accesible en www.eaton.com.

La figura 2.14 muestra el catálogo donde aparecen los distintos tipos de embrague suministrados por *Eaton-Airflex*.

Para seleccionar el tipo de embrague debemos entrar en la columna de *Torque Rating* y escoger aquel torque inmediato superior a 64986.61 lb.in que ya incluye el factor de seguridad recomendado por el fabricante.

El 24CB500 cuyo torque máximo es 75000 lb.in, es el que supera el mínimo torque requerido, con lo cual, será el indicado. También se podrían escoger los subsiguientes al 24CB500, pero con ello estaríamos sobredimensionando el embrague; incrementando los costos.

Se optó por el embrague 24CB500, razón por la cual se debe encontrar el nuevo factor de seguridad (F.S.) con el torque máximo encontrado anteriormente de 25994.64 lb.in.

$$F.S. = \frac{75000}{25994.64}$$

$$F.S. = 2.885$$

Este factor de seguridad es aceptable y superior al recomendado por el fabricante.

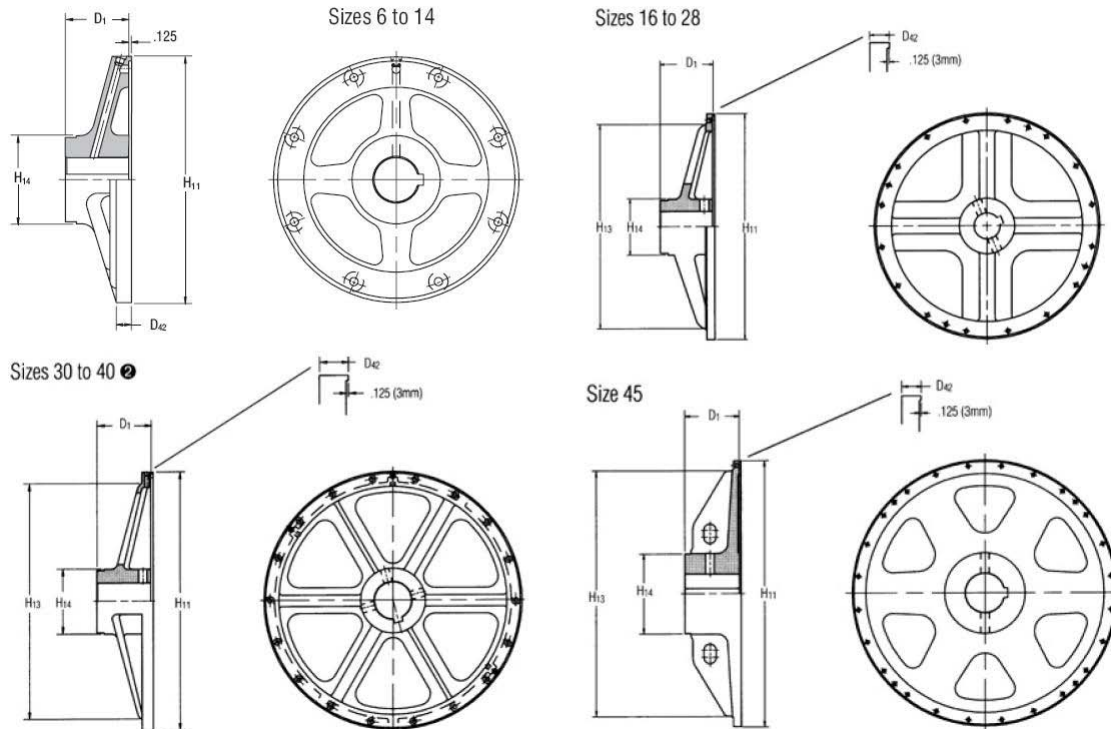
Corresponde ahora a seleccionar la araña o *spider*, así como también el tambor, con el código 24CB500 encontramos las correspondientes especificaciones de estos dos elementos (araña y tambor).

Figura 2.15

Airflex® CB Mounting Components



Form CB 415

Element Spiders – Dimensional and Technical Data
Single and Dual sizes 6 to 45

Size	Part No. for:		English Units							SI Units						
			Weight lb	Wk ² lbft ²	Dimensions in inches					Mass kg	J kg m ²	Dimensions in millimeters				
	Single Connection	Multi- Connection			D ₁	D ₄₂	H ₁₁	H ₁₃	H ₁₄			D ₁	D ₄₂	H ₁₁	H ₁₃	H ₁₄
6CB200	408367	408368	15	1.7	2.50	0.56	11.13	N/A	4.00	6,8	0,07	64	14	283	N/A	102
8CB250	408369	408370	19	2.3	2.88	0.56	13.25	N/A	4.00	8,6	0,10	73	14	337	N/A	102
10CB300	408371	408372	40	5.3	3.56	0.62	15.75	N/A	6.00	18	0,22	91	16	400	N/A	152
12CB350	408373	408374	46	8.1	4.00	0.59	18.00	N/A	6.00	21	0,34	102	15	457	N/A	152
14CB400	408375	408376	50	11.2	4.34	0.59	20.00	N/A	6.00	23	0,47	110	15	508	N/A	152
16CB500	N/A	408276	146	53	5.50	1.06	24.00	21.25	7.00	66	2,23	140	27	610	540	178
18CB500	N/A	408277	152	63	5.50	1.06	26.00	23.25	8.00	69	2,65	140	27	660	591	203
20CB500	N/A	408278	183	91	5.50	1.06	28.00	25.25	8.00	83	3,82	140	27	711	641	203
22CB500	N/A	408279	227	123	6.00	1.06	30.00	27.00	8.50	103	5,17	152	27	762	686	216
24CB500	N/A	408280	257	150	6.50	1.06	32.00	29.00	8.50	116	6,30	165	27	813	737	216
26CB525	N/A	408281	298	220	6.50	1.06	34.63	31.00	9.00	135	9,24	165	27	879	787	229
28CB525	N/A	408282	337	270	7.50	1.06	36.63	33.50	9.00	153	11,34	191	27	930	851	229
30CB525	N/A	407096	341	390	7.50	1.69	38.63	35.00	9.50	154	16,38	191	43	981	889	241
32CB525	N/A	407097	392	453	7.50	1.69	40.63	37.00	9.50	178	19,03	191	43	1032	940	241
36CB525	N/A	407098	505	710	8.50	1.69	45.25	41.50	11.38	229	29,82	216	43	1149	1054	289
40CB525	N/A	407099	464	774	8.50	1.69	49.25	46.75	11.00	210	32,51	216	43	1251	1187	279
45CB525	N/A	502369	1294	1887	11.00	1.31	54.25	50.48	16.50	586	79,25	279	33	1378	1282	419

Notes:

① Based upon minimum bores.

② Air inlet locations vary. Consult factory for exact location.

Copyright Eaton Corporation, 1995, All rights reserved.

B-40

Tabla spider ó araña, catálogo Eaton Airflex.⁹

⁹ Eaton Airflex, "Constricting Type Clutches and Brakes", 1997, página B-40. Accesible en www.eaton.com.

Figura. 2.16

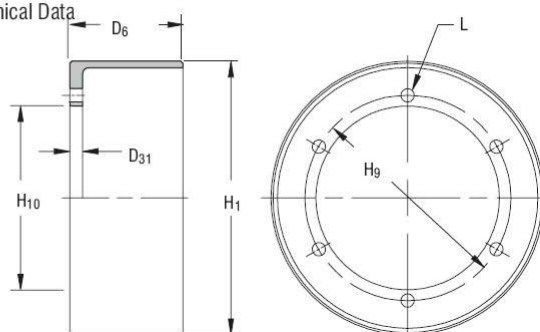
Airflex® CB Mounting Components

EATON

Form CB 420

Internal Flange Drums – Dimensional and Technical Data
Single and Dual sizes 6 to 45

Size	Part Numbers			Size	Part Numbers		
	Single Drum	Dual Drum			Single Drum	Dual Drum	
	Thru Holes	Tapped Holes	Thru Holes		Thru Holes	Tapped Holes	Thru Holes
6CB200	407043	407044	N/A	22CB500	408287	408288	411865
8CB250	407045	407046	N/A	24CB500	407057	407058	411866
10CB300	407047	407048	N/A	26CB525	408289	408342	411867
12CB350	407049	407050	411860	28CB525	407059	407060	411868
14CB400	407051	407052	411861	30CB525	408343	408344	411869
16CB500	407053	407054	411862	32CB525	407061	407062	411870
18CB500	408285	408286	411863	36CB525	407063	407064	411871
20CB500	407055	407056	411864	40CB525	407065	407066	411872



English	Dimensions in inches							Single Drum			Dual Drum				
6CB200	0.50	6	4.250	3.500	6	0.406	3/8-16	3.00	5.5	0.3					
8CB250	0.75	8	5.250	4.250	8	0.406	3/8-16	3.50	12.5	1.1					
10CB300	0.75	10	7.250	6.250	6	0.531	1/2-13	4.06	19	2.7					
12CB350	0.75	12	7.250	6.250	6	0.531	1/2-13	4.68	30	5.9	10.19	13			
14CB400	0.75	14	9.250	8.250	6	0.531	1/2-13	5.18	38	10.5	11.19	83	24		
16CB500	0.75	16	12.000	10.750	6	0.781	3/4-10	6.62	50	19	13.56	109	43		
18CB500	1.00	18	13.500	12.125	8	0.781	3/4-10	6.62	67	31	13.56	126	63		
20CB500	1.00	20	16.000	14.625	8	0.781	3/4-10	6.62	72	43	13.56	139	87		
22CB500	1.00	22	18.500	16.750	10	0.781	3/4-10	6.62	79	58	13.56	152	117		
24CB500	1.00	24	19.750	18.000	12	0.781	3/4-10	6.62	93	80	13.56	173	156		
26CB525	1.00	26	21.500	19.500	14	0.781	3/4-10	7.06	108	110	14.19	198	211		
28CB525	1.00	28	23.500	21.500	16	0.781	3/4-10	7.06	117	140	14.31	216	268		
30CB525	1.00	30	25.000	23.000	18	0.781	3/4-10	7.06	140	192	14.31	237	337		
32CB525	1.00	32	27.000	25.000	18	0.781	3/4-10	7.06	160	252	14.31	254	413		
36CB525	1.00	36	31.000	29.000	20	0.781	3/4-10	7.06	180	319	14.31	287	597		
40CB525	1.00	40	34.500	32.500	16	0.781	3/4-10	7.06	209	523	14.31	327	840		
45CB525	1.00	45	39.500	37.500	10	1.031	3/4-10	7.06	237	758	14.31	369	1212		
Size	Single & Dual Drum				No. Thru Tapped [Ⓐ]			in		lbft [Ⓔ]		in		lbft ²	
	D ₃₁	H ₁ [Ⓐ]	H ₉	H ₁₀ [Ⓒ]	L (Bolt Holes)			D ₆	Weight		J	D ₆	Wk ²		
									Wk ²				Wk ²		
					Single & Dual Drum				No. Thru Tapped [Ⓐ]			mm		kg	
Single & Dual Drum				No. Thru Tapped [Ⓐ]			mm		kg		kgm ²				
6CB200	13	152	108,0	88,9	6	10	3/8-16	76	2,5	0,01					
8CB250	19	203	133,4	108,0	8	10	3/8-16	89	5,7	0,05					
10CB300	19	254	184,2	158,8	6	13	1/2-13	103	8,6	0,11					
12CB350	19	305	184,2	158,8	6	13	1/2-13	119	14	0,25	259	28	0,55		
14CB400	19	356	235,0	209,6	6	13	1/2-13	132	17	0,44	284	38	1,01		
16CB500	19	406	304,8	273,1	6	20	3/4-10	168	23	0,80	344	49	1,81		
18CB500	25	457	342,9	308,0	8	20	3/4-10	168	30	1,30	344	57	2,65		
20CB500	25	508	406,4	371,5	8	20	3/4-10	168	33	1,81	344	63	3,65		
22CB500	25	559	469,9	425,5	10	20	3/4-10	168	36	2,44	344	69	4,91		
24CB500	25	610	501,7	457,2	12	20	3/4-10	168	42	3,36	344	78	6,55		
26CB525	25	660	546,1	495,3	14	20	3/4-10	179	49	4,62	360	90	8,86		
28CB525	25	711	596,9	546,1	16	20	3/4-10	179	53	5,88	363	98	11,26		
30CB525	25	762	635,0	584,2	18	20	3/4-10	179	63	8,06	363	107	14,15		
32CB525	25	813	685,8	635,0	18	20	3/4-10	179	72	10,58	363	115	17,35		
36CB525	25	914	787,4	736,6	20	20	3/4-10	179	81	13,40	363	130	25,07		
40CB525	25	1016	876,3	825,5	16	20	3/4-10	179	95	21,97	363	148	35,28		
45CB525	25	1143	1003,3	952,5	10	26	3/4-10	179	107	31,84	363	167	50,90		
SI	mensions in millimeters							Single Drum			Dual Drum				

Notes:

① Dual drum is only available with tapped holes only.

③ Tolerance for sizes:
6 thru 40 +0.003/-0.000 in
(+0,08/-0,00 mm)
45 +0.005/-0.000 in
(+0,13/-0,00 mm)

④ American National Standard for Unified Screw Threads.

② Tolerance +0.000/-0.010 in
(+0,00/-0,25 mm).
Tabla tambor, catálogo Eaton Airflex.¹⁰

¹⁰ Eaton Airflex, "Constricting Type Clutches and Brakes", 1997, página B-42. Accesible en www.eaton.com.

El diámetro interior del embrague es de 24.19” y el tambor tiene como diámetro exterior 24”, para que pueda haber el enganche/desenganche entre estos elementos.

2.3.5 Cálculo y selección de las poleas y correas

Para la elección y diseño de la correa y de la polea, se debe hallar una potencia de diseño a la que llamaremos HP_d .

Esta potencia de diseño, se hallará luego de multiplicar la potencia nominal del motor por un factor de servicio que tiene en cuenta el tipo de máquina motriz.

Existen dos clases de factores de servicios si tomamos como referencia la tabla 2.6.

Los de Clase 1 corresponden a máquinas motrices como:

- Motores eléctricos de corriente alterna de torque de arranque normal y jaula de ardilla.
- Motores eléctricos síncronos.
- Motores eléctricos de corriente continua con bobinado en derivación.
- Motores de combustión interna multi-cilíndricos.

Los de Clase 2 corresponden a máquinas motrices tales como:

- Motores eléctricos de alto par de arranque, de deslizamiento alto y de bobinado en serie.
- Motores de corriente continua con bobinado en serie.
- Motores de combustión interna mono-cilíndricos.
- Transmisiones accionadas a través de líneas de ejes y embragues.

Tabla 2.6 Factores de servicio para transmisiones por correas en V.¹¹

Factores de servicio para transmisiones por correas en V		
	Clase 1	Clase 2
Máquinas Movidas		
Agitadores de líquidos	1.1	1.2
Agitadores de semilíquidos	1.2	1.3
Batidoras en la industria papelera	1.3	1.5
Bombas centrífugas	1.1	1.2
Bombas reciprocantes	1.3	1.5
Bombas rotativas de desplazamiento positivo	1.2	1.3
Chancadoras de mandíbula, de rodillos giratorios	1.4	1.6
Compresoras centrífugas	1.1	1.2
Compresoras reciprocantes	1.3	1.5
Cribas giratorias	1.3	1.5
Elevadores de cangilones	1.3	1.5
Excitadores	1.3	1.5
Extractores	1.1	1.2
Generadores	1.2	1.3
Líneas de ejes (ejes de transmisión)	1.2	1.3
Maquinaria de imprenta	1.2	1.3
Maquinaria de lavandería	1.2	1.3
Maquinarias para aserraderos	1.3	1.5
Maquinarias para fabricación de ladrillos	1.3	1.5
Maquinarias para fabricación de caucho	1.4	1.6
Maquinaria textil	1.3	1.5
Maquinas herramientas	1.2	1.3
Mezcladoras de masa de la industria panificadora	1.2	1.3
Molino de barras, de bolas, de tubos	1.4	1.6
Molinos de martillos	1.3	1.5
Prensas punzadoras	1.2	1.3
Pulverizadores	1.3	1.5
Sopladores	1.1	1.2
Sopladores de desplazamiento positivo	1.3	1.5
Transportadores de artesas, de paletas, de tornillo	1.3	1.5
Transportadoras de fajas para arena, granos, etc.	1.2	1.3
Transportadores para trabajos livianos	1.1	1.2
Ventiladores hasta 10HP	1.1	1.2
Ventiladores mayores de 10HP	1.2	1.3
Winches, montacargas, elevadores	1.4	1.6
Zarandas vibratorias	1.2	1.3

Fuente: “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, Ing. Juan Hori A.

La clasificación de nuestro sistema será la Clase 1, por tener un motor de combustión interna multi-cilíndrico.

Al ver la tabla 2.6 podemos encontrar que para una bomba reciprocante, el factor de servicio es 1.3.

Estos factores están dados para servicio de 8 a 10 horas por día ¹². Si el servicio es de 16 a 24 horas por día entonces se tendrá que sumar 0.1 al factor de servicio escogido. En

¹¹ Ing. Juan Hori A., “Transmisión por Fajas en V”, “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 5ta edición, página 53.

¹² Ing. Juan Hori A., “Transmisión por Fajas en V”, “*Diseño de Elementos de Máquinas*”, 5ta edición, página 54.

caso de que el servicio sea intermitente de 3 a 5 horas por día entonces se tendrá que restar 0.1 al factor de servicio.

En nuestro caso el factor de servicio aumentará debido a que la transmisión de potencia tendrá más de 16 horas de trabajo/día:

$$\text{Factor de servicio} = 1.3 + 0.1 = 1.4$$

Se multiplica la potencia nominal del motor por el factor de servicio para transmisiones de correas en V:

$$HP_d = 880 * 1.4 = 1232HP$$

Con esa potencia entramos al gráfico de la figura 2.17 para escoger el tipo de correa trapezoidal que podría utilizarse:

Figura. 2.17

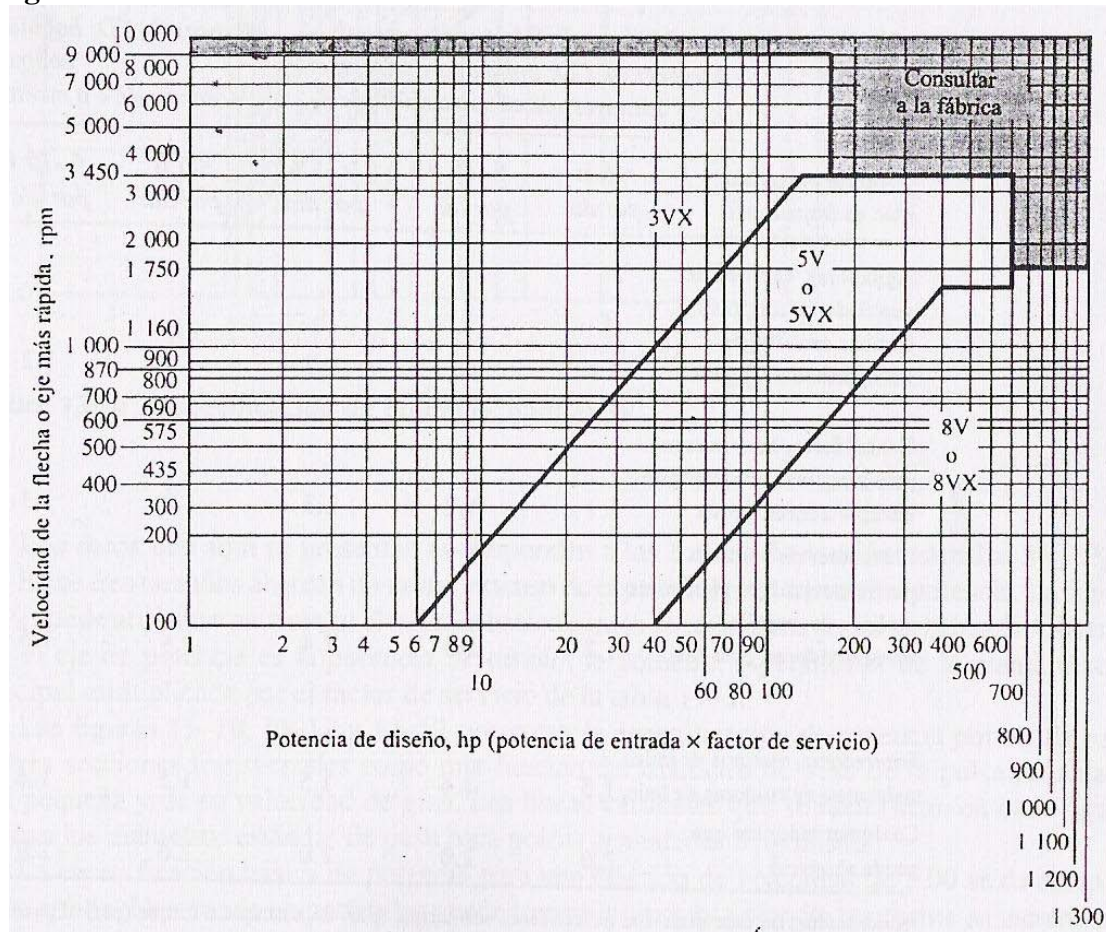


Gráfico para elección de sección de correa en V.¹³

En la figura 2.17, se observa la gráfica de selección de secciones de correas tomando como referencia la potencia de diseño. Resulta que para dicha potencia de diseño se podría escoger una sección de correa 8V o consultar con fábrica.

¹³ Robert L. Mott, "Impulsores de Banda y de Cadena", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 539.

Se tienen dos opciones como sección de la correa que se utilizará, luego se escogerá la mejor entre las dos.

Para poder hallar el diámetro y número de canales que deberán tener las poleas, se debe hallar la relación de transmisión que existirá entre la bomba y el motor, es decir, la relación de sus velocidades.

$$R_{BM} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{bomba}} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.7)$$

La bomba tiene antes de su entrada una transmisión de engranajes, reductor, como se observa en la figura 2.18, en la que:

Número de dientes de la rueda conducida (Z_3): 129

Número de dientes de la rueda conductora (Z_2): 29

Figura. 2.18

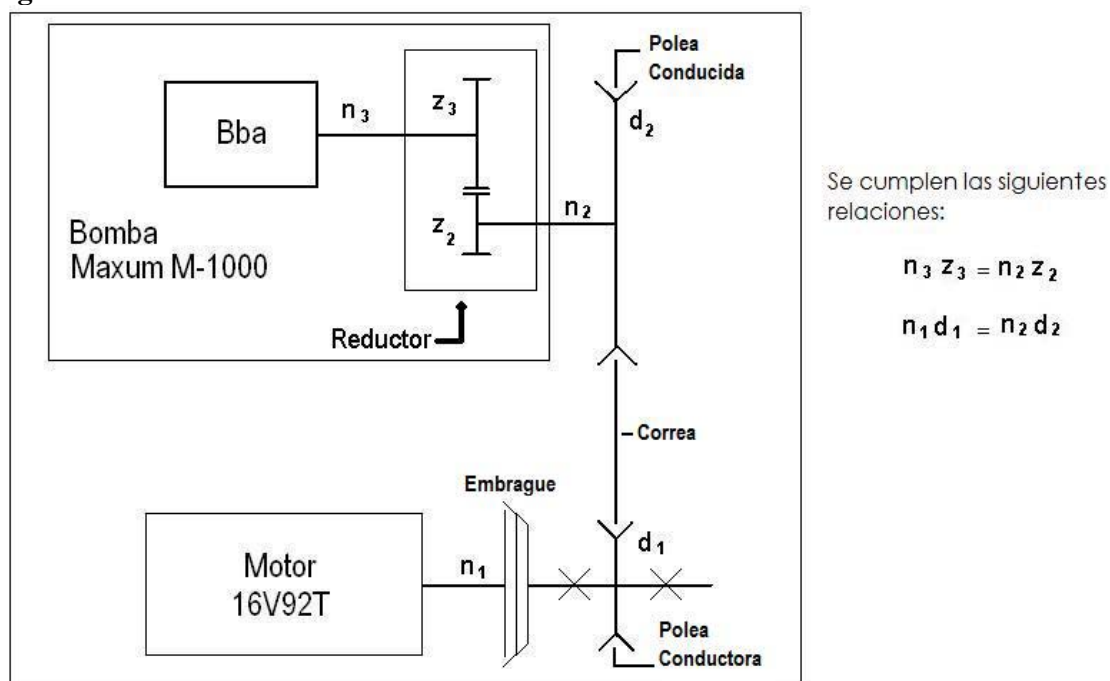


Gráfico que explica cómo se desarrolla la transmisión de potencia a diseñar. Al lado derecho las relaciones de velocidades para la transmisión.

La relación de transmisión del reductor (R_B) será:

$$R_B = \frac{Z_2}{Z_3} = \frac{29}{129}$$

$$R_B = 0.2247$$

Si contamos con esta relación del reductor de la bomba, R_B , se procede a hallar la velocidad de la bomba para el punto de funcionamiento de 110SPM de la bomba y 831.55HP del motor.

Entonces las revoluciones a la entrada del reductor de la bomba (n_2):

$$n_2 = 110 \times \frac{Z_3}{Z_2} = 110 \times \frac{129}{29} = 489.5rpm$$

$$n_2 = 489.5rpm$$

Para los 831.55HP del motor el número de rpm's aproximado es:

$$RPM_{motor} = 1300 \pm 100$$

Utilizaremos el mayor valor del rango para las rpm's del motor.

$$RPM_{motor} = 1400$$

Al tener las revoluciones del motor y de la entrada del reductor de la bomba, debemos hallar la relación de transmisión para las poleas.

$$R_{BM} = \frac{1400}{489.5} = 2.86$$

Una vez hallada la relación R_{BM} , procedemos a hallar el diámetro de la polea conductora o motriz. Se había mencionado antes que se tenían dos opciones para la sección de la correa, pero con la tabla 2.7, "Potencias transmitidas por correa 8V", observamos que los valores de potencia aumentan a medida que las revoluciones aumentan, por lo que al final podemos escoger una sección 8V y con un diámetro de 17.5", 18.0", 18.5" ó 19".

Tabla 2.7 Tabla de potencia transmitida por correa 8V.¹⁴

RPM Eje rápido	HP por correa referido a la polea de diámetro exterior menor (pulgadas) de:								
	17.5	18.0	18.5	19.0	19.5	20.0	20.5	21.0	21.2
50	5.09	5.30	5.50	5.71	5.91	6.11	6.32	6.52	6.60
100	9.57	9.96	10.4	10.7	11.1	11.5	11.9	12.3	12.5
150	13.8	14.4	14.9	15.5	16.1	16.7	17.2	17.8	18.0
200	17.9	18.6	19.4	20.1	20.8	21.6	22.3	23.1	23.3
250	21.8	22.7	23.6	24.5	25.4	26.3	27.2	28.1	28.5
300	25.6	26.7	27.8	28.8	29.9	31.0	32.0	33.1	33.5
350	29.3	30.5	31.8	33.0	34.2	35.4	36.7	37.9	38.4
400	32.9	34.3	35.7	37.1	38.4	39.8	41.1	42.5	43.0
450	36.4	37.9	39.5	41.0	42.5	44.0	45.5	47.0	47.6
500	39.8	41.5	43.1	44.8	46.4	48.1	49.7	51.3	52
550	43.1	44.9	46.7	48.5	50.2	52.0	53.7	55.5	56.2
600	46.2	48.2	50.1	52.0	53.9	55.8	57.6	59.5	60.2
650	49.3	51.4	53.4	55.4	57.4	59.4	61.4	64.3	64.1
700	52.3	54.4	56.6	58.7	60.8	62.9	64.9	67.0	67.8
750	55.1	57.4	59.6	61.8	64.0	66.2	68.3	70.4	71.3
800	57.8	60.2	62.5	64.8	67.1	69.3	71.5	73.7	74.6
850	60.4	62.8	65.2	67.6	70.0	72.3	74.5	76.8	77.6
900	62.9	65.4	67.8	70.3	72.7	75.0	77.3	79.6	80.5
950	65.2	67.8	70.3	72.8	75.2	77.6	79.9	82.2	83.2
1000	67.4	70.0	72.6	75.1	77.6	80.0	82.3	84.6	85.6
1050	69.4	72.1	74.7	77.2	79.7	82.1	84.5	86.8	87.7
1100	71.3	74.0	76.6	79.2	81.7	84.1	86.4	88.7	89.6
1150	73.0	75.7	78.4	80.9	83.4	85.8	88.1	90.4	91.3
1200	74.6	77.3	79.9	82.5	84.9	87.3	89.6	91.8	92.6
1250	76.0	78.7	81.3	83.8	86.2	88.5	90.8	92.9	93.7
1300	77.2	79.9	82.5	84.9	87.3	89.5	91.7		
1350	78.3	80.9	83.4	85.8	88.1				
1400	79.2	81.8	84.2	86.5					
1450	79.9	82.4							
1500	80.4								

Se tiene cuatro opciones para el diámetro de la polea conductora, menor o motriz. Con los valores de potencia transmitida por correa vamos a proceder a encontrar el número de canales con el que contará la polea en referencia. Para hallar el número de canales se dividirá la potencia de funcionamiento del motor, 831.55HP, por las potencias transmitidas por correa de la tabla 2.7.

Así tenemos:

$$\begin{aligned}\phi_d = 17.5" \rightarrow N_{\text{correas}} &= \frac{831.55}{72.2} = 10.5 \cong 11 \text{ canales} \\ \phi_d = 18.0" \rightarrow N_{\text{correas}} &= \frac{831.55}{81.80} = 10.17 \cong 11 \text{ canales} \\ \phi_d = 18.5" \rightarrow N_{\text{correas}} &= \frac{831.55}{84.20} = 9.880 \cong 10 \text{ canales} \\ \phi_d = 19.0" \rightarrow N_{\text{correas}} &= \frac{831.55}{86.50} = 9.610 \cong 10 \text{ canales}\end{aligned}$$

¹⁴ Ing. Juan Hori A., "Transmisión por Fajas en V especiales", "Diseño de Elementos de Máquinas", 5ta edición, página 85.

De estas cuatro opciones, cualquiera de las 4 estaría bien escogida, pero existen algunos aspectos que podrían inclinar la decisión.

Para un diámetro pequeño tenemos como ventaja que habrá mayor espacio libre radialmente, pero de forma axial habrá menos espacio libre, viceversa, sin embargo para un diámetro menor se tendrá menor superficie de contacto polea – correa, que para una polea de mayor diámetro, disminuyendo de esta manera el deslizamiento que existen en este tipo de transmisiones. En conclusión seleccionaremos la polea de mayor diámetro, es decir de 19”.

$$\phi_d = 19'' \quad \text{Diámetro de polea conductora.}$$

Habiendo encontrado el diámetro de la polea conductora (ϕ_d), se puede encontrar el diámetro de la polea conducida, de mayor diámetro ϕ_D .

Este diámetro (ϕ_D) será halla multiplicando la relación bomba motor, R_{BM} , con el diámetro de la polea conductora o motriz (ϕ_d) que se ha encontrado anteriormente.

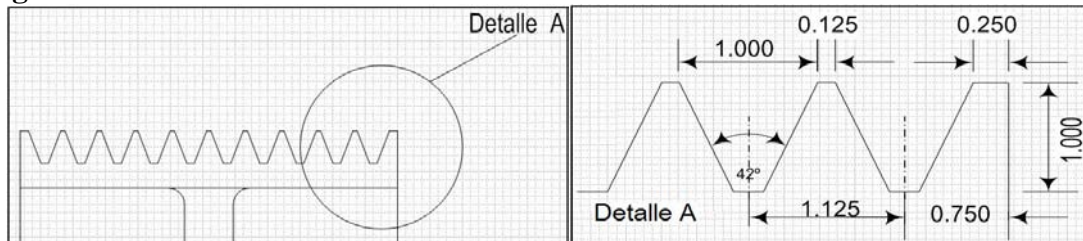
$$\phi_D = 19'' \times 2.86 = 54.34$$

$$\phi_D = 54.34'' \quad \text{Diámetro de polea conductora.}$$

Concluimos que tendremos dos poleas con un perfil de **correa 8V y con 10 canales** cada una.

En la figura 2.19 se pueden observar las medidas de las poleas así como de la correas.

Figura 2.19



Medidas de la sección de la polea.

2.3.6 Cálculo del diámetro del eje intermedio

Para el cálculo del eje intermedio primero se trazaran los diagramas de cuerpo libre, diagramas de fuerzas cortantes y los diagramas de momentos flectores.

En la figura 2.20 se pueden observar las diferentes cargas a las que el eje intermedio está sometido. Teniendo el diagrama de cuerpo libre del eje se procederá a hallar las fuerzas y momentos que suceden en el eje intermedio.

Figura 2.20

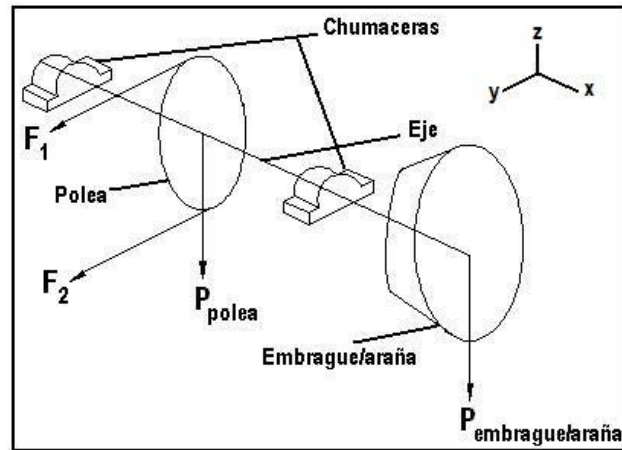


Diagrama de fuerzas en el eje intermedio.

El peso de la polea será de aproximadamente 3000N y el embrague con la araña son aproximadamente 2110N, este último dato podemos encontrarlo en las tablas de las figuras 2.14 y 2.15.

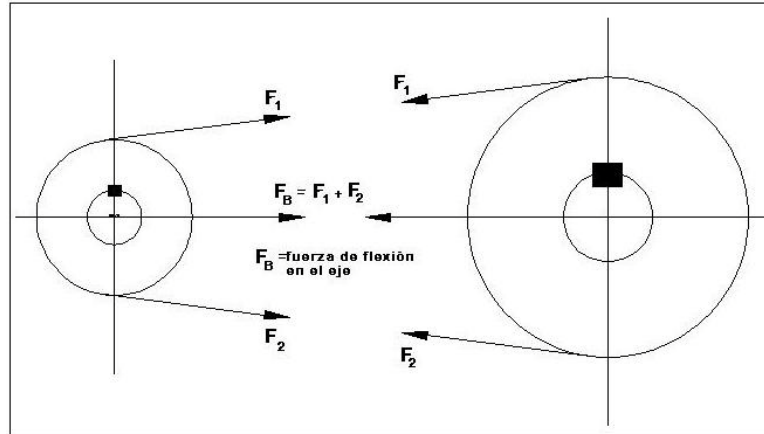
En la figura 2.20 observamos que tenemos fuerzas en “y” y en “z”. Haremos sumatorias de fuerzas en “y” y en “z”, también sumatorias de momentos en cada uno de los ejes de coordenadas.

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ R_{1z} + R_{2z} - 3000 - 2110 &= 0 \\ R_{1z} + R_{2z} &= 5110N \\ \sum M_{1z} &= 0 \\ 3000(0.5) + 2110(1.1) - R_{2z}(1) &= 0 \\ R_{2z} &= 3821N.m\end{aligned}$$

Reemplazamos:

$$\begin{aligned}R_{1z} &= 1289N.m \\ R_{2z} &= 3821N.m\end{aligned}$$

Para el eje de coordenadas “y”, debemos hallar una fuerza resultantes $F_1 + F_2$ que represente la fuerza generada por la polea. (Ver figura 2.21)

Figura. 2.21**Fuerzas en un sistema polea – correa.**

$$F_B = \frac{1.5 \times T}{\phi_{pm} / 2} \quad (2.11)^{15}$$

Donde:

$T = \text{torque del motor} = 25994.65 \text{ lb} \cdot \text{pu} \cdot \text{lg}$

$\phi_{pm} = \text{diámetro polea menor} = 19''$

Reemplazamos datos:

$$F_B = \frac{1.5 \times 25994.65}{19/2}$$

$$F_B = 4104.4184 \text{ lb}$$

$$F_B = 18264.6619 \text{ N}$$

Una vez obtenido la fuerza F_B se hallan las reacciones faltantes.

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{1Y} + R_{2Y} - 18264.6619 = 0$$

$$R_{1Y} + R_{2Y} = 18264.6619 \text{ N}$$

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

$$18264.6619(0.5) - R_{2Z}(1) = 0$$

$$R_{2Y} = 9132.33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$R_{1Y} = 9132.33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Obtenidas todas las fuerzas procedemos a hallar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC) y el de momentos flector (DMF).

En la figura 2.22 podemos ver los diferentes diagramas.

¹⁵ Robert L. Mott, "Diseño de Flechas y Ejes", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 291.

Figura 2.22

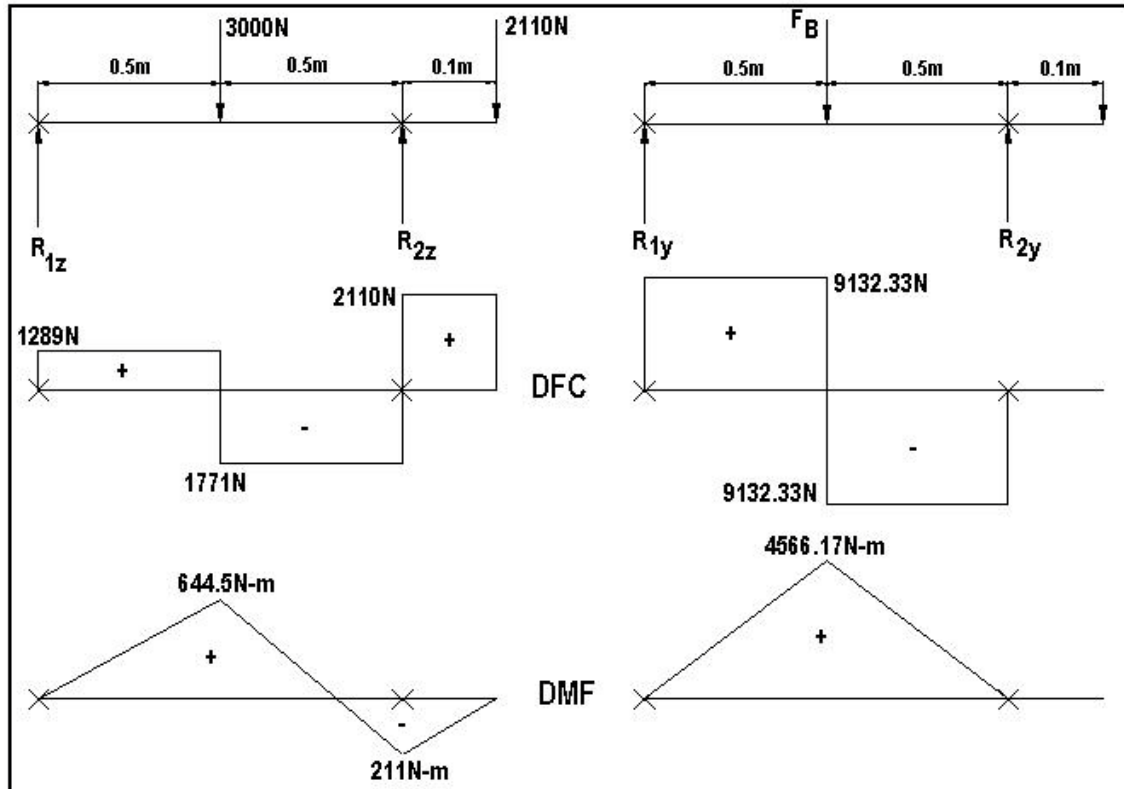


Diagrama de fuerzas cortantes y diagrama de momentos flector.

Para los momentos en “y” y en “z”, hallaremos un momento resultante:

$$M_R = \sqrt{644.5^2 + 4566.17^2}$$

$$M_R = 4611.43 \text{ N.m}$$

Para diseñar el eje intermedio definiremos en primer lugar el acero a utilizar que deberá cumplir con ciertas características; tales como:

- Resistente a la torsión.
- Resistente a la flexión y choques.
- Resistente a la tracción.

El acero escogido para el sistema es el VCN-V155 ó AISI 4340, del Catálogo de Aceros BOHLER¹⁶. Del catálogo extraemos sus características que las resumiremos en la tabla 2.8.

¹⁶ Bohler Aceros Especiales, “Manual de Aceros Especiales”, 1995, página 17.

Tabla 2.8 Características de acero VCN-155 ó AISI 4340.¹⁷

Resistencia en estado recocido		CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO BONIFICADO						
Máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo=5d) % min.	Estricción % min.	Resiliencia según DVM JOULE (kpm/cm ²)
		desde	hasta					
800	248		16	980	1180 – 1380	9	40	41 (6)
		16	40	885	1080 – 1280	10	45	48 (7)
		40	100	785	980 – 1180	11	50	48 (7)
		100	160	685	880 – 1080	12	55	48 (7)
		160	250	590	780 - 930	13	55	48 (7)

Escogemos los diámetros intermedios de la tabla para poder obtener el límite de fluencia y la resistencia a la tracción.

$$S_y = 785 \text{ Mpa} = 113809.124 \text{ psi}$$

$$S_u = 1080 \text{ Mpa} = 156578.157 \text{ psi}$$

Los cálculos serán realizados teniendo en cuenta las siguientes solicitaciones:

- Torsión pura, sin factores que afecten los esfuerzos.
- Torsión utilizando los factores que varían el límite de fatiga y de fluencia.
- Torsión, flexión y carga axial.

2.3.6.1 Por torsión pura:

Para este cálculo sólo se utilizará la fórmula convencional para el esfuerzo por torsión y de esta manera hallar el diámetro del eje.

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (2.8)$$

$\tau \rightarrow$ esfuerzo por torsión.

$T \rightarrow$ Torque = 25994.64 lb.in = 2938175.29 N.mm

$c \rightarrow$ para ejes, sería el radio nominal.

$J \rightarrow$ momento de inercia polar.

La ecuación del momento de inercia polar es:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (2.9)$$

Reemplazamos 2.9 en 2.8 para simplificarla:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{ó} \quad d^3 = \frac{16T}{\pi \tau} \quad (2.10)$$

¹⁷ Vease Anexo VII - Catálogo Aceros Bohler.

Teniendo estas fórmulas podemos obtener el diámetro del eje, sabiendo el esfuerzo cortante y el torque.

Para el esfuerzo cortante recurriremos a la siguiente fórmula:

$$\tau = 0.577(S_y) \quad (2.11)^{18}$$

Por lo tanto:

$$\tau = 0.577(785) = 0.577(113809.124)$$

$$\tau = 452.945 \text{ Mpa} = 65667.86 \text{ psi}$$

El eje tendrá un canal chavetero con lo cual el esfuerzo cortante se multiplicará por 0.75, según la norma A.S.M.E.

Usamos la ecuación 2.10 para proceder con el cálculo del diámetro

Sist. internacional

$$\tau_1 = 452.945 \times 0.75$$

$$\tau_1 = 339.71 \text{ Mpa}$$

reemplazamos datos :

$$d^3 = \frac{16 \times 2938175.29}{339.71(\pi)}$$

$$d^3 = 44050.65 \times FS$$

Sist. inglés

$$\tau_2 = 65667.86 \times 0.75$$

$$\tau_2 = 49250.89 \text{ psi}$$

$$d^3 = \frac{16 \times 25994.65}{49250.89(\pi)}$$

$$d^3 = 2.68 \times FS$$

Despejando y utilizando un FS igual a 1:

$$d_1 = 35.32 \text{ mm}$$

$$d_2 = 44.49 \text{ mm}$$

$$d_3 = 50.94 \text{ mm}$$

$$d_4 = 56.06 \text{ mm}$$

$$d_1 = 1.39''$$

$$d_2 = 1.75''$$

$$d_3 = 2.00''$$

$$d_4 = 2.21''$$

El subíndice indica el F.S utilizado.

Los valores obtenidos para el diámetro del eje intermedio son pequeños para poder soportar una polea de 300kg y un embrague con araña de 211kg aproximadamente, el torque generador por el motor y la fuerza generada por las correas de la polea.

Ante este inconveniente utilizaremos coeficientes de límite de fatiga para contrarrestar el límite de fluencia y de esta manera el esfuerzo cortante.

A continuación damos una definición concisa de los distintos coeficientes que modifican el límite de fatiga, así como la elección del coeficiente para el cálculo del eje.

¹⁸ Robert L. Mott, "Diseño de Flechas y Ejes", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 296.

2.3.6.2 Coeficientes del límite de fatiga

Las características de trabajo del eje que rota y está sometido a cargas flexionantes generan la aparición de cargas alternantes, como consecuencia el fenómeno de fatiga estará presente por su afectación al límite de fatiga. Esto se cuantifica teniendo en cuenta ciertos coeficientes que sirven para obtener un valor o estimado razonable del límite de fatiga, y no una precisión exhaustiva del mismo. Los coeficientes serán descritos a continuación:

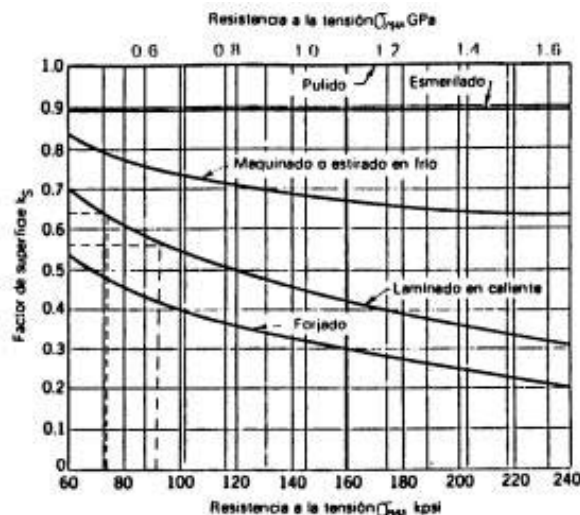
2.3.6.2.1 Coeficiente de acabado superficial (C_s)

Este coeficiente tiene en cuenta el acabado del último proceso de fabricación realizado a la pieza a diseñar. La grafica 2.23 señala los valores.

Los tipos de acabado que se pueden hacer a una pieza son:

- Pulido a espejo.
- Pulido Fino.
- Rectificado Fino.
- Esmerilado.
- Mecanizado o estirado en frío.
- Laminado en Caliente.
- Forjado.

Figura. 2.23



Coeficientes de acabado superficial vs. tipo de acabado.

El acabado superficial de la pieza a diseñar será un pulido fino, el coeficiente de acabado superficial será:

$$C_s = 0.95$$

2.3.6.2.2 Coeficiente de dimensiones y geometría (C_d)

Se entiende que la resistencia a la fatiga disminuye a medida que aumenta el tamaño de las piezas de diseño. A pesar de que no se pueda cuantificar con la precisión debida esta disminución de resistencia, hay tres razones¹⁹ que la explican.

1. En una pieza de gran tamaño hay un mayor número de muescas, grietas, inclusiones y demás defectos que en una pieza pequeña por lo que estos defectos actúan como puntos de iniciación de grietas.
2. Para piezas grandes y pequeñas que trabajan con los mismos valores de tensiones máximas, sucede que en las grandes hay mucho más material con elevado nivel de tensión y con eso también una mayor probabilidad de formación de grietas.
3. La fabricación de piezas grandes es más complicada y por ello es más probable que existan defectos de mayor tamaño.

Los valores que pueden tomarse son los siguientes:

Para piezas de tamaño similar al de la probeta se puede tomar la unidad (1).

Piezas medianas: 0.8 – 0.9

Piezas grandes: 0.7 – 0.8

Otro criterio es encontrar el coeficiente de forma de trabajo y reducirlo restando 0.1 para piezas medianas y 0.2 para piezas grandes.

Cabe resaltar que este coeficiente también toma en cuenta el canal chavetero que se encontrará en el eje del presente trabajo.

Para el eje a diseñar seleccionaremos los coeficientes en el rango para piezas grandes, por lo tanto:

$$C_d = 0.70$$

2.3.6.2.3 Coeficiente de forma de trabajo (C_t)

Sirve para tener en cuenta las cargas a las que está sometida una pieza.

A continuación se detalla la tabla 2.9 con los distintos valores del coeficiente.

¹⁹ Rafael Avilés, “Análisis de fatiga con tensiones uniaxiales alternas”, *“Análisis de Fatiga en Máquinas”*, 2005, página 218.

Tabla. 2.9

Carga	C_t
Puramente axial	0.9
Axial con flexión	0.7
Flexión con torsión	0.85
Cualquier otro estado de tensión	0.5 – 0.7

La pieza a diseñar va a estar sometida a flexión con torsión adicional, por lo que el valor del coeficiente sería de 0.85.

$$C_t = 0.85$$

2.3.6.2.4 Coeficiente de fiabilidad (C_f)

“La fatiga de materiales presenta una dispersión de resultados considerable y muy superior al de otras propiedades mecánicas, como por ejemplo las estáticas.”²⁰ Tiene que ver con la estadística de supervivencia que pueda tener una pieza. Es decir, si escogemos una fiabilidad del 0.99999, esto corresponde a un fallo por cada 100 mil piezas. Además tiene que ver también con los ensayos que se le realizan a una probeta y de la cantidad de puntos que puedan haber dentro de la línea de vida, de esta se saca una banda de probabilidad en la cual se toma una fiabilidad de 50, 90, 95%, etc.

Tabla. 2.10 Coeficientes de fiabilidad.

Confiabilidad	Factor de Confiabilidad (C_f)
0.5	1.000
0.90	0.897
0.95	0.686
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Para la pieza a diseñar se ha seleccionado una fiabilidad de 0.9999, esto quiere decir que el valor del coeficiente de fiabilidad es de 0.702, un 70% menor del valor límite de fatiga.

$$C_f = 0.702$$

²⁰ Rafael Avilés, “Análisis de fatiga con tensiones uniaxiales alternas”, “Análisis de Fatiga en Máquinas”, 2005, página 219.

2.3.6.2.5 Coeficiente de *Fretting* (C_j)

El *fretting* viene de la fricción o rozamiento entre dos piezas, se produce en uniones en donde existe roce y pequeños desplazamientos relativos en las partes en contacto entre 0.0025 y 0.1 mm, según Faupel y Fisher²¹. Durante este rozamiento se producen picaduras y abrasiones que deterioran el estado superficial y favorecen la aparición de grietas de fatiga.

Mientras mayor sea el desplazamiento relativo de las partes mayor será el valor de *fretting*, así, si se hace un mejor ajuste entre las piezas de contacto se reducirá el *fretting*.

Para valores del coeficiente de *fretting* se recomienda valores entre 0.7 y 0.8 en general, y de 0.95 para ajuste muy precisos y con muy poco desplazamiento relativo.

El eje a diseñar estará sometido a *fretting* con los rodamientos de la chumaceras, por lo que se seleccionara un valor intermedio del rango general, es decir 0.75.

$$C_j = 0.75$$

2.3.6.2.6 Coeficiente de choque (C_k)

Este coeficiente, como lo dice su nombre, toma en cuenta el efecto de severidad en la aplicación de la carga, es decir, del choque o impacto que tenga la carga sobre la pieza. Se utiliza siempre y cuando las fuerzas que actúan sobre la estructura y el método de análisis utilizado no sean muy precisas. El coeficiente de choque también considera ciertos puntos difíciles de cuantificar como las holguras.

Los valores oscilan entre 1.0 y 0.33. El valor 1.0 es para trabajos sin choques, con un funcionamiento muy suave, cambios de régimen con aceleraciones bajas y holguras reducidas. El valor más bajo es para piezas en máquinas que trabajen con choques muy fuertes.

Para ejes se usa 1.0 para cargas estacionarias o graduales, de 0.67 a 1.0 para choques pequeños y de 0.5 a 1.0 para choques fuertes.

La pieza a diseñar estará dentro de los choques fuertes por las contrapresiones que hay en el momento de la perforación y la manera de cómo se le hace actuar, por lo tanto:

$$C_k = 0.5$$

²¹ Rafael Avilés, “Análisis de fatiga con tensiones uniaxiales alternas”, “Análisis de Fatiga en Máquinas”, 2005, página 221.

2.3.6.2.7 Coeficiente de temperatura (C_T)

Las propiedades de los materiales dependen de la temperatura, entonces como se trata de un efecto que puede ser aprovechado o no por el material también afectara al límite de fatiga que tenga dicho material.

Para rangos de temperatura entre unos pocos grados bajo cero hasta unos 200° C el coeficiente de temperatura es la unidad.

Para la pieza en mención utilizaremos un coeficiente de temperatura igual a la unidad.

$$C_T = 1$$

2.3.6.2.8 Coeficiente efectos varios (C_v)

Con este coeficiente se reúnen varios efectos ambientales, tratamientos térmicos, recubrimientos, estructura interna, radiación, frecuencia de variación de las tensiones, etc. Son todos aquellos no cuantificables de forma general, pero su influencia puede ser muy importante en el comportamiento de la pieza.

Respecto a los recubrimientos como cromado o niquelado, producen una reducción de la resistencia a la fatiga con un coeficiente de 0.656. Pero la condición que más reduce el límite de la fatiga es el agua salada o la brisa marina, estas condiciones producen óxido en el material y su valor puede llegar a reducir el límite en un 40%.

Por lo tanto, como la pieza podría trabajar en un ambiente cerca del mar. Se selecciona un coeficiente de:

$$C_v = 0.4$$

Una vez obtenidos todos los coeficientes, el coeficiente total C_Z se obtiene al multiplicar todos los coeficientes seleccionados:

$$C_Z = C_s C_d C_t C_f C_j C_k C_T C_v$$

$$C_Z = 0.059520825$$

2.3.6.3 Torsión pura con coeficientes modificativos del límite de fatiga

Los datos son los mismos que para el cálculo por torsión pura aplicado anteriormente.

Estos serian los esfuerzos cortantes los cuales serán multiplicados por el coeficiente total C_Z . Se utiliza la ecuación 2.10:

Sist. internacional

$$\tau_1 = 452.945 \times 0.0595$$

$$\tau_1 = 26.95 \text{ Mpa}$$

reemplazamos datos :

$$d^3 = \frac{16 \times 2938175.29}{26.95(\pi)}$$

$$d^3 = 555266.98 \times FS$$

Sist. inglés

$$\tau_2 = 65667.86 \times 0.0595$$

$$\tau_2 = 3907.24 \text{ psi}$$

$$d^3 = \frac{16 \times 25994.65}{3907.24(\pi)}$$

$$d^3 = 33.88 \times FS$$

Despejando el diámetro:

$$d_1 = 82.19 \text{ mm}$$

$$d_2 = 103.56 \text{ mm}$$

$$d_3 = 118.54 \text{ mm}$$

$$d_4 = 130.47 \text{ mm}$$

$$d_1 = 3.24''$$

$$d_2 = 4.08''$$

$$d_3 = 4.67''$$

$$d_4 = 5.14''$$

El subíndice indica el FS utilizado.

Los valores obtenidos para el diámetro del eje intermedio son ahora más acertados pues ya tienen una dimensión considerable para soportar las cargas a las que está sometida.

Ahora pasaremos a encontrar los diámetros tomando en cuenta la torsión, flexión y carga axial, mediante una fórmula propuesta por la A.S.M.E.

2.3.6.4 Por torsión, flexión y carga axial (A.S.M.E)

El eje va a estar sometido a torsión, además, tiene flexión por la carga de la polea con las correas, pero no tiene una carga axial que aplicado en el eje, pero esto no quiere decir que no exista pues existe una fuerza de empuje axial en los apoyos, chumaceras, sin embargo, no se tomará en cuenta la carga axial porque es muy pequeña en comparación con la torsión y con la flexión presentes.

La fórmula propuesta por la A.S.M.E²²:

$$\frac{S_{SD}}{FS} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[\left(K_b \cdot M + \frac{\alpha F \cdot d_o (1 - K^2)}{8} \right)^2 + (K_t \cdot T)^2 \right]} \quad (2.12)$$

²² Ing. Juan Hori A., "Ejes de transmisión y eje de máquinas", "Diseño de Elementos de Máquinas", 5ta edición, página 217.

Siendo :

S_{SD} : Esfuerzo permisible a corte.

$K = d_i / d_o$: Relación de diámetro interior y diametro exterior.

α : Factor de carga axial.

K_b : Factor de carga de momento flector.

K_t : Factor de carga de torsión.

M : Momento Flector.

T : Momento Torsor.

d_o : Diámetro Exterior del Eje.

F : Carga Axial.

Todos los valores deben coincidir para poder usar esta fórmula propuesta por la A.S.M.E.

La carga y el factor axial no se tomarán en cuenta, de tal manera que deberá encontrarse valores numéricos para el resto de variables dentro de la ecuación 2.11.

Para el momento flector utilizaremos el momento resultante (M_R) hallado en el apartado 2.3.6.

$$M_R = 4611423 N.mm$$

Los coeficientes de carga del Momento Flector (K_b) y del Momento Torsor (K_t) se encuentran en la siguiente tabla 2.11:

Tabla. 2.11 Factores de carga para torsión y flexión.

Coeficientes A.S.M.E.	K_b	K_t
Carga aplicada gradual	1.5	1
Carga repentina (choque menor)	1.5 - 2	1 - 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2 - 3	1.5 - 3

En el momento del funcionamiento del sistema existen cargas repentinas producidas por los strokes o las carreras completadas de los pistones, las que causan golpes que afectan a todo el sistema. Además, por ser una bomba de lodos usada para la perforación, estará sometida a contra golpes de presión en el momento de la perforación cuando se encuentran bolsas de gases los cuales producen un choque fuerte que llega hasta la bomba y a todo el sistema del que se está hablando en este trabajo.

Se decide utilizar los factores de carga repentina o choque fuerte para el momento flector y el momento torsor, con un valor de 3 de la tabla 2.11.

$$K_b = 3 \quad \text{y} \quad K_t = 3$$

La relación entre diámetros interior y exterior la tomaremos como nula, pues el agujero concéntrico que tendrá el eje para el sistema neumático será pequeño comparado con el

diámetro exterior del eje. Por lo tanto se decide no tomarlo en cuenta. Se concluye que la relación entre el diámetro interior y exterior es cero.

$$K = 0$$

El esfuerzo permisible de corte (S_{SD}) será el 30% del esfuerzo de fluencia²³.

$$S_{SD} = 0.3S_y$$

Donde S_y vendría a ser el esfuerzo de fluencia dado en las tablas del catalogo de Aceros Bohler.

Entonces:

$$S_{SD} = 0.3 \times 785 = 0.3 \times 113809.124$$

$$S_{SD} = 235.5 \text{ Mpa} = 34142.74 \text{ psi}$$

Por contar con un canal chavetero se tendrá que multiplicar además por 0.75.

$$S_{SD} = 235.5 \times 0.75 = 34142.74 \times 0.75$$

$$S_{SD} = 176.625 \text{ Mpa} = 25607.053 \text{ psi}$$

$$T = 2938175.29 \text{ N.mm} = 25994.65 \text{ lb.in}$$

$$M_R = 4611430 \text{ N.mm} = 40798.28 \text{ lb.in}$$

El diámetro exterior del eje (d_o) será la incógnita a hallar. Procedemos al cálculo:

Sistema Internacional:

$$\frac{176.625}{FS} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - 0^4)} \sqrt{[(3 \times 4611430 + 0)^2 + (3 \times 2938175.29)^2]}$$

$$d_o^3 = 473014.26 \times FS$$

Sistema inglés:

$$\frac{25607.053}{FS} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - 0^4)} \sqrt{[(3 \times 40798.28 + 0)^2 + (3 \times 25994.65)^2]}$$

$$d_o^3 = 28.87 \times FS$$

$$d_1 = 77.92 \text{ mm}$$

$$d_1 = 3.06''$$

$$d_2 = 98.17 \text{ mm}$$

$$d_2 = 3.86''$$

$$d_3 = 112.37 \text{ mm}$$

$$d_3 = 4.42''$$

$$d_4 = 123.68 \text{ mm}$$

$$d_4 = 4.87''$$

²³ Ing. Juan Hori A., "Ejes de transmisión y eje de máquinas", "Diseño de Elementos de Máquinas", 5ta edición, página 217.

$$d_5 = 133.23 \text{ mm}$$

$$d_6 = 141.58 \text{ mm}$$

$$d_5 = 5.25''$$

$$d_6 = 5.57''$$

2.3.6.5 Por torsión y flexión (MOTT)

Para este caso utilizaremos el método del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Robert L Mott. A continuación la fórmula utilizada para encontrar el diámetro del eje intermedio.

$$D = \left[\frac{32FS}{\pi} \sqrt{\left(\frac{k_t M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_Y} \right)^2} \right]^{(1/3)} \quad (2.13)^{24}$$

$k_t \rightarrow$ solo se aplica si existe más de un diámetro en el eje.

El eje intermedio será de un solo diámetro por lo tanto:

$$K_t = 1$$

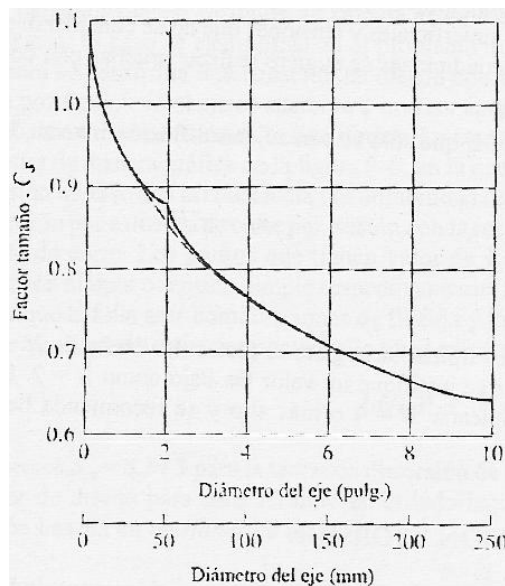
$$S'_n = C_R C_S S_n$$

C_R es el factor obtenido por la confiabilidad que se le está dando al diseño, en este caso es de 0.999. La tabla 2.11 muestra el valor para C_R .

$$C_R = 0.702$$

C_S es el factor utilizado para el tamaño del eje. En la figura 2.24 encontraremos el valor:

Figura 2.24



Factor de tamaño para diseño de ejes.²⁵

²⁴ Robert L. Mott, “Diseño de Flechas y Ejes”, “Diseño de elementos de máquinas”, Segunda edición, página 300.

Tomamos un aproximado de 0.75 para el factor de tamaño.

$$C_S = 0.75$$

La resistencia por durabilidad S_n se encuentra entrando a la grafica de la figura 2.24.

La resistencia al esfuerzo de tracción (S_u) = 1080Mpa = 156578.157psi.

Con este esfuerzo entramos a la figura 2.24 y nos situamos en la curva de acero maquinado.

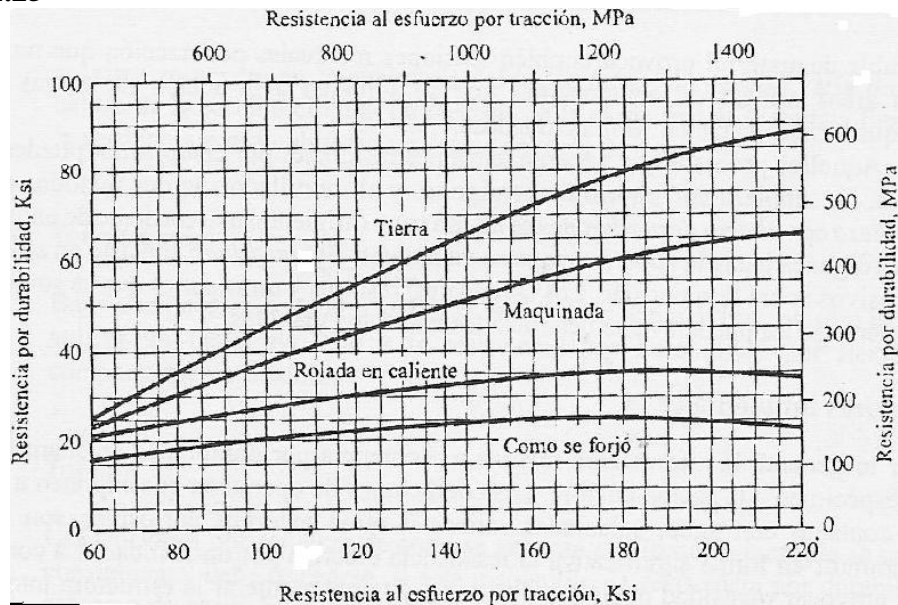
$$S_n = 55000\text{psi} = 379\text{Mpa}$$

Entonces:

$$S'_n = C_R C_S S_n = (0.702)(0.75)(379.36) = (0.702)(0.75)(55000)$$

$$S'_n = 199.73\text{Mpa} = 28957.50\text{psi}$$

Figura 2.25



Tensión por durabilidad contra resistencia al esfuerzo por tracción.²⁶

Ahora con todos los datos encontrados reemplazamos en la ecuación 2.13.

Sistema Internacional:

$$D = \left[\frac{32FS}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)(4611430)}{199.73} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2938175.29}{785} \right)^2} \right]^{(1/3)}$$

²⁵ Robert L. Mott, "Diseño de Flechas y Ejes", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 297.

²⁶ Robert L. Mott, "Diseño para distintos tipos de cargas", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 145.

$$D = [237485.53 \times FS]^{(1/3)}$$

Sistema inglés:

$$D = \left[\frac{32FS}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)(40798.28)}{28975.50} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{25994.65}{113809.124} \right)^2} \right]^{(1/3)}$$

$$D = [14.49 \times FS]^{(1/3)}$$

$d_1 = 61.93mm$	$d_1 = 2.44"$
$d_2 = 78.02mm$	$d_2 = 3.07"$
$d_3 = 89.31mm$	$d_3 = 3.51"$
$d_4 = 98.30mm$	$d_4 = 3.87"$
$d_5 = 105.89mm$	$d_5 = 4.17"$
$d_6 = 112.53mm$	$d_6 = 4.43"$

Los valores obtenidos para el diámetro del eje intermedio por A.S.M.E y Mott son acertados pues ya tienen una dimensión considerable para soportar las cargas a las que está sometida. Además los diámetros hallados por A.S.M.E y Mott se encuentran dentro de un rango de valores parecidos.

Se concluye que el diámetro deberá ser mayor que el diámetro hallada por A.S.M.E con un factor de seguridad de 5.

$$D = 5.25'' = 133.35mm$$

2.3.7 Chumacera y rodamientos

Se usaran chumaceras de pie porque en el sistema no existe una zona para colocar los rodamientos que deberán ser autoalineables.

La elección del rodamiento puede basarse en el diámetro nominal del eje o en las cargas dinámicas y estáticas a las que estará sometido.

Tenemos como dato del motor, su torque, cuyo valor es 2166.22lb.ft.

El cálculo del rodamiento se basa en la sumatoria de fuerzas dinámicas y estáticas.

Fuerza dinámica

El torque es igual a la fuerza multiplicada por una distancia. En este caso el torque es originado por una fuerza dinámica, la cual será tomada en cuenta para la sumatoria de fuerzas dinámicas.

$$T = Fxd \quad (2.14)$$

d = radio del eje.

Reemplazamos datos en ecuacion (2.14).

$$2166.22lb.ft = F(9.5" / 12)$$

$$F = 2736.2778lb.$$

$$F = 12.17kN.$$

Se tiene una fuerza dinámica originada por el torque del motor de 12.17 kN.

Existe una fuerza de retorno que es originada cuando uno de los pistones de la bomba completa su carrera. Esta es llamada de retorno porque sucede cuando el pistón de la bomba a regresado a su posición original, generándose un choque en el eje interno de la bomba. Este choque es transmitido por todo el sistema.

A continuación encontraremos la fuerza de retorno, originada por el bombeo. Esta fuerza será considerada para la sumatoria de fuerzas dinámicas.

$$\phi_{pistón} = 6.75" \rightarrow P = 2370 psi$$

$$A = \pi \left(\frac{\phi_{pistón}}{2} \right)^2 = 35.78 \text{ pulg}^2$$

$$F = P.A \quad (2.15)$$

Reemplazamos datos en la ecuación, tomando a P como la presión de trabajo. (2.15)

$$F = 2370 \times 35.78$$

$$F = 84809.75lb. = 38469 kg$$

$$F = 377.38kN$$

Por lo tanto la fuerza de retorno de la bomba es 377.38kN.

Para encontrar la fuerza dinámica total a la cual estará sometido el rodamiento, se realiza una sumatoria de las fuerzas dinámicas encontradas.

$$F_{dinámica} = 12.17 + 377.38 = 389.55kN$$

Se obtiene una fuerza de 389.55kN, la cual va a actuar o golpear sobre el eje durante momento del funcionamiento, entonces se debe de seleccionar un rodamiento que soporte al menor la fuerza dinámica hallada.

Una vez hallada la fuerza dinámica procedemos a encontrar la fuerza estática que influirá en el desempeño de los rodamientos y del eje.

Fuerza estática

Se considerara como cargas estáticas los pesos del eje y la polea, las cuales serán sumadas para encontrar la fuerza estática resultante para la elección del rodamiento de la chumacera.

Masa del eje aproximado: 150 kg.

Masa de la polea menor aproximada: 300 kg.

Cada uno de los pesos será multiplicado por $9.81 \frac{m}{s^2}$, es decir por la aceleración de la gravedad para poder encontrar el peso en Newtons.

$$P1 = 150 \times 9.81 = 1471.5 \text{ N}$$

$$P2 = 300 \times 9.81 = 2943 \text{ N}$$

Entonces la suma de las fuerzas P1 y P2:

$$F_{\text{estática}} = 1471.5 + 2943 = 4414.5 \text{ N}$$

Se obtiene una fuerza de 4.4145kN, la cual actuará de manera estática.

Luego de haber encontrado las sumatorias de las fuerzas dinámicas y estática, procedemos a escoger el tipo de rodamiento que se necesita.

Las características que se buscan para el rodamiento de la chumacera son las siguientes:

- Cargas puramente radiales.
- Cargas combinadas.
- Autoalineación en movimiento.
- Autoalineable de doble hilera.

Estos requisitos son los necesarios para un desempeño aceptable de los rodamientos con la chumacera.

En la tabla de la figura 2.27 se muestran los diferentes tipos de rodamientos con las características que son sobresalientes en cada uno de ellos y también muestra para qué tipos de eventos no es óptimo el rodamiento.

Los rodamientos de rodillos a rotula son los que más se aproximan a las características que necesitamos. Las características en las que sobresale son las siguientes:

- Ítem 06: Carga Puramente Radial.
- Ítem 08: Carga Combinada.
- Ítem 12: Alta Rigidez.
- Ítem 15: Compensación por Desalineación en Movimiento.
- Ítem 16: Compensación por Errores de Alineación Inicial.
- Ítem 17: Disposición de Rodamiento Fijo.

Los rodamientos de rodillo a rótula tienen dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior, y dos caminos de rodadura en el aro interior inclinados para formar un ángulo con el eje del rodamiento. Esto les da una atractiva combinación de características que les hace irremplazables en distintas aplicaciones muy exigentes. Son autoalineables y consecuentemente insensibles a la desalineación del eje con respecto al alojamiento y a la flexión o curvatura del eje.

En la figura 2.26 se puede observar un rodamiento de doble hilera de rodillos a rótula. Para mayor información consultar catálogo de SKF o en la página Web www.skf.com.

Figura. 2.26



Rodamiento de rodillos a rótula SKF

Figura. 2.27

La matriz no ofrece más que una orientación aproximada de modo que cada caso requiere una selección más calificada según la información dada en las páginas anteriores o la información más detallada de los textos que preceden a cada sección de tablas.

Diseño

1 Agujero cónico
2 Placas de protección u obturación
3 Autoalineable
4 No desmontable
5 Desmontable

Características

Rodamiento adecuado para

6 Carga puramente radial
7 Carga puramente axial
8 Carga combinada
9 Momentos
10 Alta velocidad
11 Alta precisión de funcionamiento
12 Alta rigidez
13 Funcionamiento silencioso
14 Baja fricción
15 Compensación por desalineación en funcionamiento
16 Compensación por errores de alineación inicial
17 Disposiciones de rodamiento fijo
18 Disposiciones de rodamiento libre
19 Desplazamiento axial posible en el rodamiento

Símbolos

+++ excelente - pobre
++ bueno -- inadecuado
+ aceptable ← simple efecto
↔ doble efecto

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Rodamientos rígidos de bolas			a				+	↔	↔	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	↔	+	--
Rodamientos de bolas con contacto angular			b		a, b	c	++	↔	↔	+	+	++	+	+	+	--	--	↔	+	--
Rodamientos de bolas a rótula							+	-	-	--	+++	++	-	++	+++	+++	+++	↔	+	--
Rodamientos de rodillos cilíndricos							++	↔	↔	--	++	++	+	++	++	-	-	↔	+	+++
Rodamientos llenos de rodillos					a	b	+++	-	↔	--	-	+	+++	-	-	-	-	↔	+	+
Rodamientos de agujas			a	c			++	--	--	--	+	+++	+++	+	-	--	c++	--	+++	+++
Rodamientos de rodillos cónicos							++	↔	↔	-	+	+	++	+	+	-	-	↔	+	--
Rodamientos de rodillos a rótula							+++	↔	↔	--	+	+	++	+	+	+++	+++	↔	+	--
Rodamientos CARB							+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++
Rodamientos axiales de bolas							--	↔	↔	--	-	++	+	-	+	--	--	↔	--	--
Rodamientos axiales de rodillos							--	↔	↔	--	-	+	+	-	+	-	++	↔	--	--
Rodamientos axiales de rodillos a rótula							--	+++	↔	--	-	+	++	-	+	+++	+++	+++	↔	--

Tabla de rodamientos.²⁷²⁷ Catálogo SKF. Accesible en www.skf.com.

Una vez escogido el tipo de rodamiento se puede ahora escoger sus características geométricas nuestro sistema de transmisión de potencia.

Se deberá tomar en cuenta el diámetro hallado para el eje pues también influirá en la elección de los rodamientos. El diámetro del eje intermedio debe ser mayor que 5.25" ó 133.35mm, por lo tanto se deberá escoger un rodamiento con diámetro interior mayor que el eje.

De acuerdo a la tabla de rodamientos de rodillos a rótula, sobre manguitos de fijación de SKF, de la figura 2.28 hay diámetros de los rodamientos de 140mm, 150mm, 160mm, etc. Primero escogeremos el diámetro de 150mm porque es un diámetro comercial para los rodamientos SKF. Luego se hará la verificación del nuevo factor de seguridad para el eje.

Figura. 2.28

Rodamientos de rodillos a rótula, sobre manguito de fijación									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación Rodamiento + manguito de fijación
d_1	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
140	290	104	1220	1660	153	1500	2200	38,8	23232 CCK/W33 + H 2332 ^A
140	340	114	1600	1960	160	1500	1900	60,0	22332 CCK/W33 + H 2332 ^A
150	260	67	710	1060	100	2200	2800	18,3	23034 CCK/W33 + H 3034 ^A
150	280	88	1040	1500	137	1800	2400	29,5	23134 CCK/W33 + H 3134 ^A
150	310	86	1120	1460	132	1900	2600	36,0	22234 CCK/W33 + H 3134 ^A
150	310	110	1400	1930	173	1400	2000	46,4	23234 CCK/W33 + H 2334 ^A
150	360	120	1760	2160	176	1400	1800	69,5	22334 CCK/W33 + H 2334 ^A
160	250	52	431	830	76,5	2200	2800	13,4	23936 CCK/W33 + H 3936
160	280	74	830	1250	114	2000	2600	23,2	23036 CCK/W33 + H 3036 ^A
160	300	96	1200	1760	160	1700	2200	37,0	23136 CCK/W33 + H 3136 ^A
160	320	86	1180	1560	140	1800	2600	38,2	22236 CCK/W33 + H 3136 ^A
160	320	112	1500	2120	186	1300	1900	49,5	23236 CCK/W33 + H 2336 ^A
160	380	126	2000	2450	193	1300	1700	80,0	22336 CCK/W33 + H 2336 ^A
170	260	52	414	800	76,5	2200	2600	14,5	23938 CCK/W33 + H 3938
170	290	75	865	1340	122	1900	2400	24,8	23038 CCK/W33 + H 3038 ^A
170	320	104	1370	2080	183	1500	2000	44,5	23138 CCK/W33 + H 3138 ^A
170	340	92	1270	1700	150	1700	2400	46,0	22238 CCK/W33 + H 3138 ^A
170	340	120	1660	2400	208	1300	1800	59,0	23238 CCK/W33 + H 2338 ^A
170	400	132	2120	2650	208	1200	1600	93,0	22338 CCK/W33 + H 2338 ^A
180	280	60	546	1040	93	2000	2400	19,0	23940 CCK/W33 + H 3940
180	310	82	1000	1530	137	1800	2200	31,7	23040 CCK/W33 + H 3040 ^A
180	340	112	1600	2360	204	1500	1900	55,5	23140 CCK/W33 + H 3140 ^A
180	360	98	1460	1930	166	1600	2200	66,0	22240 CCK/W33 + H 3140 ^A
180	360	128	1860	2700	228	1200	1700	70,0	23240 CCK/W33 + H 2340 ^A
180	420	138	2320	2900	224	1200	1500	107	22340 CCK/W33 + H 2340 ^A

Tabla con listado de rodamientos de rodillos a rótula SKF.²⁸

²⁸ Catálogo SKF. Accesible en www.skf.com.

Tenemos como opciones los rodamientos de diámetro 150mm:

Tabla 2.12 Cargas dinámicas y estáticas de los rodamientos de 150mm.

Rodamiento	Carga dinámica permisible	Carga estática permisible
23034 CCK/W33+3034	710 kN	1060 kN
23134 CCK/W33+3134	1040 kN	1500 kN
22234 CCK/W33+3134	1120 kN	1460 kN
23234 CCK/W33+2334	1400 kN	1930 kN
22234 CCK/W33+2334	1760 kN	2160 kN

Con estas cargas dinámicas y estáticas procedemos a hallar el factor de seguridad que tendría el rodamiento escogido. Los factores de seguridad se muestran en la tabla 2.13.

Tabla 2.13 Factores de seguridad tomando en cuenta la fuerza dinámica.

Carga dinámica / carga estática	710 kN / 1060 kN	1040kN / 1500 kN	1120kN / 1460 kN	1400kN / 1930 kN	1760kN / 2160 kN
$F_{dinámica} = 389.55kN$	1.82/2.72	2.67/3.85	2.88/3.74	3.59/4.95	4.52/5.54

Los factores de seguridad de las cargas dinámicas son bajos, mientras los estáticos serían muy altos debido a que la fuerza estática es pequeña. De esta manera la fuerza estática no influirá en este caso para la selección del rodamiento adecuado. Consideraremos factor de seguridad de 2.88, con una carga dinámica de 1120 kN y una carga estática de 1460 kN. Dicho rodamiento tiene la siguiente especificación:

Rodamiento: 22234CCK/W33 + H3134

Ahora se debe escoger el soporte ó chumacera para el mismo, entrando a los catálogos de SKF en www.skf.com, se busca una chumacera para rodamientos de rodillos a rotulas con manguitos de fijación.

De acuerdo a la tabla de la figura 2.29 encontramos que para el rodamiento elegido se tendría que instalar con una chumacera SAF 22534.

Se seleccionó el tipo de chumacera SAF de SKF porque pueden utilizarse para rodamientos de bolas a rótula de las series 12 y 13, rodamientos de rodillos a rótula de las series 222, 223 y 230, y por último en los rodamientos CARB de las series C 22, C 23 y C30. También porque los soportes SAF han sido diseñados para las siguientes disposiciones de rodamientos:

- Rodamientos sobre manguitos de fijación y ejes lisos con un diámetro de entre $1\frac{3}{16}$ y $10\frac{7}{16}$ pulgadas.
- Rodamientos sobre ejes escalonados en pulgadas y asientos cilíndricos métricos con un diámetro de entre 40 a 220 mm, lo cual es ideal pues el diámetro del eje se encuentra dentro del rango de diámetros del catálogo de Aceros Bohler.

Consecuentemente se eligió una chumacera SAF 22534 con un rodamiento de rodillos a rótula, con manguitos de fijación, 22234CCK/W33 + H3134.

El modelo escogido se observa en detalle en la figura 2.30.

Luego de haber escogido el rodamiento y chumacera para el eje, debemos encontrar el nuevo factor de seguridad del eje pues ha sido variado al escoger el rodamiento con su respectiva chumacera.

De acuerdo a la figura 2.30 el diámetro del eje sería de 150.813mm ó 5.9375". Si tomamos el último paso antes de comenzar a probar con los factores de seguridad en el cálculo del eje con la fórmula A.S.M.E, ecuación 2.12:

$$d_o^3 = 62.8628 \times FS$$

$$d_o = (62.8628 \times FS)^{1/3}$$

El diámetro en esta ecuación resulta en pulgadas.

$$5.9375^3 = 62.8628 \times FS$$

$$\frac{5.9375^3}{62.8628} = FS$$

$$FS = 3.3297$$

$$FS = 3.33$$

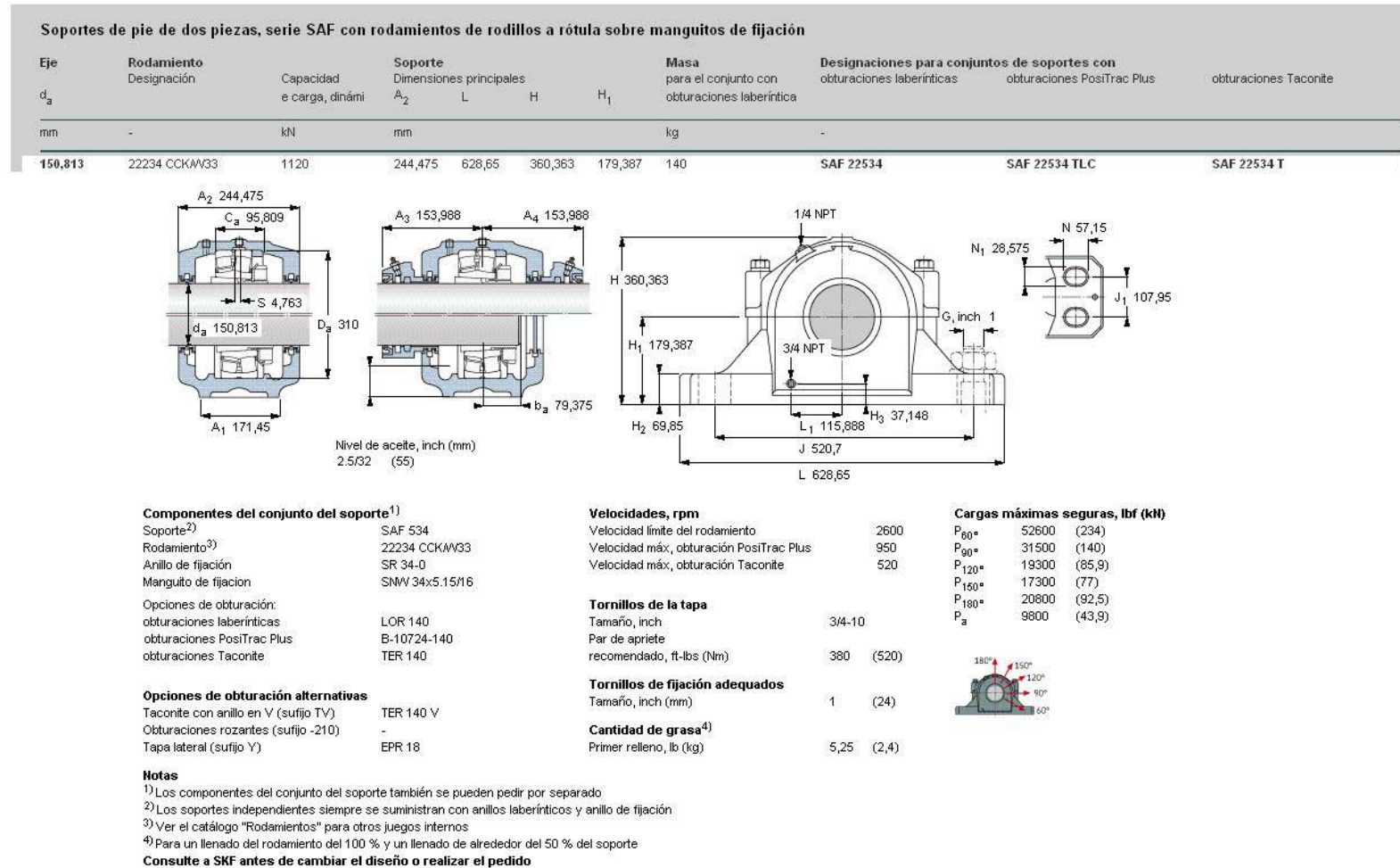
El nuevo factor de seguridad sería 3.33 con un eje de 150.813mm.

Figura. 2.29

Soportes de pie de dos piezas, serie SAF con rodamientos de rodillos a rótula sobre manguitos de fijación										
Eje	Rodamiento	Capacidad	Soporte			Masa	Designaciones para conjuntos de soportes con			
d_a	Designación	e carga, dinámi	Dimensiones principales			para el conjunto con	obturaciones laberínticas	obturaciones PosiTrac Plus	obturaciones Taconite	
mm	-	kN	A_2	L	H	H_1	obturaciones laberíntica			
			mm				kg	-		
131,762	22230 CCKW33	850	212,725	539,75	317,5	160,338	100	SAF 22530	SAF 22530 TLC	SAF 22530 T
131,762	22330 CCKW33	1460	247,55	679,45	377,825	190,5	170	SAF 22630	SAF 22630 TLC	SAF 22630 T
131,762	23030 CCKW33	510	203,2	466,725	292,1	152,4	70,5	SAF 23030 KAx5-3/16	SAF 23030 KA/TLCx5-3/16	SAF 23030 KATx5-3/16
138,113	22232 CCKW33	1000	222,25	558,8	338,137	169,863	110	SAF 22532	SAF 22532 TLC	SAF 22532 T
138,113	22332 CCKW33	1600	273,05	711,2	398,462	200,025	195	SAF 22632	SAF 22632 TLC	SAF 22632 T
138,113	23032 CCKW33	585	203,2	466,725	292,1	152,4	63,5	SAF 23032 KAx5-7/16	SAF 23032 KA/TLCx5-7/16	SAF 23032 KATx5-7/16
150,813	22234 CCKW33	1120	244,475	628,65	360,363	179,387	140	SAF 22534	SAF 22534 TLC	SAF 22534 T
150,813	22334 CCKW33	1760	285,75	749,3	419,1	209,55	235	SAF 22634	SAF 22634 TLC	SAF 22634 T
150,813	23034 CCKW33	710	193,675	511,175	298,45	152,4	77	SAF 23034 KAx6	SAF 23034 KA/TLCx6	SAF 23034 KATx6
150,813	23034 CCKW33	710	193,675	511,175	298,45	152,4	77	SAF 23034 KAx5-15/16	SAF 23034 KA/TLCx5-15/16	SAF 23034 KATx5-15/16
152,4	22234 CCKW33	1120	244,475	628,65	360,363	179,387	140	SAF 22534x6	SAF 22534 TLCx6	SAF 22534 Tx6
152,4	22334 CCKW33	1760	285,75	749,3	419,1	209,55	235	SAF 22634x6	SAF 22634 TLCx6	SAF 22634 Tx6
163,512	22236 CCKW33	1180	254	679,45	377,825	190,5	155	SAF 22536	SAF 22536 TLC	SAF 22536 T
163,512	23036 CCKW33	830	222,25	558,8	338,137	169,863	100	SAF 23036 KAx6-7/16	SAF 23036 KA/TLCx6-7/16	SAF 23036 KATx6-7/16
176,213	22238 CCKW33	1270	273,05	711,2	398,462	200,025	180	SAF 22538	SAF 22538 TLC	SAF 22538 T
176,213	22338 CCKW33	2120	304,8	831,85	473,075	241,3	320	SAF 22638	SAF 22638 TLC	SAF 22638 T
176,213	23038 CCKW33	865	222,25	558,8	338,137	169,863	105	SAF 23038 KAx6-15/16	SAF 23038 KA/TLCx6-15/16	SAF 23038 KATx6-15/16
177,8	22238 CCKW33	1270	273,05	711,2	398,462	200,025	180	SAF 22538x7	SAF 22538 TLCx7	SAF 22538 Tx7
177,8	22338 CCKW33	2120	304,8	831,85	473,075	241,3	320	SAF 22638x7	SAF 22638 TLCx7	SAF 22638 Tx7
177,8	23038 CCKW33	865	222,25	558,8	338,137	169,863	105	SAF 23038 KAx7	SAF 23038 KA/TLCx7	SAF 23038 KATx7
182,563	22240 CCKW33	1460	285,75	749,3	419,1	209,55	220	SAF 22540	SAF 22540 TLC	SAF 22540 T
182,563	22340 CCKW33	2320	314,325	869,95	495,3	250,825	409	SAF 22640	SAF 22640 TLC	SAF 22640 T
182,563	23040 CCKW33	1000	244,475	628,65	360,363	179,387	135	SAF 23040 KAx7-3/16	SAF 23040 KA/TLCx7-3/16	SAF 23040 KATx7-3/16
201,613	22244 CCKW33	1760	304,8	831,85	473,075	241,3	305	SAF 22544	SAF 22544 TLC	SAF 22544 T
201,613	23044 CCKW33	1220	273,05	711,2	398,462	200,025	175	SAF 23044 KAx7-15/16	SAF 23044 KA/TLCx7-15/16	SAF 23044 KATx7-15/16

Tabla con listado de soportes SAF con sus respectivos rodamientos.²⁹²⁹ Catálogo SKF. Accesible en www.skf.com.

Figura. 2.30



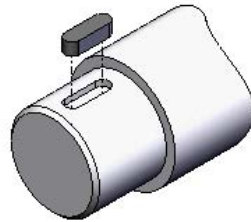
Medidas y vistas de chumacera SAF 22534.³⁰

³⁰ Catálogo SKF. Accesible en www.skf.com.

2.3.8. Chaveta

La chaveta es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se usa para evitar deslizamientos entre dos piezas que deben moverse solidariamente. El alojamiento donde se coloca la chaveta se llama canal chavetero. No debe haber juego entre la chaveta y el canal chavetero por lo que deberá estar realmente muy ajustado. En la figura 2.31 se muestra un eje cualquiera con su chaveta y canal chavetero.

Figura. 2.31



Eje, Chaveta y Canal chavetero.

La selección y dimensiones de la chaveta dependen del diámetro del eje, 150.813mm o 5.9375" y de la carga a transmitir. En la tabla 2.14 se pueden escoger las dimensiones de la sección de la chaveta de acuerdo al diámetro del eje

Hay chavetas cuadradas y rectangulares dependiendo de la sección. Se usan las cuadradas cuando el eje va hasta 6 1/2". La chaveta será cuadrada para nuestro eje.³¹ Entramos a la tabla de la tabla 2.14 y seleccionamos la chaveta adecuada para 150.813mm. El eje entra en el rango de diámetros desde el 5 1/2" a 6 1/2", y las medidas de la chaveta serían de 1 1/2 por 1 1/2.

La longitud de la chaveta se calcula por aplastamiento o por cizallamiento, como se describe a continuación:

Por Cizallamiento:

$$l \geq \frac{4(M)(f_s)}{D(b)(S_y)} \quad (2.16)$$

O por aplastamiento:

$$l \geq \frac{2(M)(f_s)}{D(b)(S_y)} \quad (2.17)$$

Donde:

M = momento torsor – torque = 25994.6 lb.in = 2936854.76 N.mm

f_s = factor de seguridad = 3

D = diámetro del contraeje = 150.813mm

b = ancho de chaveta = 1.5" = 38.1mm

S_y = límite de fluencia = 370Mpa

³¹ Robert L. Mott, "Diseño de Flechas y Ejes", "Diseño de elementos de máquinas", Segunda edición, página 291.

El límite de fluencia de la chaveta se ha conseguido del catálogo de Aceros Bohler para un acero V 945 ó AISI 1045. Según la ASME deberá ser utilizado solo el 75% de su valor para poder realizar los cálculos, con lo que nos quedarían **277.5 Mpa** para poder ser utilizados en las ecuaciones 2.16 y 2.17.

Todos los datos anteriores serán reemplazados en las ecuaciones 2.16 y 2.17 para poder obtener la menor dimensión permisible de longitud para la chaveta.

- Longitud por cizallamiento = 22.102mm
- Longitud por aplastamiento = 11.051mm

La longitud obtenida por cizallamiento es la mayor, por lo que se tomará como referencia esa longitud para la fabricación de la chaveta. Esto quiere decir que se podría utilizar una chaveta con dicha longitud y con factor de seguridad igual a 3, pero sería ridículo y mal visto si se utilizara una chaveta tan pequeña para una polea de aproximadamente 30cm de ancho.

Por lo tanto se determino utilizar una chaveta con una longitud de 25.4cm, es decir de 10", para el eje con la polea de diámetro menor. Para esta longitud de chaveta encontramos otro factor de seguridad utilizando las ecuaciones 2.16 y 2.17, dando como resultado un factor de seguridad por cizallamiento de 34.47 y por aplastamiento de 68.95.

Tabla 2.14 Sección de chaveta contra tamaño de eje. ³²

Diámetro nominal del eje		Tamaño nominal de chaveta		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W	Altura de la chaveta, H	
			Cuadrada	Rectangular
$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	$\frac{3}{4}$
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4	-	3
18	22	5	-	$3\frac{1}{2}$
22	26	6	-	4
26	30	7	-	5

³² Robert L. Mott, “Cuñas, coples y sellos o empaques”, “*Diseño de Elementos de Máquinas*“, Segunda Edición, página 334.

Capítulo III

Simulación por software SolidWorks y CosmosWorks

3.1 Introducción

En la actualidad existen diversas herramientas computacionales que sirven de ayuda al diseñador para conseguir y desarrollar un trabajo altamente fiable. Entre estas herramientas tenemos los softwares CAD y los softwares de análisis por elementos finitos que han avanzado mucho en lo que concierne al procesamiento de las PC's.

La complementación entre el dibujo y el diseño la usaremos en este caso con el software SolidWorks que tiene un complemento (CosmosWorks) para analizar los sólidos dibujados en cuanto a resistencia mecánica.

El SolidWorks es un software que se utiliza para modelar piezas simples en 2D ó 3D que luego pueden ensamblarse en una nueva hoja tomando en cuenta determinadas relaciones de posición, los cuales mediante el CosmosWorks pueden ser:

- a. Sometidos a cargas.
- b. Mallados.
- c. Analizados por elementos finitos.

Este software (Cosmos Works) utiliza los diversos criterios de falla existentes para encontrar los puntos de posibles fallas o encontrar que elemento resiste las cargas a las que será sometido.

3.2 Desarrollo, modelado y aplicación de fuerzas

A continuación se listan ordenadamente los pasos que se realizaron para la simulación en CosmosWorks de un estudio estático y de fatiga para el eje con las chumaceras:

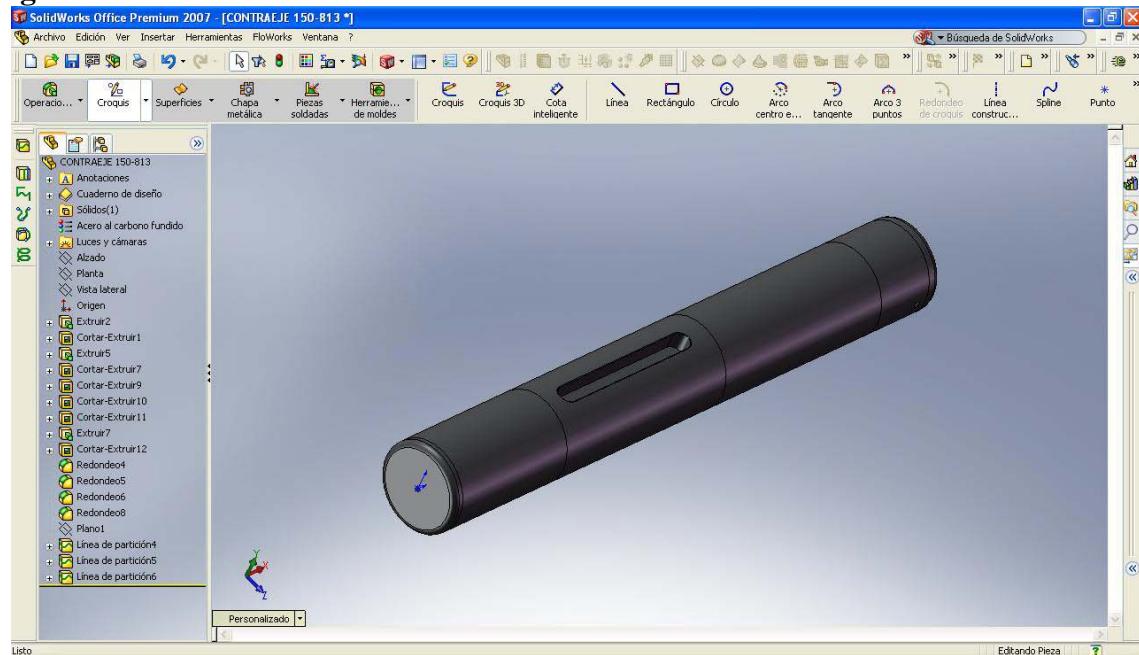
- Modelar, dibujar las piezas.
- Crear un proyecto. (Estudio)

- Definición de propiedades del material de las piezas.
- Definición de cargas y restricciones.
- Definición del mallado.
- Presentación de resultados e interpretación de los mismos.

3.2.1 Eje intermedio y chumaceras

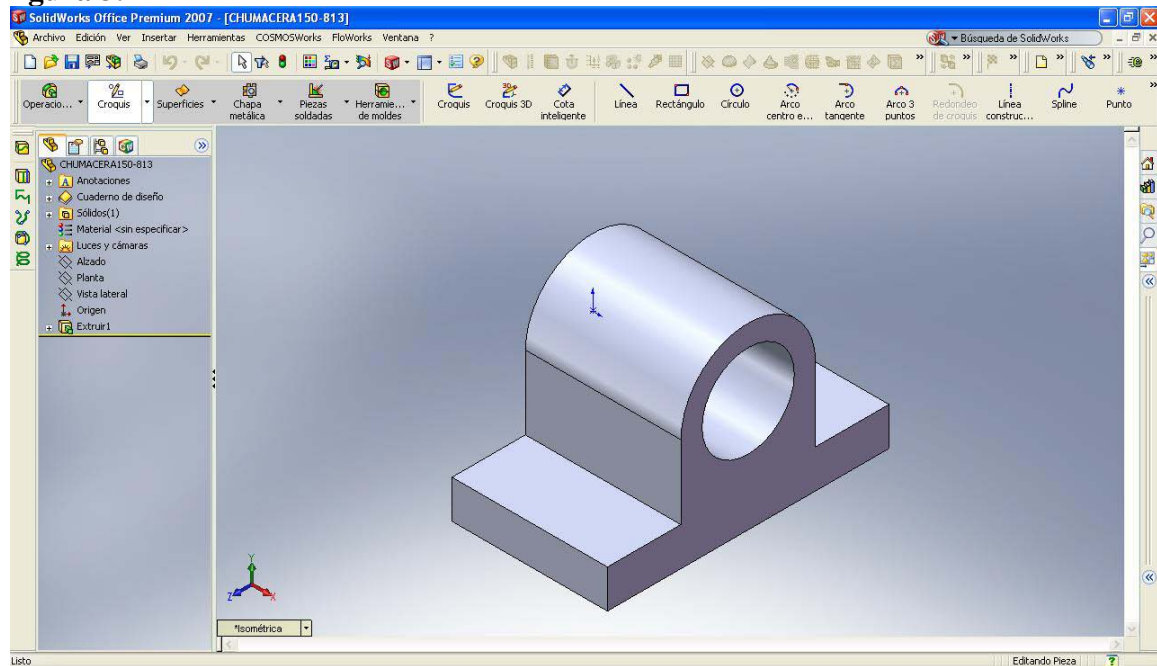
- Se debe crear un proyecto para realizar el dibujo/modelado de las piezas.
- Uno de los elementos es el eje con el diámetro elegido, su canal chavetero y los conductos para el paso de aire del sistema neumático. (Ver figura 3.1)

Figura 3.1

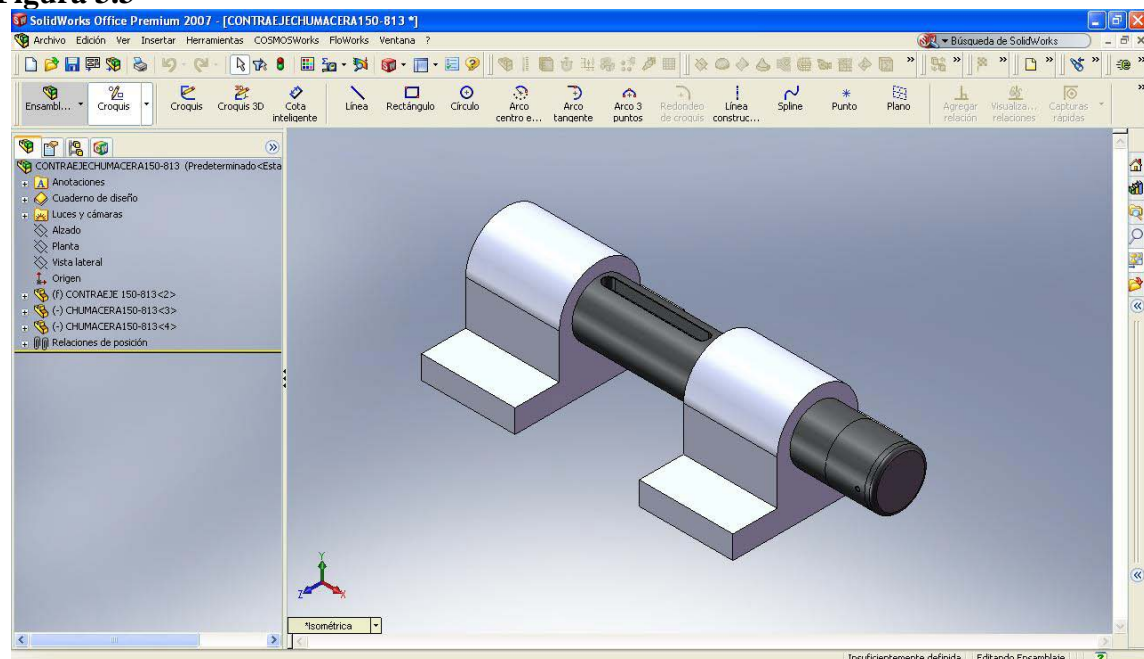


Eje con canal chavetero y conductos.

- Otro elemento son las chumaceras que son elementos que sirven de apoyo. La chumacera ha sido modelada tal como se ve en la figura 3.2.

Figura 3.2**Chumacera.**

- El eje y las chumaceras actúan ensambladas entre ellas para su correcto funcionamiento. La figura 3.3 muestra el eje con las chumaceras tal como se ven en el montaje.

Figura 3.3**Ensamblaje de eje y chumacera.**

- En la figura 3.3, observamos las dos chumaceras y el eje debidamente ensamblados y acoplados para poder realizar los estudios estático y de fatiga y verificar de esta manera si el diseño es el correcto.

3.2.2 Elección de materiales

Una vez hecho el modelado de las piezas involucradas en la simulación se procederá a crear un estudio estático primero y luego un estudio de fatiga en Cosmos Works.

Para poder realizar el estudio estático se debe asignar los materiales para el eje y la chumacera.

3.2.2.1 Eje intermedio

Para el eje intermedio se ha asignado un Acero AISI 4340. (VCN V155 según Aceros Bohler) En la figura 3.4 y 3.5 se puede observar las diferentes propiedades y las curvas S-N de fatiga del material escogido para el eje. Estas propiedades y curvas se encuentran de la biblioteca del SolidWorks con el CosmosWorks.

Figura 3.4

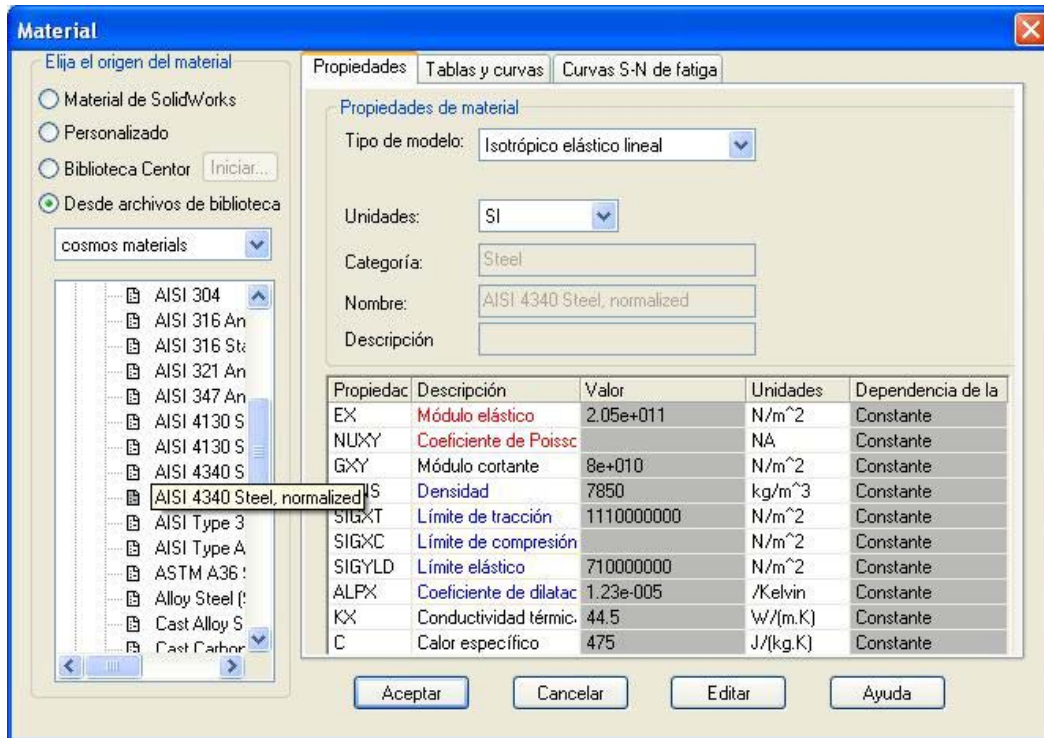


Tabla con propiedades del Acero AISI 4340 normalizado

Figura 3.5

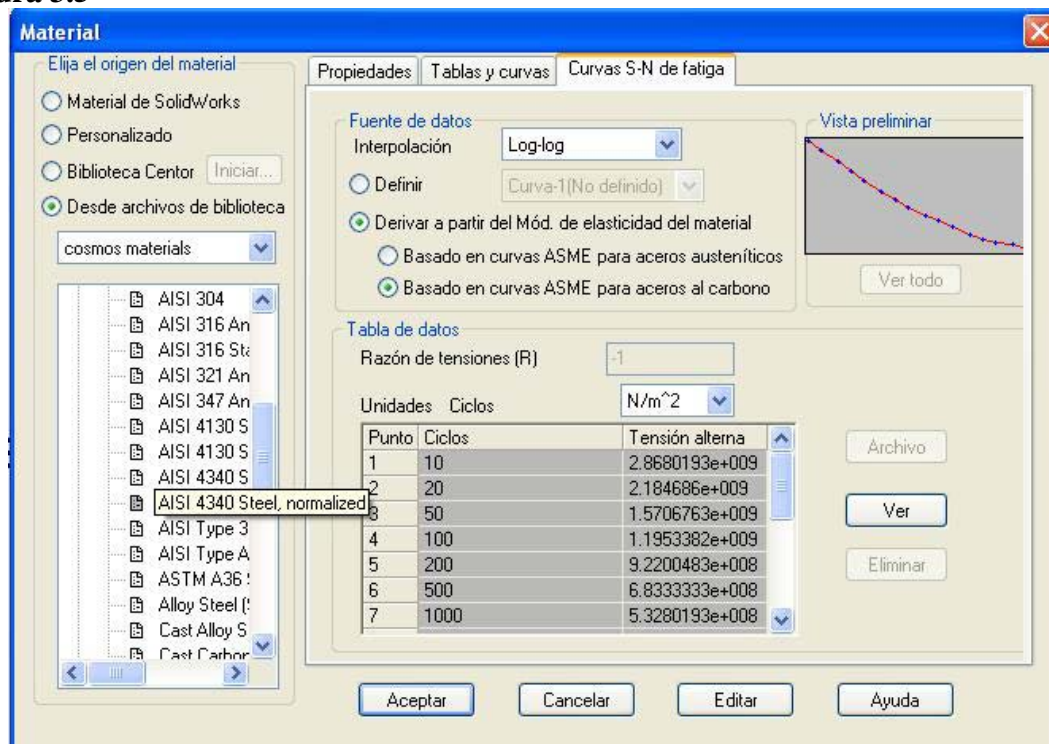


Tabla que muestra las curvas S-N de fatiga del material.

3.2.2.2 Las chumaceras

El material de la chumacera escogida la fundición gris, que es un aleación Fe-C con 2.5% de carbono aproximadamente. Este material es recomendado por SKF, fabricante de las chumaceras instaladas en el sistema de transmisión de potencia.

En la figura 3.6 y 3.7 podemos observar las diferentes propiedades y las curvas S-N de fatiga del material de las chumaceras.

Figura 3.6

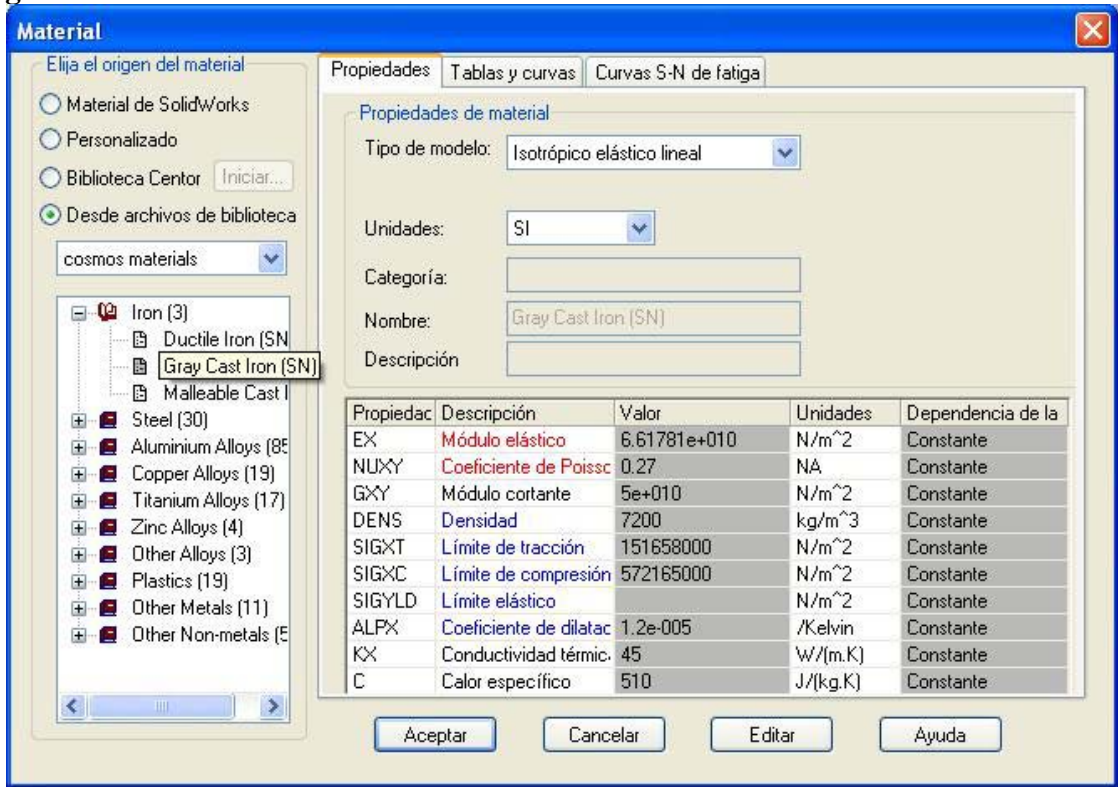


Tabla con propiedades de la fundición gris.

Figura 3.7

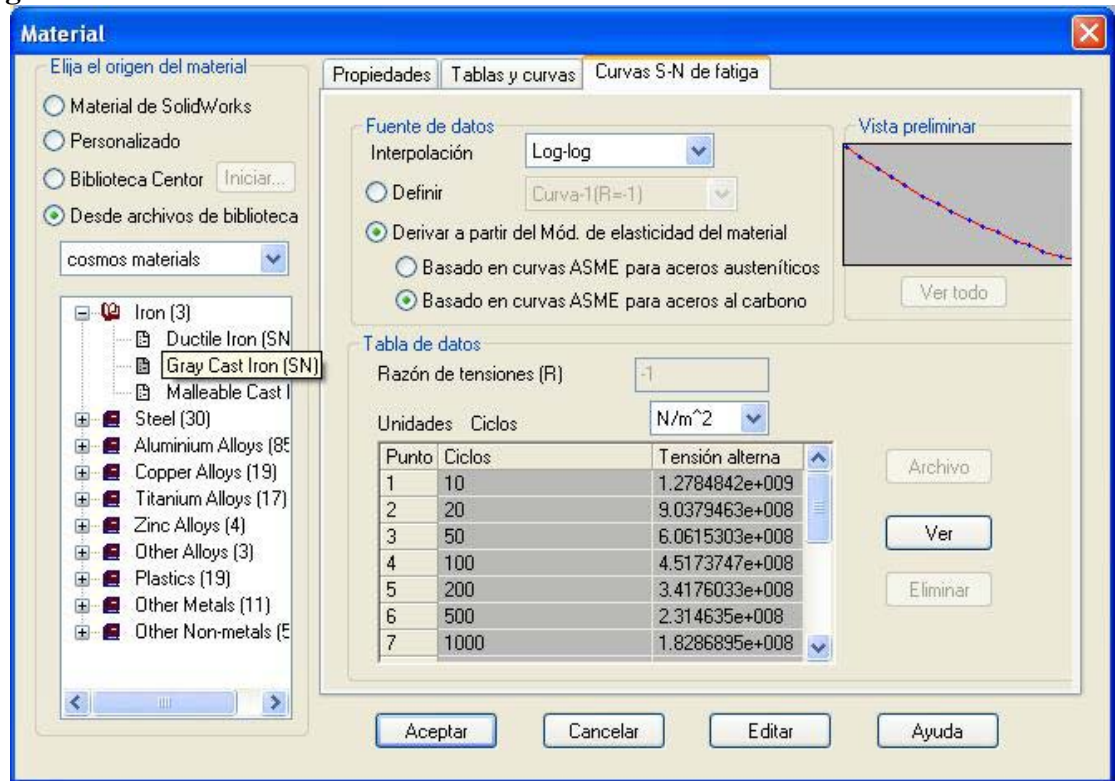


Tabla con las propiedades y curvas S-N de la fundición gris.

3.2.3 Aplicación de cargas y restricciones.

- En la figura 3.8, notamos las fuerzas que afectan a las chumaceras y al eje. Seguidamente se listan las fuerzas aplicadas a cada uno de los elementos mostrados en la figura.

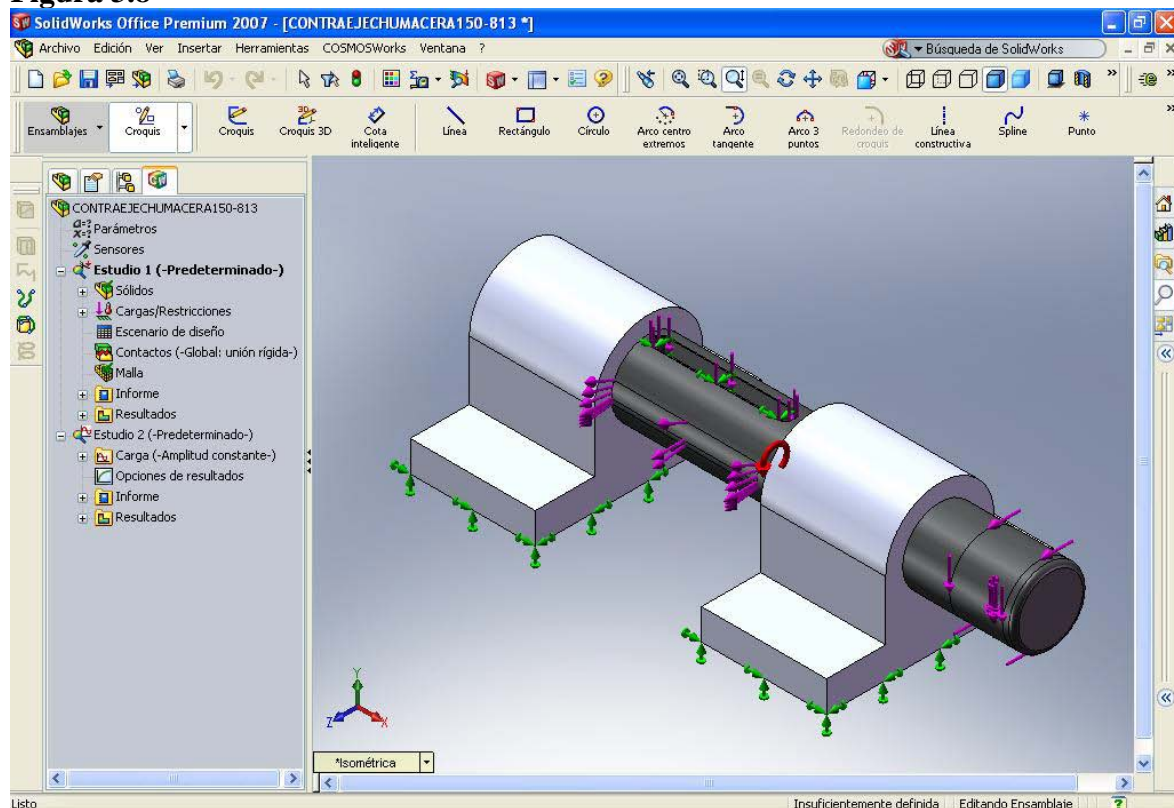
✓ Eje intermedio:

- En el canal chavetero del eje se ha aplicado una fuerza distribuida para simular el peso de la polea. (3000 N)
- Se ha aplicado un momento torsor al eje. (25994.65 lb.in)
- También se ha aplicado una fuerza centrífuga (219.91 rad/s), esta simula la velocidad de giro (rpm).
- Se ha colocado una restricción en una pared del canal chavetero para simular la inercia de la chaveta con la polea.
- Se ha aplicado una fuerza normal al eje intermedio para simular las fuerza de tensión de las correas.

✓ Chumaceras:

- Se le han aplicado restricciones a las bases de las chumaceras.

Figura 3.8



Eje y chumaceras con las fuerzas aplicadas y restricciones.

Teniendo el eje y las chumaceras modeladas y con sus cargas y restricciones aplicadas se procederá a realizar el estudio estático y de fatiga correspondiente para comprobar el diseño realizado en el capítulo II.

3.3 Estudio estático

Luego de haber asignado los materiales al eje intermedio y a las chumaceras se procede a ejecutar el estudio estático e interpretar los resultados que proporcionará el CosmosWorks. A continuación los resultados de la simulación:

3.3.1 Resultados tensiones (vonMises)

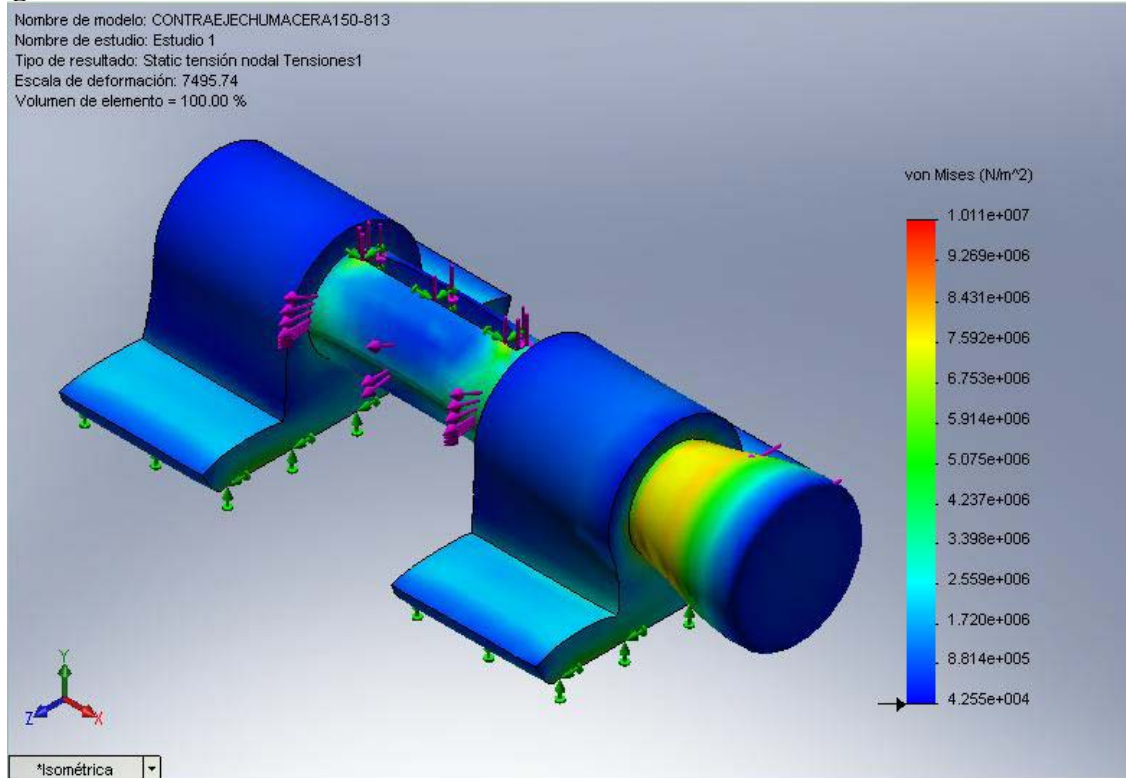
El resultado por tensión de vonMises es la expresión de los esfuerzos encontrados en los elementos simulados por el CosmosWorks bajo el criterio de vonMises.

En la figura 3.9 se observa que hay una barra de colores al lado derecho que indica los diferentes esfuerzos que podrían estar actuando en nuestros elementos. Los valores máximo y mínimo de la barra en mención son:

Máximo: $1.011e + 007 \left(\frac{N}{m^2} \right)$

Mínimo: $4.255e + 004 \left(\frac{N}{m^2} \right)$

Los elementos en estudio muestran un color azul, lo cual nos indica que no existe una sobretensión sino que están sometidos a esfuerzos mínimos y que no hay riesgos de fractura o falla por tensiones. Este resultado está basado en el criterio de vonMises.

Figura 3.9**Resultados de los esfuerzos por tensión - vonMises –**

3.3.2 Resultados por desplazamiento estático

Los resultados por desplazamiento estático son los arrastres medidos en los elementos simulados y se expresan en unidades de longitud, en este caso metros.

La figura 3.10 muestra los resultados de desplazamiento estático en los elementos, cuenta con una barra en la que se cuantifica el desplazamiento en unidades de longitud en metros.

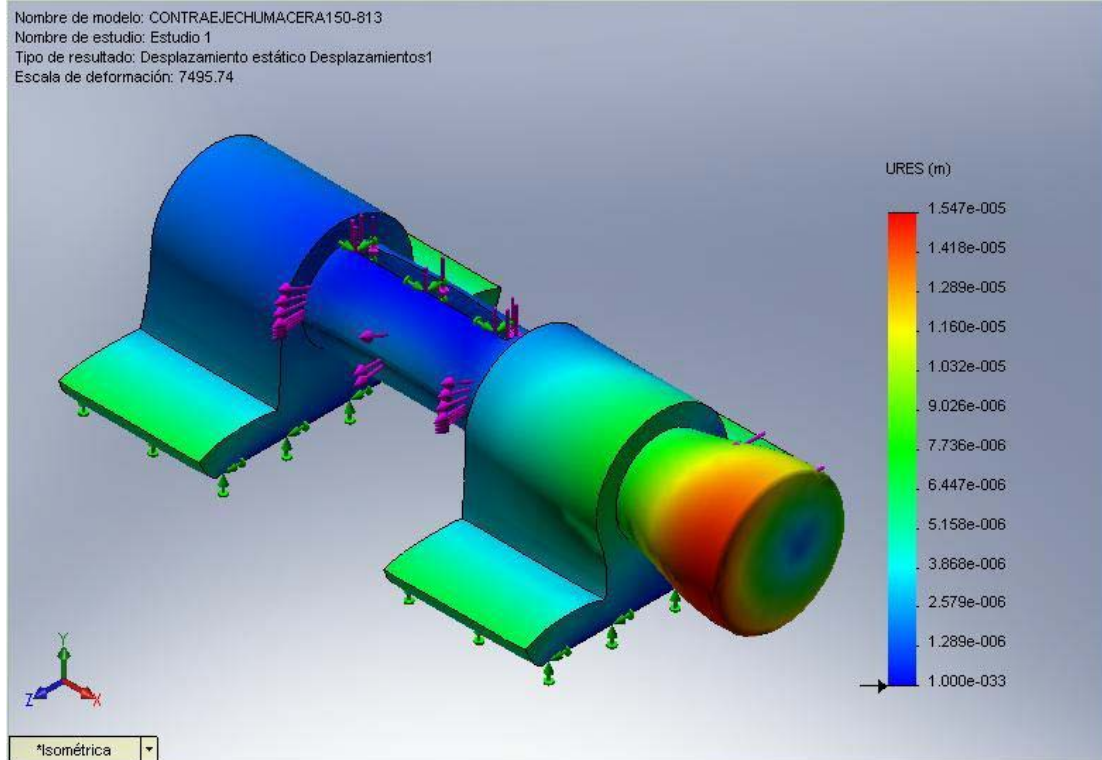
La zona roja de la barra indica el máximo desplazamiento de los elementos y la zona azulada indica que no hay desplazamientos considerables que tomar en cuenta.

Los valores máximo y mínimo de desplazamiento en el eje y la chumacera son:

Máximo: $1.547e - 005$ (m)

Mínimo: $1.000e - 033$ (m)

La figura también muestra exageradamente la forma cómo quedaría el eje con la chumacera ante un desplazamiento estático.

Figura 3.10**Resultado de desplazamiento estático.**

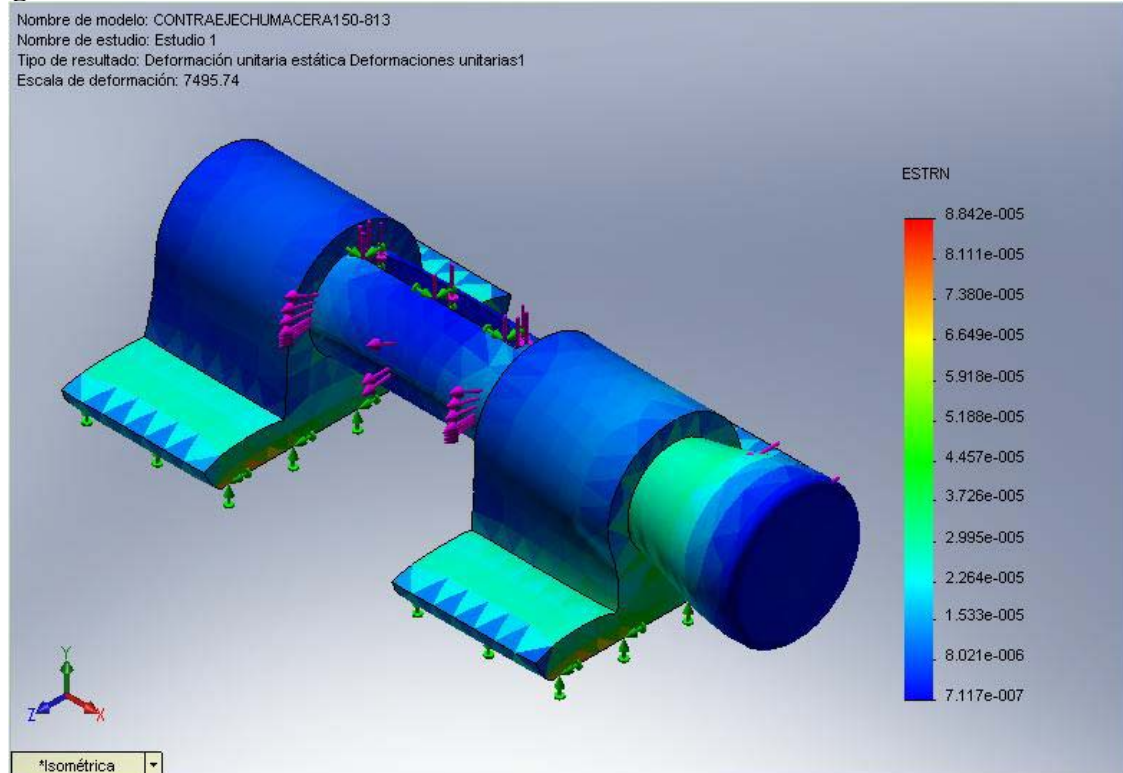
3.3.3 Resultados por deformaciones unitarias

Las deformaciones unitarias son la magnitud más simple para medir deformación es llamada también deformación axial y se define como el cambio de longitud por unidad de longitud.

La figura 3.11 expone los resultados debido a las deformaciones unitarias, tiene una barra en la cual se expone el rango de la deformación unitaria en el eje y las chumaceras. El color rojo expresa la deformación unitaria máxima y el color azul la mínima deformación unitaria. Los valores máximo y mínimo de las deformaciones unitarias son las siguientes:

Máximo: $8.842e - 005$

Mínimo: $7.117e - 007$

Figura 3.11**Resultado por deformaciones unitarias.**

3.3.4 Verificación de diseño –vonMises-

Esta verificación de diseño toma como base la teoría de fallo elástico basado en la tensión de vonMises. Este criterio de vonMises también es llamado como la teoría de la máxima energía de distorsión.

Tension de von Mises máx :

$$\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{límite}} < 1$$

La figura 3.12 muestra los resultados de la verificación de diseño debido a esfuerzos por tensión con base en el criterio de Tensiones de vonMises máximo. La figura muestra los diferentes factores de seguridad que existen en cualquier punto de los elementos en estudio. Las zonas de color rojo son las que tienen el mínimo factor de seguridad. Las zonas de color azul son las que tienen un factor de seguridad máximo, por ende esas zonas podrían estar sobredimensionadas de acuerdo al análisis del CosmosWorks. El rango de valores de los factores de seguridad tiene los siguientes máximo y mínimo:

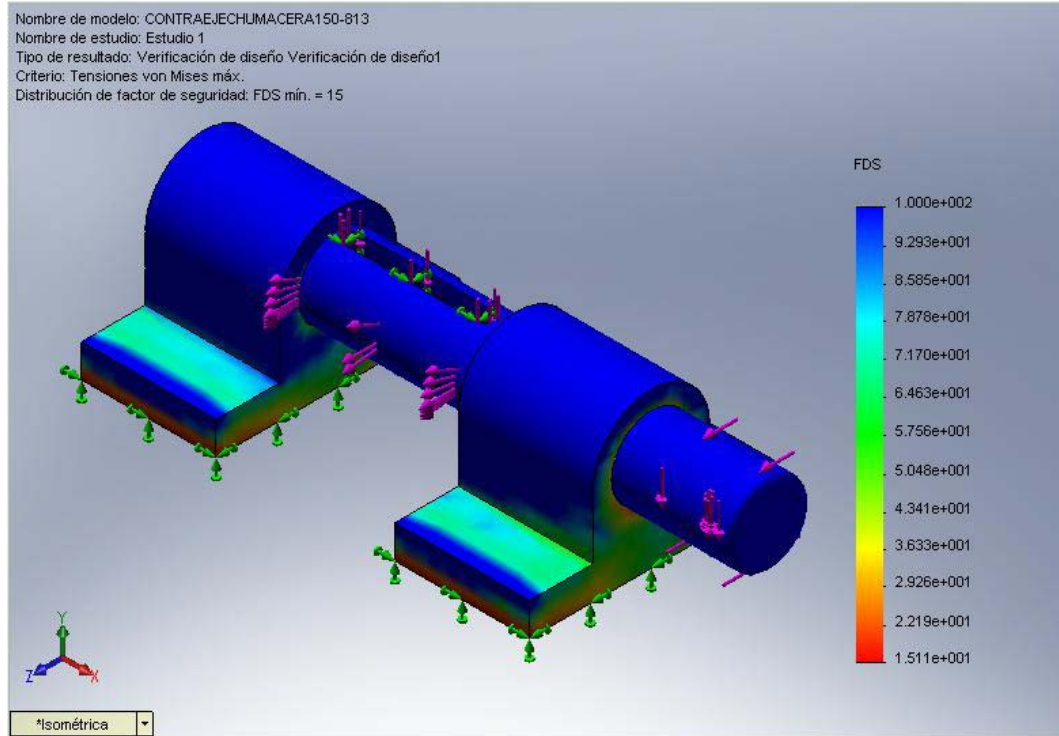
Factor de Seguridad Máximo: 100

Factor de Seguridad Mínimo: 15.11

Los factores de seguridad del estudio estático se ven altos, debido a que no se ha considerado los casos de entalladura, canal chavetero, etc.

Los lugares donde aparece el factor de seguridad mínimo son zonas de posible riesgo de rotura o falla en el diseño. Donde aparece el factor de seguridad máximo son las zonas más seguras y no están expuestas a roturas o fallas estáticas.

Figura 3.12



Resultados por verificación de diseño1 –vonMises- (tensión)

3.3.5 Verificación de diseño –Tresca-

Esta verificación de diseño toma como base el criterio de Tresca o teoría de la tensión tangencial máxima. Este criterio relaciona el esfuerzo de fluencia máximo con el esfuerzo cortante máximo.

Tension de cortadura máx(Tresca):

$$\frac{\tau_{máx}}{0.5\sigma_{límite}} < 1$$

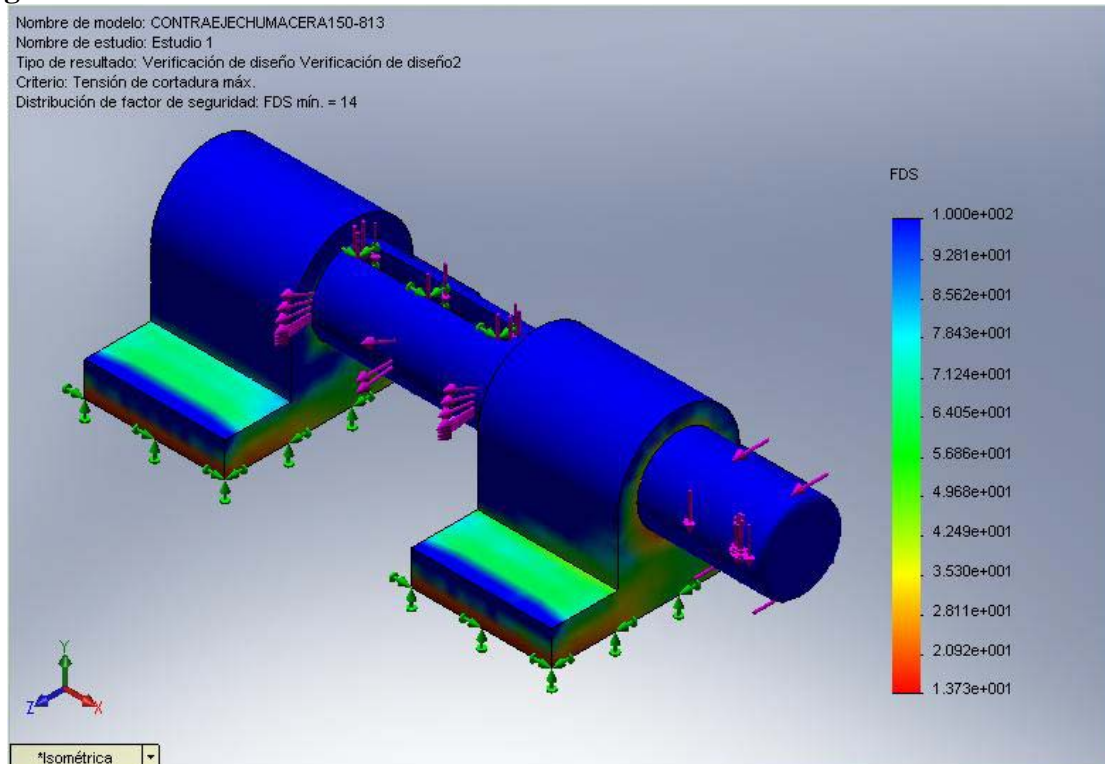
La figura 3.13 presenta la verificación de diseño bajo el criterio de tensión de cortadura máxima. En este caso al igual que el resultado por verificación de diseño1 (vonMises) se muestran los factores de seguridad tomando en cuenta los esfuerzos por cortadura existentes en los elementos que se encuentran en estudio por el software. De esta manera nos proporciona un factor de seguridad mínimo para las zonas que están con mayor exposición a falla y un factor de seguridad máximo para las zonas que no tengan peligro alguno de falla estática. Los valores máximos y mínimo de los factores de seguridad que se exponen en la figura son los siguientes:

Factor de Seguridad Máximo: 100

Factor de Seguridad Mínimo: 13.73

Debemos estar atentos a las zonas rojas con factor de seguridad mínimo, son las más propensas a roturas o fallas, de manera contraria ocurre con las zonas azuladas que no tienen mucha tendencia a roturas o fallas estáticas.

Figura 3.13



Resultados por verificación de diseño2 –Tresca- (esfuerzos cortantes)

3.4 Estudio por fatiga

Las características de funcionamiento del eje (rotación) indican que estará sometida a cargas fluctuantes (alternantes).

El Cosmos Works exige que para poder realizar este estudio es necesario haber realizado previamente un estudio estático.

Aquí se toman en cuenta cargas fluctuantes y promedio para el diseño de los elementos.

En el estudio por fatiga se agregan cargas denominadas como sucesos en el CosmosWorks. Para el estudio del eje y las chumaceras utilizaremos un suceso con las siguientes características:

Carga: 1000000 ciclos

Completamente Invertida: LR=-1

La carga completamente invertida indica que el esfuerzo medio es nulo ($\sigma_m = 0$). Con esta carga los elementos estarán expuestos de igual manera a esfuerzo de compresión como de tracción. Esta opción de carga completamente invertida es la más usual para un estudio por fatiga.

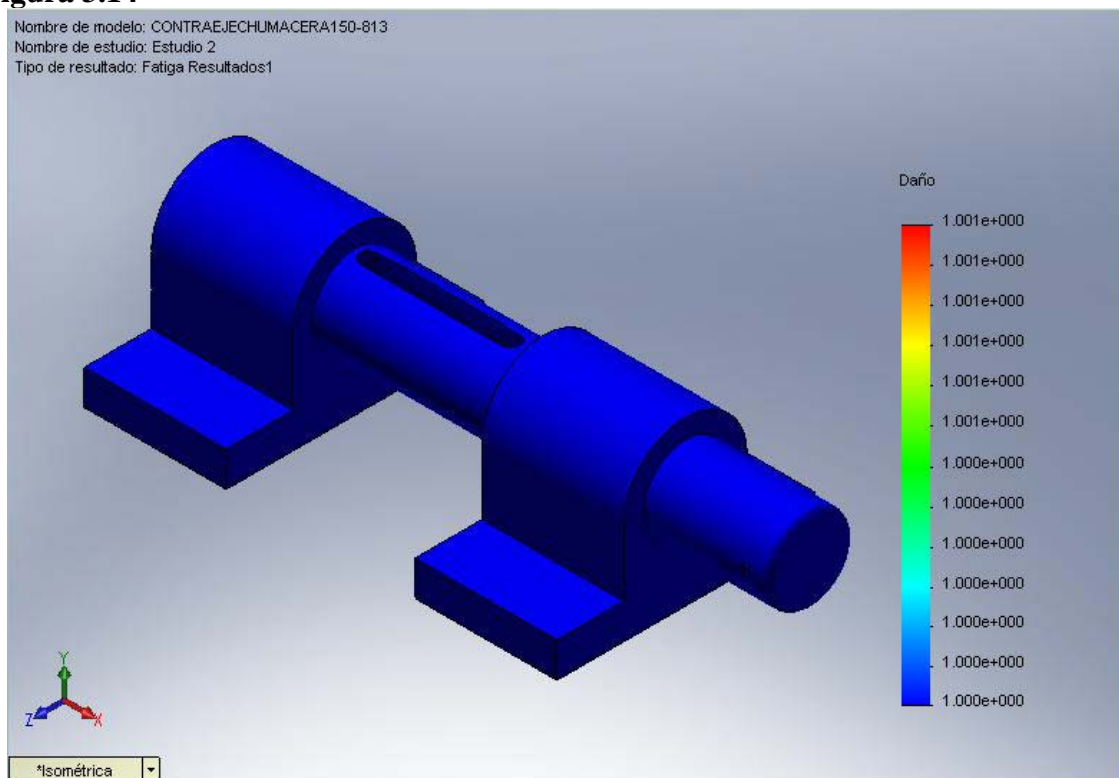
El software ejecuta el análisis correspondiente al estudio por fatiga, dándonos así los resultados por daño, factor de seguridad, biaxialidad y la vida total en ciclos.

A continuación se mostrarán los resultados del estudio por fatiga teniendo como base el estudio estático antes descrito.

3.4.1 Resultados por daño.

La figura 3.14 muestra los resultados por daño que pueden ocasionarse en los elementos, eje y chumaceras, cuando estén expuestos a cargas fluctuantes. La conclusión que podemos extraer de estos resultados es que los elementos en estudio no tendrán que preocuparse por el daño que pueden ocasionarse al estar sometidos esfuerzos por fatiga ya que la barra de colores tiene el mismo valor de daño para cualquier valor, por lo tanto, el CosmosWorks indica que no se tiene mucho riesgo en ninguno de los nodos.

Figura 3.14



Resultados por daño en los elementos.

3.4.2 Resultados por factor de seguridad

La figura 3.15 expone los resultados de estudio para los factores de seguridad encontrados en los diferentes puntos de los elementos.

Algunos valores de factor de seguridad que se pueden ver en la figura son los siguientes:

Factor de Seguridad Mínimo – color rojo: 5.991

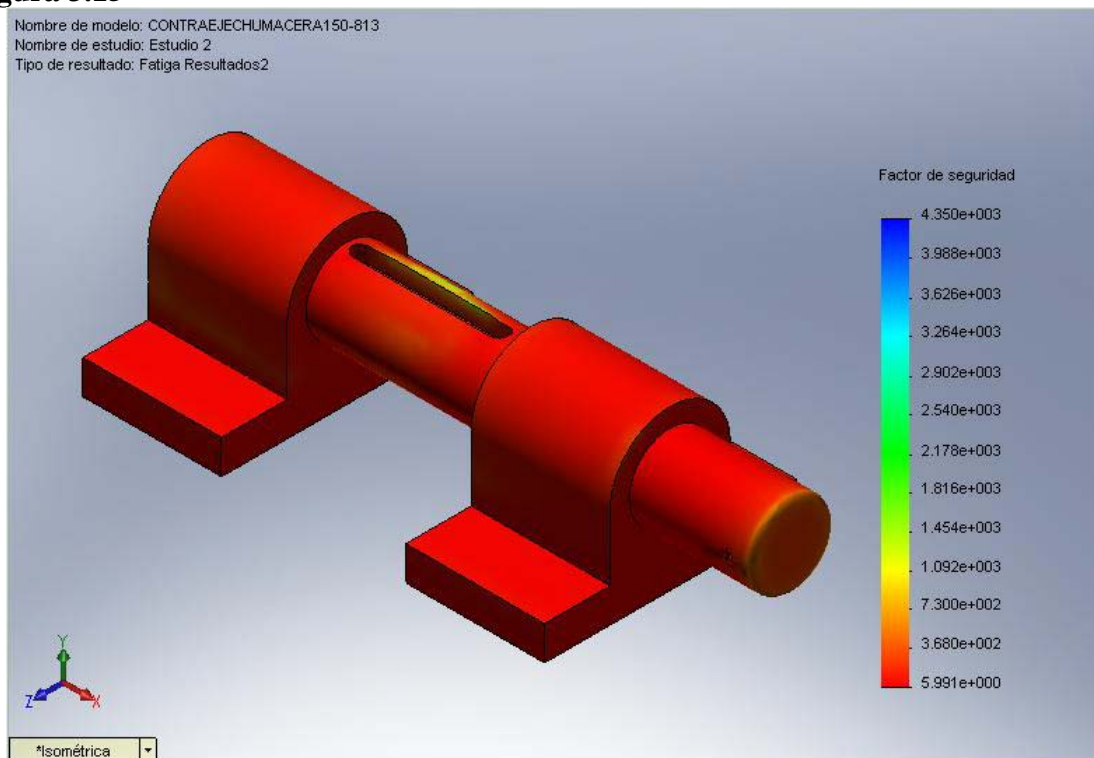
Factor de Seguridad Intermedio – color anaranjado: 368 – 730

Factor de Seguridad Intermedio – color amarillo verdoso: 1092 – 2540

Factor de Seguridad Máximo – color azul: 4350

El único color con riesgo de falla o rotura es el rojo que tiene un factor de seguridad 5.991 y va subiendo a pasos agigantados hasta llegar a 4350. Básicamente la zona de color rojo es la zona más crítica.

Figura 3.15



Resultados por factor de seguridad

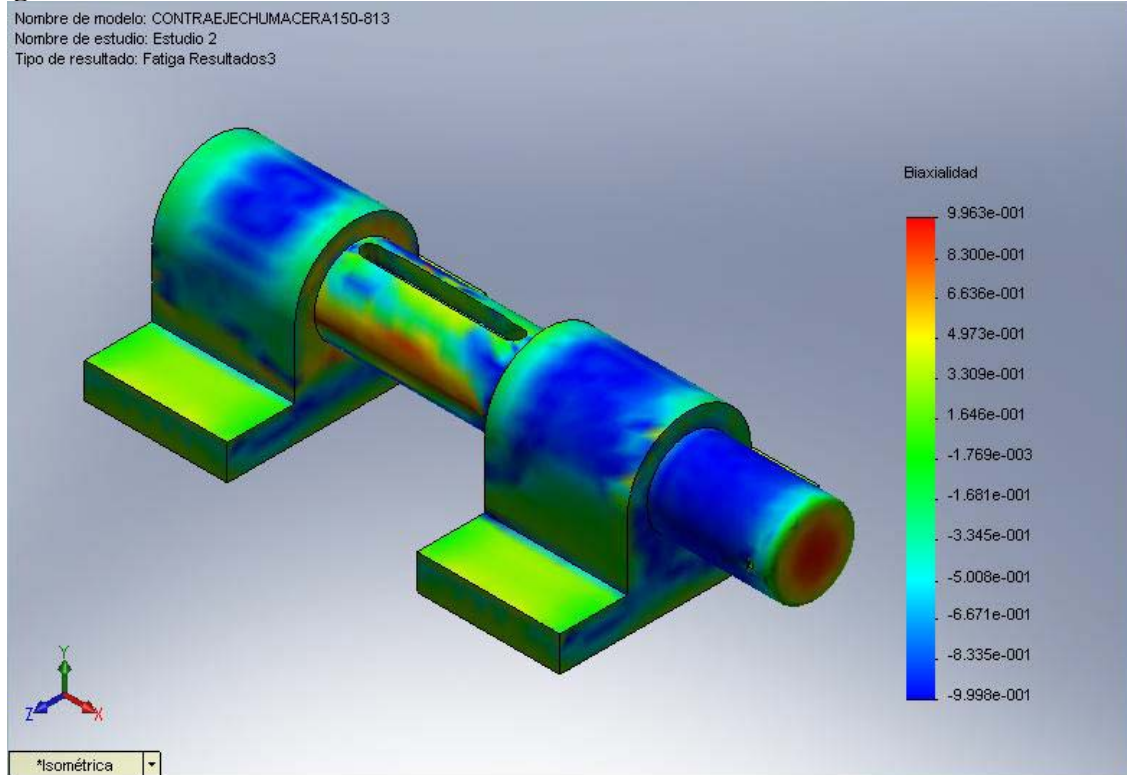
3.4.3 Resultados por biaxialidad

Este resultado muestra las razones de esfuerzo por nodo. La razón de esfuerzo es entre el más pequeño de los esfuerzos alternantes principales y el más grande de los esfuerzos alternantes principales. Un valor de -1 indica un estado tensional netamente cortante, un valor de 1 indica un estado biaxial.

Para nuestro caso el rango de biaxialidad es:

$$-0.99 \leq \text{biaxialidad} \leq 0.99$$

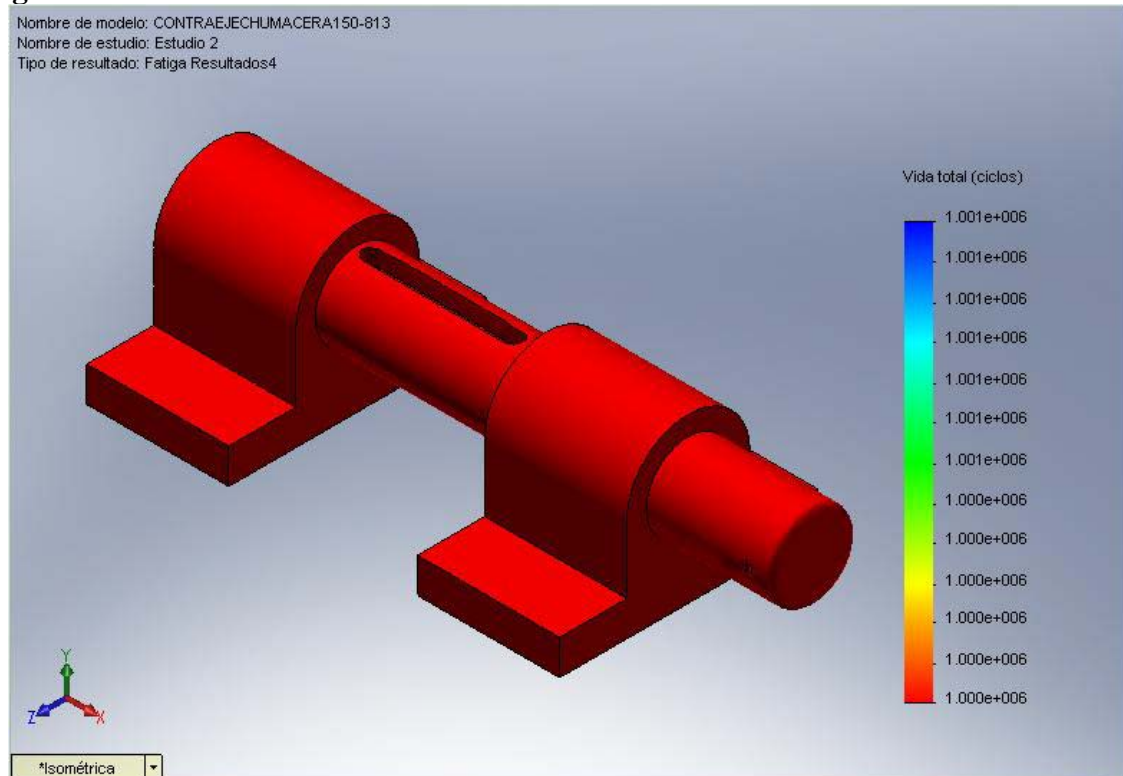
Por lo tanto en la grafica de biaxialidad tendremos nodos que se encuentran en estado tensional cortante, también nodos con estado biaxial.

Figura 3.16**Resultados por biaxialidad**

3.4.4 Resultados de la vida total (ciclos)

La figura 3.16 presenta el resultado de la vida total, en ciclos, de los elementos que se encuentran en estudio. Para el presente estudio de fatiga se utilizó un suceso con una carga de 1'000,000 ciclos, siendo esta la carga mínima y máxima resultante dada por el análisis del software.

Observamos que toda la pieza en conjunto tiene color rojizo, esto quiere decir que resistirá los 1'000,000 ciclos y no habrá riesgo de falla o roturas por fatiga, a pesar de que el color y la barra de resultados indiquen que es zona crítica.

Figura 3.16**Resultados de la Vida Total (ciclos)**

3.5 Recomendaciones y conclusiones

- El CosmosWorks es una **herramienta** que sirve de apoyo para el diseño definitivo o como en nuestro caso para la comprobación del diseño hecho con pruebas experimentales y con la experiencia práctica de los ingenieros que estuvieron a cargo del diseño de la transmisión de potencia de la cual se ha hablado en este trabajo de tesis.
- El SolidWorks junto con el CosmosWorks son herramientas potentes que ayudan al dibujo, modelado y a la simulación de diversos sistemas que pueden ser utilizados dentro de la industria y en la vida diaria.
- De acuerdo al estudio estático y por fatiga tenemos los siguientes resultados importantes:

Estudio Estático:

- ✓ Máximo esfuerzo por tensiones: $1.011e + 007 \text{ (N/m}^2\text{)}$
- ✓ Máximo desplazamiento estático: $1.547e - 005 \text{ (m)}$
- ✓ Máxima deformación unitaria: $8.842e - 005$
- ✓ Factor de seguridad mínimo por vonMises: 15.11

- ✓ Factor de seguridad mínimo por Tresca: 13.73

Estudio por Fatiga:

- ✓ Máximo daño: 1
- ✓ Factor de seguridad mínimo por fatiga: 5.99
- ✓ Grado de biaxialidad: $-0.99 \leq \text{biaxialidad} \leq 0.99$
- ✓ Vida Total en ciclos: $1.000e + 006$
- Podemos concluir que los elementos que se han estudiado en este capítulo están garantizados para funcionar en las condiciones señaladas.
- En el Anexo I y Anexo II, se hallan los resultados dados por el CosmosWorks.
- Además se han incorporado dos anexos más con la simulación de los resultados para el eje intermedio, chumaceras y la araña.

Capítulo IV

Mantenimiento del sistema de transmisión de potencia

4.1. Factores de funcionamiento de la bomba reciprocante de lodos

Este sistema tiene sus características de funcionamiento. Son elementos rotativos fundamentalmente que para tenerlos en operación constante deben someterse a un mantenimiento adecuado.

Mantenimiento es el conjunto de actividades técnicas y administrativas cuyo objetivo es mantener un activo en condiciones de funcionamiento en un tiempo determinado bajo ciertas condiciones de operación y al costo mínimo posible.

El sistema de transmisión de potencia lo podemos subdividir en subsistemas mecánicos y subsistema neumático.

El funcionamiento de la bomba será entre 10 y 12 horas diarias por lo que es necesario un mantenimiento de uno o dos días al mes, que resulta suficiente para que los mecánicos de la empresa perforadora hagan una revisión de rutina al motor y al resto del sistema.

De acuerdo con las especificaciones técnicas de la bomba del sistema, ésta deberá trabajar con 140 SMP, un pistón de 6.75" de diámetro y una presión equivalente a 2370 psi, razón por la cual resultará adecuada la utilización de un motor de 1058 HP, que es, sin embargo, una potencia superior a la que el motor Detroit Diesel 16V92T desarrolla (880HP). El motor puede alcanzar hasta 950 incorporando los dos turbos.

Funcionamiento Ideal.

Datos de Bomba

140 SPM

Diámetro de pistón: 6.75"

Presión: 2370 psi.

Bajo estos datos tendríamos un funcionamiento ideal si se tuviera un motor con mayor potencia de desarrollo.

Funcionamiento de nuestro sistema.

En el caso materia de análisis, contamos con un motor de 880 HP, razón por la cual debemos ir tabulando desde atrás hacia adelante para poder hallar la cantidad de strokes necesarios.

En esta oportunidad, solamente hemos cambiado el número de strokes, pero también podríamos cambiar la potencia requerida para el adecuado funcionamiento del sistema variando los otros dos parámetros, esto es, el diámetro de pistón y la presión.

Los datos hallados con:

Datos de Bomba

110SPM

Diámetro de pistón: 6.75"

Presión: 2370psi.

Estos son los datos que se utilizaran para el funcionamiento del sistema estudiado en el presente capítulo.

Regresando al mantenimiento, sería adecuado, también que, diariamente, antes del funcionamiento del sistema se revisara las tuberías de carga y descarga, así como las válvulas, con lo cual podrá preverse alguna circunstancia anómala como la existencia de una fuga en alguna tubería o que alguna válvula se encuentre cerrada, lo cual ocasionaría una gran presión hacia la bomba, lo que podría significar un fuerte golpe hacia todos los componentes del sistema y, más aún hacia el motor o la bomba, lo que podría causarles graves daños.

Además de ello, se hace necesario realizar mantenimiento constante a la bomba, revisando los pistones, engrasando los piñones y realizando la limpieza de todos los conductos de carga y descarga de la bomba.

4.2. Funcionamiento del Sistema Neumático

El sistema neumático es un subsistema de toda la transmisión de potencia. Gracias a éste se realiza el enganche del clutch con el tambor giratorio empernado en la volante del motor.

En este subsistema contamos con los siguientes elementos:

- Mangueras.
- Rotorseal.
- Manómetros.
- Válvulas.
- Fuente de Aire.
- Tanque de Almacenamiento.

Cada uno de estos elementos debe de permanecer en perfectas condiciones para el correcto funcionamiento de este subsistema.

El posicionamiento de cada uno de estos elementos fue descrito en el capítulo III *ut supra*. Se debe de mantener una presión constante de 120 psi. Esta presión se controlará en el tanque de almacenamiento por medio de válvulas y manómetros.

Para que este subsistema funcione adecuadamente, se deberá tener la presión correcta y mangueras, uniones, racores, manómetros, etc., en buen estado.

Algunos de estos elementos tendrán que tener un mantenimiento, el cual será descrito a continuación.

4.3 Mantenimiento

El mantenimiento es una herramienta necesaria para que todo sistema esté en condiciones de desempeñar su función de una manera adecuada a un costo mínimo. La falta de mantenimiento puede resultar en consecuencias negativas y aún catastróficas para la empresa.

De acuerdo al funcionamiento de nuestro sistema, existen varios elementos que sufrirán desgaste, desalineación, etc., por ello debemos darle el mantenimiento correspondiente a cada uno de ellos del sistema de transmisión potencia. De esta manera evitamos paradas de equipos o maquinarias, durante lapsos significativos, que significan pérdidas de producción y por ende perjuicios económicos.

A continuación explicaremos funciones, objetivos, tipos, programación y efectos producidos por la no realización del mantenimiento.

a. Objetivos

- Llevar a cabo una inspección sistemática de todas las instalaciones en una industria, con intervalos de control, para detectar oportunamente cualquier desgaste o rotura, manteniendo los registros adecuados.
- Mantener permanentemente los equipos e instalaciones, en su mejor estado para evitar los tiempos de interrupción que aumentan los costos.
- Efectuar las reparaciones de emergencias lo mas pronto posible, empleando métodos mas fáciles de reparación.
- Prolongar la vida útil de los equipos e instalaciones al máximo.
- Sugerir y proyectar mejoras en la maquinaria y equipos para disminuir las posibilidades de daño y rotura.
- Controlar el costo directo del mantenimiento mediante el uso correcto y eficiente del tiempo, materiales, hombres y servicio.

b. Funciones.

- Mantener, reparar y revisar los equipos e instalaciones.
- Generación y distribución de los servicios.
- Modificar, instalar, remover equipos e instalaciones.
- Instalaciones de equipos y edificios.
- Desarrollo de programas de mantenimiento preventivo y programado.
- Selección y entrenamiento de personal.

- Hacer pedidos de repuestos, herramientas y suministros.
- Controlar y asegurar un inventario de repuestos y suministros.
- Mantener los equipos de seguridad y demás sistemas de protección.
- Llevar la contabilidad e inventario de los equipos.
- Asesorar la compra de nuevos equipos.

c. Responsabilidades.

- Máxima seguridad para que no se vayan a presentar interrupciones en la producción.
- Mantener a los equipos en su máxima eficiencia de operación.
- Reducir al mínimo el tiempo de parada.
- Reducir al mínimo los costos de mantenimiento.
- Mantener un alto nivel de ingeniería práctica en el trabajo realizado.
- Investigar causas y remedios de las paradas de emergencia.
- Planear y coordinar la distribución del trabajo.
- Proporcionar y mantener el equipo de taller requerido.
- Preparar un presupuesto, con justificación adecuada, que cubra el costo de mantenimiento.
- Establecer una rutina adecuada de inspección de los equipos contra incendios, organizando y capacitando al personal.

d. Tipos de Mantenimiento.

- Preventivo.
Es aquel que es efectuado a un bien, siguiendo un criterio, con el fin de reducir las posibilidades de falla.
- Sistemático.
Es el efectuado según un programa establecido de acuerdo con el tiempo de trabajo u otro factor.
- Correctivo.
Es el mantenimiento efectuado después de una falla.
- Predictivo.
Mantenimiento efectuado de acuerdo a información dada por un aparato de control permanente.

e. Programación del Mantenimiento.

El objetivo de esta programación es determinar el orden en el cual se deben efectuar los trabajos planificados teniendo en cuenta:

- Grados de urgencia.
- Materiales necesarios.
- Disponibilidad de personal.

Puede ser una programación diaria o semanal. También puede aplicarse por métodos gráficos de programación, tomando en cuenta los historiales de funcionamiento y errores del sistema.

f. Consecuencias: efectos económicos por la ineficiencia del mantenimiento.

- Destrucción de instalación y equipos.
- Pérdidas de producción.
- Disminución de calidad.
- Interrupciones en el proceso de producción.
- Desgaste de los equipos.
- Pagos salariales por mano de obra inactiva.
- Costos de capital por equipos improductivos.
- Pérdidas inducidas.
- Pérdidas de divisas y del prestigio.

En general, como podemos darnos cuenta todo esto nos da una visión amplia de lo importante que es el mantenimiento hoy en día, además de ser una herramienta muy poderosa para la producción en cualquier proceso industrial.

Teniendo en cuenta todo esto, pasamos a describir el mantenimiento adecuado que se debe de realizar a ciertos componentes de nuestro sistema de transmisión de potencia.

4.3.1 Correas, bandas o fajas

Es este el elemento que permite en sí la transmisión de potencia, por lo tanto, es éste el que estará sometido a un mayor desgaste dentro de todo el sistema, por lo tanto, se debe de verificar, si es posible, diariamente.

Se inspeccionará lo siguiente:

- Que se encuentre limpio, ya que es un elemento que esta en constante fricción.
- Debe detectarse la presencia rasgaduras notables.
- Detección de algún defecto en la faja, correa o banda.
- Verificar su longitud máxima permitida.

Si se encontrara alguna falla, por muy pequeña que esta sea, las fajas podrían llegar a romperse como si fueran simples ligas, esto debido a la gran potencia que se transmite en el sistema y a los golpes que puede llegar a tener la faja al momento de ponerse en funcionamiento completamente el equipo.

Regularmente debe realizarse un cambio de fajas cada *9 meses*, si es que la faja es *poly-V*, es decir toda la faja conjunta de 10 canales, pues también se pueden usar 10 fajas V, lo cual no disminuye el rendimiento, pero el tiempo de vida útil disminuye cuando se utilicen este tipo de fajas, deben ser reemplazadas cada *4 ó 6 meses*.

4.3.2 Componentes del sistema de aire, embrague o *clutch*, araña o *spider* y tambor

a. Sistema de aire.

- Revisar el ajuste de los componentes, tales como racores y demás elementos que puedan necesitar ajuste.
- Asegurar los interruptores de presión, válvulas y demás elementos que intervengan.
- Reparar cualquier tipo de fuga que exista.
- Si la conexión de aire hace que el embrague o clutch se ponga duro o se carbonice por el calor, se deberá cambiar por completo todo el elemento.

b. Embrague o *clutch*, araña o *spider* y tambor.

- Si el forro de las zapatas del embrague, se ha desgastado llegando al mínimo de anchura permitido, que es de 1/16" (1.5mm), se deberá reemplazar el juego completo de zapatas.
- Si se continúa operando sin haber realizado el cambio de juego de zapatas, se podrían ocasionar daños al tambor.
- Cualquier contaminación de grasa o aceite hará que se reduzca el torque en el embrague o clutch. Para solucionar esto se tendrá que limpiar la grasa o aceite. No se deben utilizar solventes para remover el aceite o grasa, primero se deberá retirar todo el material existente y el elemento también.
- Revisión del diámetro del tambor. Si es notorio el sobre calentamiento de alguna zona del mismo, se deberá maquinar hasta un diámetro permisible, pues de lo contrario, es decir, si se deja el mismo, sin maquinar, podrían llegar a dañarse más elementos.
- Para el desarmado del embrague o clutch, la araña o spider y tambor, se deberán seguir pasos cuidadosos para que no hayan daños en los demás elementos.
 - ✓ El reemplazo de las zapatas debe seguir los siguiente pasos:
 - Retirar los pines de ajuste y seguro de las zapatas de fricción.
 - Sacar las zapatas de fricción.
 - Colocar las nuevas zapatas de fricción en la posición correcta.
 - Luego colocar los pines de ajuste y seguro, de tal manera que queden a igual distancia a la que se encontraba el pin que estamos reemplazando. Posteriormente realizar el ajuste y poner seguros.

4.3.3 Chumaceras

Así como las fajas, estos elementos también son de alto desgaste, sobre todo si no se tiene una lubricación correcta, por lo tanto, debemos tener en cuenta que esta pieza siempre debe de estar bien lubricada, ya que siempre hay mucha fricción en los rodajes.

Para que los rodamientos en las chumaceras funcionen de un modo fiable, deben estar adecuadamente lubricados, con el fin de evitar contacto metálico directo entre los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas. El lubricante también evita el desgaste y protege las superficies contra la corrosión. Por tanto, la elección del

lubricante y el método de lubricación adecuado para cada aplicación, así como el propio mantenimiento diligente, son de gran importancia.

La elección del lubricante depende, fundamentalmente, de las condiciones de funcionamiento, márgenes de temperatura y velocidades, así como de la influencia del entorno.

El lubricante en una disposición de rodamientos, pierde gradualmente sus propiedades a causa del trabajo mecánico, el envejecimiento y la acumulación de contaminación. Por lo tanto es necesario reponer o renovar la grasa y filtrar y cambiar el aceite en intervalos regulares.

La vida útil de grasas y aceites en los rodamientos, suele superar a la del propio rodamiento, de manera que, con algunas excepciones, no habría una relubricación de los rodamientos.

Bajo condiciones normales de funcionamiento es posible utilizar la grasa para los rodamientos en la mayoría de las aplicaciones. La ventaja que tiene la grasa respecto del aceite es que se puede retener en la disposición de rodamientos, particularmente con ejes inclinados o verticales, y también ayuda a obturar la disposición contra los contaminantes, la humedad o el agua.

Para nuestras chumaceras, usaremos grasa como lubricante. Esta grasa deberá ser la apropiada para el rodamiento, de manera que con su viscosidad le ayude a cumplir su función debidamente.

Si en algún caso fuera necesario cambiar de una grasa a otra, es necesario tener en cuenta la miscibilidad o capacidad para mezclar grasas sin efectos negativos. Cuando se mezclan grasas incompatibles, la consistencia puede cambiar drásticamente y se pueden producir daños en el rodamiento.

Para el caso en que el lubricante no llegue a superar la vida útil del rodamiento, se necesitará una relubricación. Es conveniente que la relubricación tenga lugar cuando las condiciones del lubricante aún son satisfactorias.

El intervalo de lubricación adecuado, depende de muchos factores. Estos factores incluyen el tipo y el tamaño del rodamiento, la velocidad, la temperatura de funcionamiento, el tipo de grasa, el espacio que rodea al rodamiento y su entorno. Se recomienda usar las experiencias prácticas reales y las pruebas, para realizar la relubricación.

4.3.4 Motor

El motor es uno de los elementos más importantes pues es el que suministra la energía mecánica necesaria para transmitirla. Por esto es que debemos darle mucha importancia al mantenimiento del mismo, además, que es vital que nuestro motor tenga un mantenimiento preventivo para que no existan paralizaciones muy largas.

Resulta muy recomendable y adecuado realizar mantenimiento al motor cada 125 horas o cada 250 horas, dependiendo de los manuales del fabricante del motor, estos nos darán la pauta para poder programar nuestros mantenimientos de 125, 250, 500, 1000 y más horas. Normalmente los mantenimientos son cada 250 horas para un régimen de trabajo bajo, es decir, que no realiza trabajo diario ni por muchas horas diarias.

Además de estos mantenimientos debemos realizar un mantenimiento diario de las partes básicas del motor, este tipo de mantenimiento también viene estipulado en los manuales del fabricante.

A continuación se propone un mantenimiento de motores con potencia muy alta, del orden de los 500 Kw. a mas.

4.3.4.1 Plan de mantenimiento diario

Como su nombre lo indica, se debe de realizar diariamente antes de poner en funcionamiento el motor.

Se deben de realizar los siguientes pasos:

- a. General:
 - Limpiar el equipo en general.
 - Inspeccionar tablero del monitor.
 - Inspeccionar nivel del refrigerante.
 - Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
 - Comprobar nivel de aceite de motor.
 - Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
 - Verificar carga del generador.
 - Comprobar el factor de potencia.
 - Inspeccionar alrededor de la maquina.

4.3.4.2 Plan de mantenimiento de 125 horas

Este plan, debe realizarse una vez que el horómetro del motor marque 125 horas. Sin embargo, no es necesario que el horómetro marque exactamente 125 horas, existe un rango tolerancia de aproximadamente 10 horas. Esto se debe a que podría suceder que el motor se encuentre en funcionamiento cuando el indicador antes mencionado marque las 125 horas, en ese caso se deberá esperar a que termine su trabajo para luego realizarle el mantenimiento.

Se realizan los siguientes pasos:

- a. General:
 - Limpiar el equipo en general.
 - Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
 - Detectar la existencia de posibles fugas de combustible, aire y aceite y eliminarlas, de ser el caso.

- Inspeccionar y ajustar conexiones en general.
 - Inspeccionar cables eléctricos en general.
 - Inspeccionar mangueras en general.
 - Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.
- b. Motor Diesel:
- Limpieza y/o pulverización de motor.
 - Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
 - Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
 - Inspeccionar el nivel del refrigerante.
 - Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
 - Comprobar nivel de aceite del motor.
 - Inspeccionar alrededor de la maquina.
 - Inspeccionar soportes de jebe del motor.
 - Verificar la limpieza en el radiador.
- c. Sistema Eléctrico:
- Inspeccionar y limpiar baterías y terminales.
 - Inspeccionar el alternador.
 - Inspeccionar el arrancador.
 - Verificar el funcionamiento del precalentador.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
 - Verificar el funcionamiento de los sensores en general.
- d. Tablero de Control y Protección:
- Verificar la carga del generador.
 - Comprobar el factor de potencia.
 - Verificar el funcionamiento de las luces indicadoras del tablero de control.
 - Limpiar el interior del tablero de control.
 - Verificar el funcionamiento del horómetro.
 - Verificar el funcionamiento del switch de parada de emergencia.

4.3.4.3 Plan de mantenimiento de 250 horas

Se tiene que realizar cuando el motor cumpla sus 250 horas de funcionamiento. Como se ha mencionado antes, no es necesario que sea exactamente a las 250 horas, puede tener una tolerancia.

Se realiza lo siguiente:

- a. General:
- Limpiar el equipo en general.
 - Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
 - Detectar posibles fugas de combustible, aire y aceite, y eliminarlas, de ser el caso.
 - Inspeccionar y ajustar conexiones en general.

- Inspeccionar cables eléctricos en general.
 - Inspeccionar mangueras en general.
 - Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.
- b. Motor Diesel:
- Limpieza y/o pulverización del motor.
 - Cambiar el aceite del motor.
 - Cambiar el filtro de aceite del motor.
 - Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
 - Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
 - Drenar agua y sedimentos del tanque de combustible.
 - Inspeccionar el nivel del refrigerante.
 - Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
 - Comprobar el nivel de aceite del motor.
 - Inspeccionar alrededor de la maquina.
 - Inspeccionar los soportes de jebe del motor.
 - Inspeccionar y ajustar la luz de válvulas del motor.
 - Limpiar y probar el núcleo del postenfriador.
 - Inspeccionar, ajustar y reemplazar, de ser necesario, las correas de transmisión.
 - Obtener muestras del refrigerante del radiador.
 - Comprobar y, de ser necesario, agregar aditivo de refrigerante suplementario.
 - Limpiar respiradero del cárter.
 - Inspeccionar y, en su caso, reemplazar mangueras y abrazaderas.
 - Limpiar el radiador.
 - Lubricar el cojinete del mando del ventilador.
- c. Sistema Eléctrico:
- Inspeccionar y limpiar baterías, terminales y el nivel electrolítico.
 - Inspeccionar el alternador.
 - Inspeccionar el arrancador.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
 - Verificar el funcionamiento de sensores en general.

4.3.4.4 Plan de mantenimiento de 500 horas

Como lo dice el titulo, se debe de realizar cada 500 horas de funcionamiento.

- a. General:
- Limpiar el equipo en general.
 - Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
 - Detectar la existencia de posibles fugas de combustible, aire y aceite y eliminarlas, de ser el caso.
 - Inspeccionar y ajustar las conexiones en general.
 - Inspeccionar los cables eléctricos en general.
 - Inspeccionar mangueras en general.
 - Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.

b. Motor Diesel

- Limpieza y/o pulverización de motor.
- Cambiar aceite de motor.
- Cambiar el filtro de aceite del motor.
- Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
- Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
- Drenar agua y sedimentos del tanque de combustible.
- Cambiar el filtro separador de agua.
- Inspeccionar el nivel del refrigerante.
- Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
- Comprobar nivel de aceite del motor.
- Inspeccionar alrededor de la maquina.
- Inspeccionar los soportes de jebe del motor.
- Inspeccionar y ajustar la luz de válvulas del motor.
- Limpiar y probar núcleo del postenfriador.
- Inspeccionar, ajustar y, reemplazar, de ser el necesario, las correas de transmisión.
- Comprobar el nivel de aditivo de refrigerante suplementario y agregar aditivo, en caso de que hiciera falta.
- Limpiar el respiradero del cárter.
- Inspeccionar y, de ser el caso, reemplazar mangueras y abrazaderas.
- Limpiar el radiador.
- Lubricar el cojinete del mando del ventilador.

c. Sistema Eléctrico:

- Inspeccionar y limpiar baterías, terminales y comprobar el nivel electrolítico.
- Inspeccionar el alternador.
- Inspeccionar el arrancador.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
- Verificar el funcionamiento de sensores en general.

4.3.4.5 Plan de mantenimiento de 1000 horas

Se realiza a las 1000 horas de funcionamiento.

Se deben realizar los siguientes pasos:

a. General:

- Limpiar el equipo en general.
- Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
- Detectar la existencia de posibles fugas de combustible, aire y aceite y eliminarlas, de ser el caso.
- Inspeccionar y ajustar las conexiones en general.
- Inspeccionar cables eléctricos en general.
- Inspeccionar mangueras en general.

- Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.
- b. Motor Diesel:
- Limpieza y/o pulverización de motor.
 - Cambiar el aceite del motor.
 - Cambiar el filtro de aceite del motor.
 - Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
 - Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
 - Drenar agua y sedimentos del tanque de combustible.
 - Cambiar el filtro separador de agua.
 - Inspeccionar el nivel del refrigerante.
 - Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
 - Comprobar el nivel de aceite del motor.
 - Inspeccionar alrededor de la maquina.
 - Inspeccionar los soportes de jebe del motor.
 - Limpiar y probar núcleo del postenfriador.
 - Inspeccionar, ajustar y reemplazar, de ser necesario, las correas de transmisión.
 - Obtener muestras del refrigerante del radiador.
 - Comprobar el nivel aditivo de refrigerante suplementario y, agregar refrigerante, en caso fuera necesario.
 - Limpiar el respiradero del cárter.
 - Inspeccionar y, reemplazar, en su caso, las mangueras y abrazaderas.
 - Limpiar el radiador.
 - Lubricar el cojinete del mando del ventilador.
 - Comprobar la operatividad de dispositivos de protección del motor.
- c. Sistema Eléctrico
- Inspeccionar y limpiar baterías, terminales y revisar el nivel electrolítico.
 - Inspeccionar el alternador.
 - Inspeccionar el arrancador.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
 - Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
 - Verificar el funcionamiento de sensores en general.

4.3.4.6 Plan de mantenimiento de 3000 horas

Se deben realizar las siguientes revisiones:

- a. General
- Limpiar el equipo en general.
 - Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
 - Detectar la existencia de posibles fugas de combustible, aire y aceite y eliminarlas, de ser el caso.
 - Inspeccionar y ajustar las conexiones en general.
 - Inspeccionar cables eléctricos en general.
 - Inspeccionar mangueras en general.
 - Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.

b. Motor Diesel:

- Limpieza y/o pulverización del motor.
- Cambiar el aceite del motor.
- Cambiar el filtro de aceite del motor.
- Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
- Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
- Drenar agua y sedimentos del tanque de combustible.
- Cambiar el filtro separador de agua.
- Obtener una muestra del refrigerante del sistema de enfriamiento.
- Cambiar el refrigerante del sistema de enfriamiento.
- Verificar el estado de servicio del filtro de aire del motor.
- Comprobar nivel de aceite del motor.
- Inspeccionar alrededor de la maquina.
- Inspeccionar los soportes de jebe del motor.
- Inspeccionar los amortiguadores de vibraciones del cigüeñal.
- Limpiar y probar el núcleo del postenfriador.
- Inspeccionar, ajustar y reemplazar, de ser necesario, las correas de transmisión.
- Obtener muestras del refrigerante del radiador.
- Comprobar el nivel de aditivo de refrigerante suplementario y agregar refrigerante, de ser necesario.
- Limpiar el respiradero del cárter.
- Inspeccionar y, de ser necesario, reemplazar las mangueras y abrazaderas.
- Limpiar el radiador.
- Lubricar el cojinete del mando del ventilador.
- Reemplazar el termostato de agua del sistema de enfriamiento.
- Inspeccionar las rotaválvulas del motor.
- Comprobar la operatividad de los dispositivos de protección de motor.

c. Sistema Eléctrico:

- Inspeccionar y limpiar baterías, terminales y revisar el nivel electrolítico.
- Inspeccionar el alternador.
- Inspeccionar el arrancador.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
- Verificar el funcionamiento de sensores en general.

4.3.4.7 Plan de mantenimiento de 5000 horas

A continuación los pasos a seguir para un mantenimiento de 5000 horas:

a. General:

- Limpiar el equipo en general.
- Inspeccionar y ajustar los pernos y tuercas en general.
- Detectar la existencia de posibles fugas de combustible, aire y aceite y eliminarlas, de ser el caso.
- Inspeccionar y ajustar las conexiones en general.

- Inspeccionar cables eléctricos en general.
- Inspeccionar mangueras en general.
- Inspeccionar estructura general del chasis, a fin de detectar si existen rajaduras.

b. Motor Diesel:

- Limpieza y/o pulverización del motor.
- Cambiar el aceite del motor.
- Cambiar el filtro de aceite del motor.
- Tomar una muestra de aceite (análisis de laboratorio).
- Drenar agua del filtro primario del sistema de combustible.
- Drenar agua y sedimentos del tanque de combustible.
- Cambiar el filtro separador de agua.
- Obtener una muestra del refrigerante del sistema de enfriamiento.
- Cambiar el refrigerante del sistema de enfriamiento.
- Verificar el estado del servicio del filtro de aire del motor.
- Comprobar el nivel de aceite de motor.
- Inspeccionar alrededor de la maquina.
- Inspeccionar los soportes de jebe del motor.
- Inspeccionar los amortiguadores de vibraciones del cigüeñal.
- Inspeccionar y ajustar la luz de válvulas del motor.
- Limpiar y probar el núcleo del postenfriador.
- Inspeccionar, ajustar y, reemplazar, de ser necesario, las correas de transmisión.
- Obtener muestras del refrigerante del radiador.
- Comprobar el nivel de aditivo de refrigerante suplementario, y agregar refrigerante, de ser el caso.
- Limpiar respiradero del cárter.
- Inspeccionar y, en su caso, reemplazar las mangueras y abrazaderas.
- Limpiar el radiador.
- Lubricar el cojinete del mando del ventilador.
- Reemplazar el termostato de agua del sistema de enfriamiento.
- Inspeccionar las rotaválvulas del motor.
- Inspeccionar el turbocompresor.
- Inspeccionar la bomba de agua.
- Comprobar la operatividad de los dispositivos de protección del motor.

c. Sistema Eléctrico:

- Inspeccionar y limpiar baterías, terminales y revisar el nivel electrolítico.
- Inspeccionar el alternador.
- Inspeccionar el arrancador.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de combustible.
- Verificar el funcionamiento del sensor de nivel de aceite.
- Verificar el funcionamiento de los sensores en general.
- Limpiar e inspeccionar los detectores magnéticos.

Es importante señalar que el mantenimiento general y el del sistema eléctrico, es básicamente el mismo en todos los planes, aunque, por supuesto, según se trate de un plan posterior habrá que reemplazarse algunas piezas, debido a su antigüedad.

Acabamos de describir todos los planes de mantenimiento necesarios hasta alcanzar las 5000 horas.

El cronograma de mantenimientos será como sigue, cuando el horómetro del sistema marque 125 horas, deberá realizarse el primero, luego, pasadas 125 horas más, no debe realizarse el mantenimiento de 125, sino el de 250, 125 horas de funcionamiento más tarde (al marcar el horómetro 375 horas), deberá realizarse, nuevamente un mantenimiento de 125, pero cuando el horómetro alcance las 500 horas (es decir, 125 horas de funcionamiento después), debe realizarse el mantenimiento de 500 horas y no el de 125 ni el de 250, y así, sucesivamente, por ejemplo, al alcanzar el horómetro, las 6000 horas de funcionamiento, deberá realizarse un mantenimiento de 1000, debido a que ya se realizó previamente un mantenimiento de 5000. Cada vez que pasen 125, 250, 500, 1000, 3000 o 5000 horas, se deberá de realizar el mantenimiento correspondiente. Es decir si tengo los horómetros con estas cantidades de horas:

- 00375 – mantenimiento de 250 horas.
- 00875 – mantenimiento de 250 horas.
- 02000 – mantenimiento de 1000 horas.
- 04000 – mantenimiento de 1000 horas.
- 06000 – mantenimiento de 3000 horas.
- 01500 – mantenimiento de 500 horas.
- 10000 – mantenimiento de 5000 horas.
- 02625 – mantenimiento de 125 horas.

Con esto terminamos la explicación correspondiente a los planes de mantenimiento que se necesitan para mantener al sistema en un óptimo estado de funcionamiento. Gracias a estos mantenimientos tendremos un mejor rendimiento en nuestro sistema de todas las partes involucradas.

Conclusiones

1. Las transmisiones de potencia por correas, fajas o bandas resultan ser una buena opción de transmisión de potencia cuando se trata de medianas potencias de transmisión como en este caso de cerca de 900 HP que hay que transmitir de un motor de combustión interna a una bomba.
2. Las correas, fajas o bandas tiene la ventaja de que pueden absorber los choques que generan las bolsas de gas que se encuentran durante la perforación del pozo petrolero, es decir funcionan como un fusible mecánico para no dañar al cualquier otro componente del conjunto motor-bomba.
3. El perfil de las correas en V utilizado en la gran mayoría de las transmisiones de potencia existentes en la industria, no se ve sometida a grandes esfuerzos cortantes al momento del arranque frente a otro tipo de correas como las dentadas por ejemplo; esto las hace mas ventajosas.
4. Se debe de tener especial cuidado al momento del alineamiento de las poleas y correas para evitar la posibilidad de accidentes y sobre esfuerzos en los componentes del sistema. Una buena alineación de poleas y correas ayudara en:
 - Incrementar la vida de los rodamientos.
 - Reducir el desgaste de las poleas y correas.
 - Reducir la fricción y por lo tanto el consumo energético.
 - Reducir los costos derivados de la sustitución de componentes y las paradas de maquinas.
 - Incrementar el tiempo operativo, la eficiencia y la productividad de la maquina.
5. A pesar de que no se menciona los pasos que se siguieron para el montaje de todo el sistema de transmisión de potencia, se debe aclarar que las maniobras y demás operación de montaje fueron realizadas por personas con una vasta experiencia profesional para el montaje de sistemas pesados.
6. En este trabajo se ha diseñado la transmisión con un motor que no tiene la potencia necesaria para que la bomba pueda funcionar al máximo de su capacidad por lo que se hace hincapié que el rendimiento del bombeo de lodo no será el óptimo requerido por la empresa perforadora de pozos petroleros. Se recomienda para una mejor eficiencia instalar un elemento motriz de potencia superior.

7. El contraeje, es el elemento al que se da mayor énfasis en este estudio, por la importancia que tiene dentro del sistema para la transmisión de potencia. El contraeje será el encargado de soportar el peso de la polea menor, ir sobre las chumaceras, será el elemento encargado de transmitir la potencia de salida del motor hacia la polea y correas para luego poder accionar la bomba.
8. Se propone la opción de realizar esta misma transmisión de potencia de motor y bomba por acople directo. Esto quiere decir que el eje de salida del motor y el eje de la bomba estarían alineados y solo se utilizaría un acople mecánico para poder unir los dos ejes. Para esto se debe diseñar el reductor de velocidad de la bomba para alcanzar las velocidades apropiadas. Esto exige un alineamiento mucho más preciso para evitar malograr el cigüeñal del motor o el eje de la bomba en cuyo caso los daños pueden resultar muy grandes.
9. Para un mejor desempeño del sistema se puede solicitar que las correas se pidan al fabricante como multi-V. En este caso se pidieron las correas hermanadas para evitar funcionamientos anómalos de alguna de ellas.
10. El SolidWorks con el CosmosWorks, representan herramientas muy poderosa para diseñar y comprobar los resultados de un diseño, o para iniciar una investigación de fallas en sistemas, aplicando fuerzas o sucesos de acuerdo al funcionamiento de los sistemas que se tengan en estudio.
11. El estudio realizado por el software dio resultados favorables para el diseño realizado en el presente trabajo de tesis. Los factores de seguridad, desplazamientos y deformaciones fueron los esperados.
12. Este trabajo de tesis logra realizar un estudio práctico para la elección y diseño de transmisiones de potencia para la vida diaria en la industria del sector petrolero. Siempre tomando en cuenta la parte teórica de la ingeniería aplicada.
13. Se debe mencionar en este trabajo que se ha tenido que establecer un compromiso técnico entre la potencia del motor Detroit Diesel 16V92T y la potencia de la bomba de MAXUM M1000.
14. El rendimiento de la bomba MAXUM M1000 se verá perjudicada debido a que el motor de accionamiento no tiene la potencia necesaria para que funcione al máximo de capacidad o potencia de bombeo.
15. La simulación del contra-eje con las chumaceras, nos indica que se ha podido realizar un trabajo con mayor información y comparación entre diferentes tipos de resultados que puedan haber aparecido a lo largo del diseño y elección de los elementos que forman parte de la transmisión de potencia.

16. Este trabajo de tesis pretende servir como una guía para quienes diariamente en la industria deben enfrentar aspectos referentes a diseños de transmisión de potencia para el sector de la perforación petrolera.
17. Este estudio de tesis deja varios puntos pendientes como lo son el estudio completo del sistema neumático utilizado para poner en marcha la bomba por a través del embrague, el diseño de la cama baja utilizada como piso para el sistema de transmisión de potencia y una posible comparación económica de los diferentes tipos de transmisión de potencia.

Anexo I

Análisis de tensiones de eje intermedio y chumacera

1. **Introducción**
2. **Información de archivo**
3. **Materiales**
4. **Información de cargas y restricciones**
5. **Propiedad del estudio**
6. **Contacto**
7. **Resultados**
8. **Apéndice**

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de CONTRAEJECHUMACERA150-813

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813

Ubicación del modelo: E:\VICTOR\SOLID\CONTRAEJECHUMACERA150-813.SLDASM

Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work

Nombre de estudio: Estudio 1 (-Predeterminado-)

3. Materiales

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	CHUMACERA150-813-3	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	102.827 kg	0.0142816 m^3
2	CHUMACERA150-813-4	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	102.827 kg	0.0142816 m^3
3	CONTRAEJE 150-813-2	<u>AISI 4340 Steel, normalized</u>	149.722 kg	0.0190729 m^3

4. Información de cargas y restricciones

Restricción	
Restricción-1 <CHUMACERA150-813-3, CHUMACERA150-813-4>	activar 2 Cara(s) fijo.
Descripción:	
Restricción-3 <CONTRAEJE 150-813-2>	activar 1 Cara(s) fijo.
Descripción:	

Carga		
Fuerza-1 <CONTRAEJE 150-813-2>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 3000 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-2 <CONTRAEJE 150-813-2>	activar 1 Cara(s) aplicar momento de torsión -25995 lb-in con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-3 <CONTRAEJE 150-813-2>	activar 2 Cara(s) aplicar fuerza normal -4104.4 lb utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Centrífuga-1	Centrífuga con respecto a con velocidad angular 219.91 rad/s y aceleración angular 0 rad/s^2	Carga secuencial
Descripción:		

5. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	36.254 mm
Tolerancia:	1.8127 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	11078
Número de nodos:	17442
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	PENTIUMIV

Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus
Opción:	Incluir efectos térmicos
Opción térmica:	Introducir temperatura
Opción térmica:	Temperatura de referencia a deformación unitaria cero: 298 Kelvin

6. Contacto

Estado de contacto: Caras en contacto - Unido

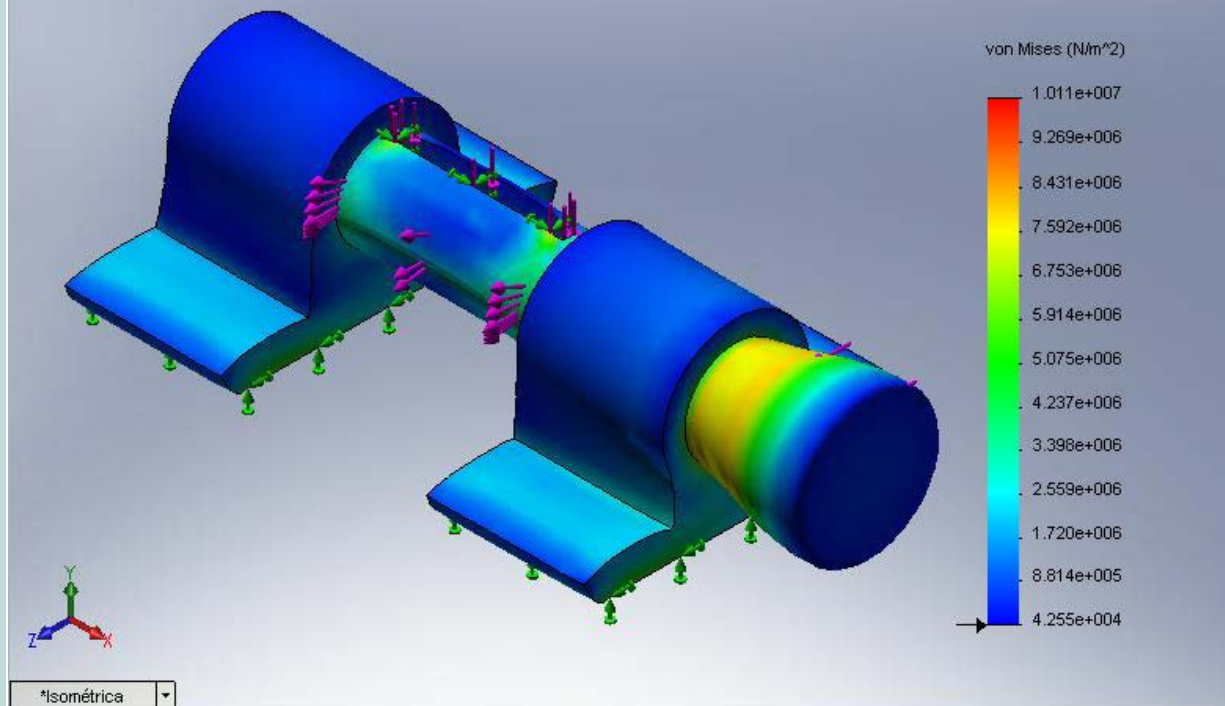
7. Resultados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máy.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	42549.2 N/m^2 Nodo: 16951	(-213.528 mm, 86.9595 mm, -56.5736 mm)	1.01082e+007 N/m^2 Nodo: 15462	(-76.7032 mm, 80.7666 mm, 14.6499 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 154	(-363.076 mm, -145.251 mm, 230 mm)	1.54725e-005 m Nodo: 7672	(431.058 mm, 93.142 mm, 50.4568 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.11742e-007 Elemento: 8469	(-207.313 mm, 85.8037 mm, -43.5229 mm)	8.84209e-005 Elemento: 2607	(102.333 mm, -132.349 mm, -224.07 mm)

CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

JPEG

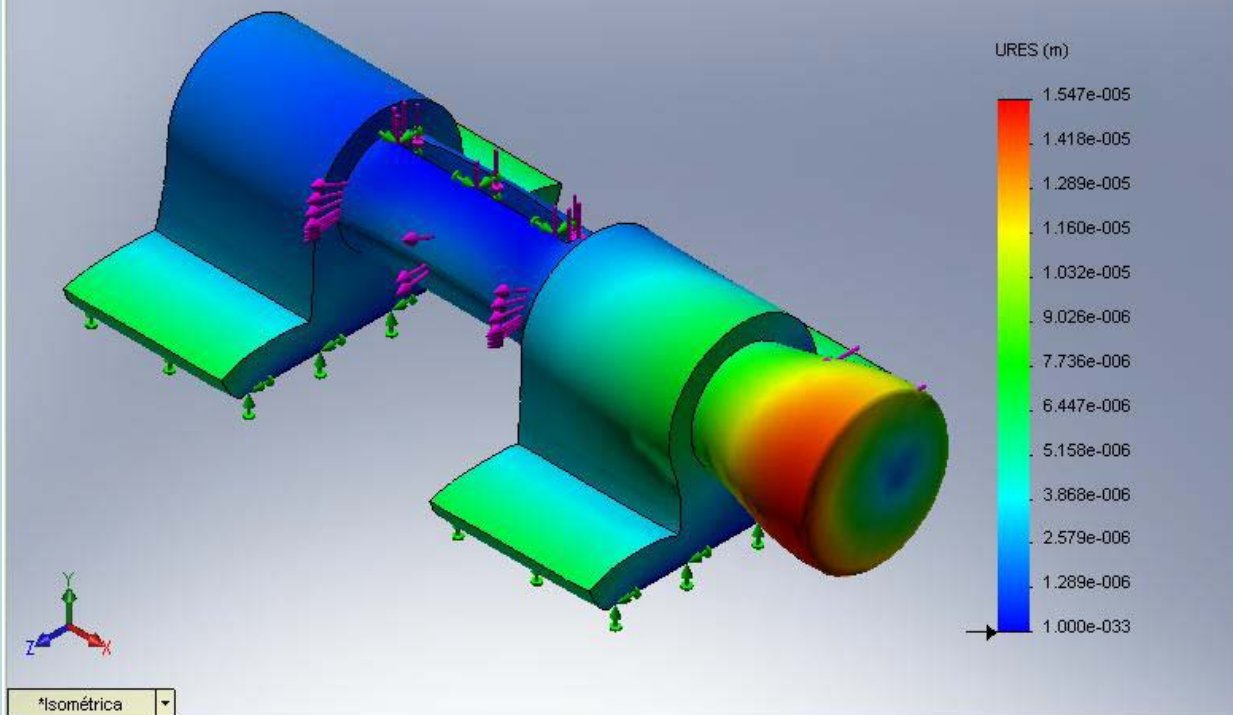
Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 7495.74
Volumen de elemento = 100.00 %



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

JPEG

Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 7495.74



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

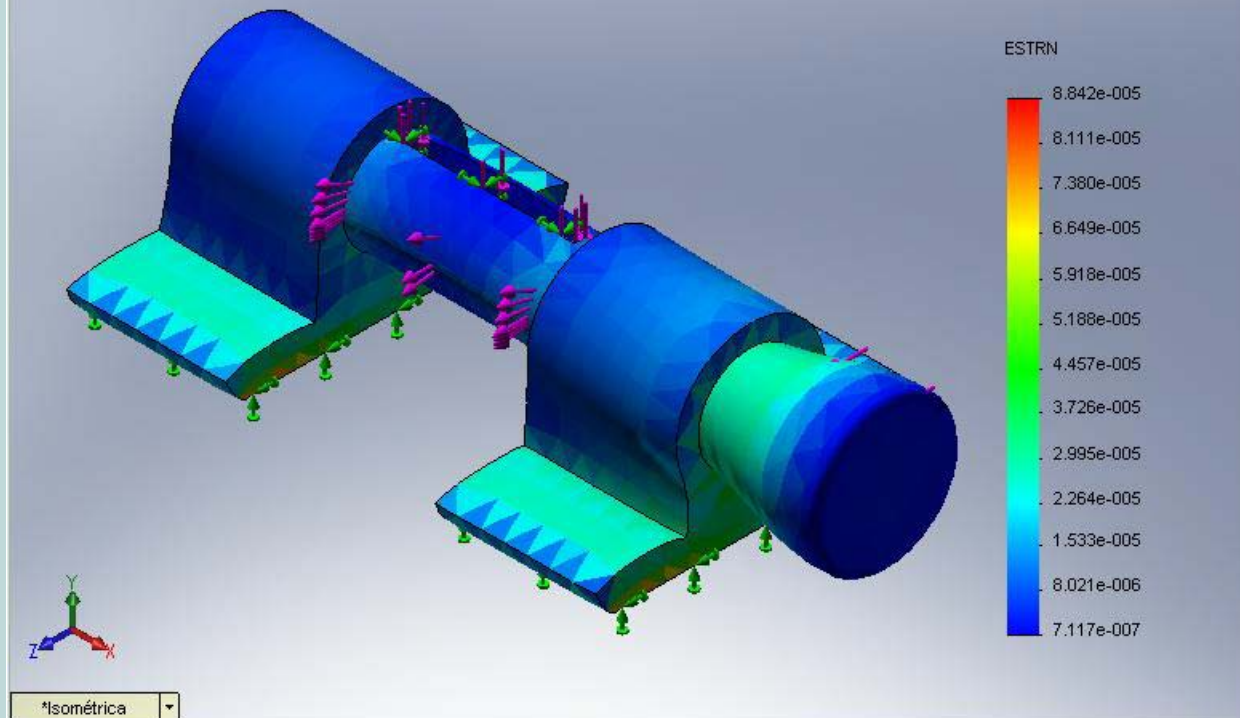
JPEG

Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1

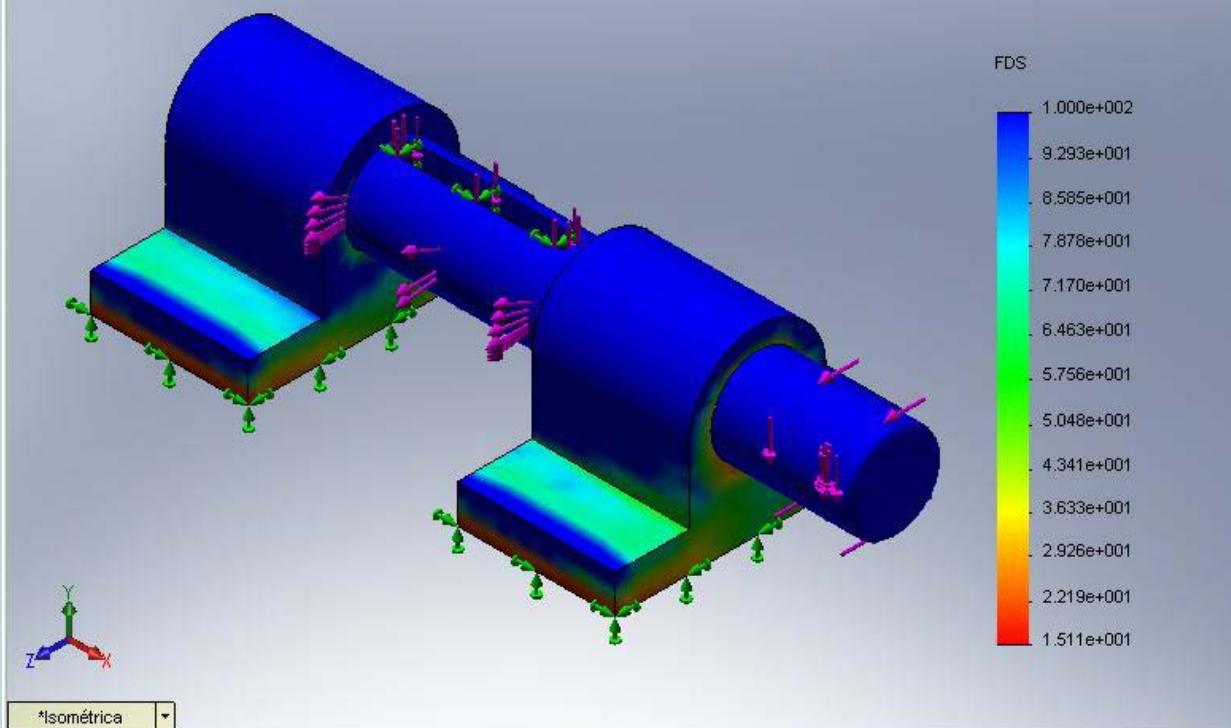
Escala de deformación: 7495.74



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño1

JPEG

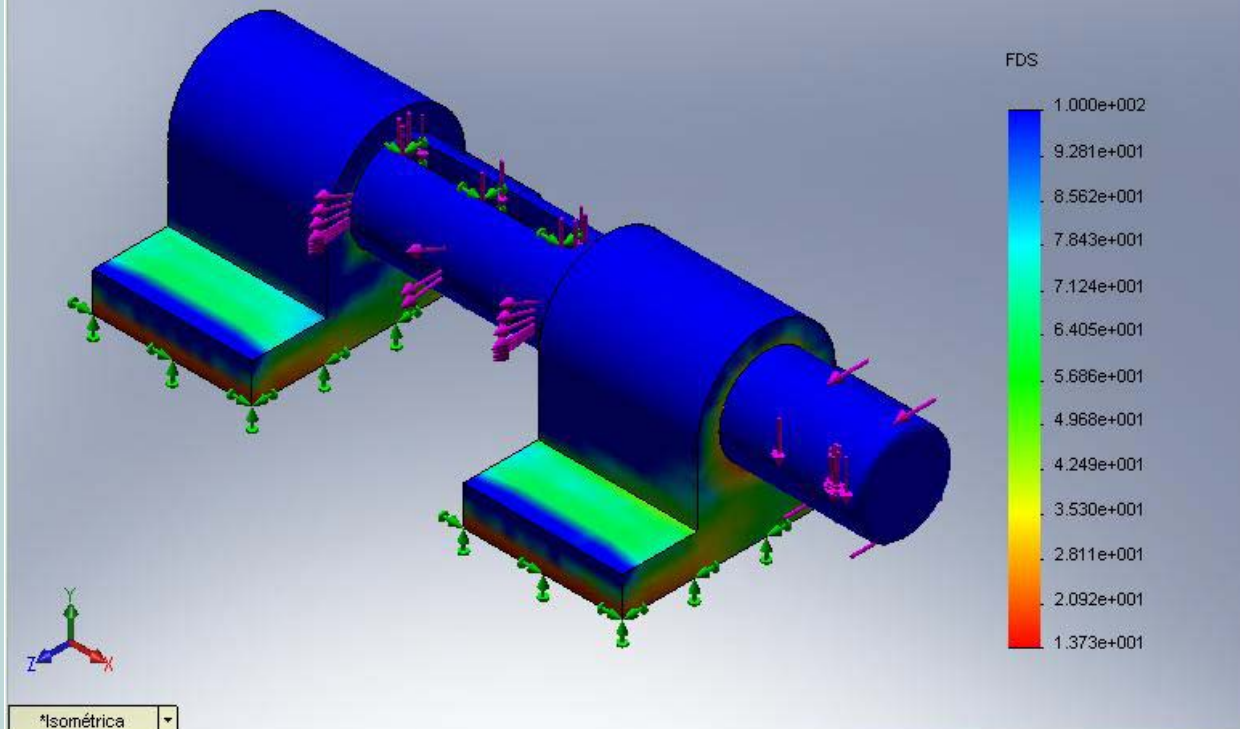
Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 15



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño2

JPEG

Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño2
Criterio: Tensión de cortadura máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 14



8. Apéndice

Nombre de material: Gray Cast Iron (SN)

Descripción:

Origen del material: Archivos de biblioteca

Nombre de biblioteca de materiales: cosmos materials

Tipo de modelo del material: Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	6.6178e+010	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.27	NA	Constante
Módulo cortante	5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7200	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	1.5166e+008	N/m ²	Constante
Límite de compresión	5.7217e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	45	W/(m.K)	Constante
Calor específico	510	J/(kg.K)	Constante

Nombre de material: AISI 4340 Steel, normalized

Descripción:

Origen del material: Archivos de biblioteca

Nombre de biblioteca de materiales: \aisi 4340 steel normalized

Tipo de modelo del material: Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	8e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	1.11e+009	N/m ²	Constante
Límite elástico	7.1e+008	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.23e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	44.5	W/(m.K)	Constante
Calor específico	475	J/(kg.K)	Constante

Anexo II

Análisis de fatiga de eje intermedio y chumaceras

1. **Introducción**
2. **Información de archivo**
3. **Curvas S-N**
4. **Cargas**
5. **Propiedad del estudio**
6. **Resultados**

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de CONTRAEJECHUMACERA150-813

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813

Ubicación del modelo: E:\VICTOR\SOLID\CONTRAEJECHUMACERA150-813.SLDASM

Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work

Nombre de estudio: Estudio 2 (-Predeterminado-)

3. Curvas S-N

4. Cargas

Sucesos			
Nombre	Nº de ciclos	Relación de carga(RC)	Estudio(s)
Suceso-1	1000000	-1	Estudio 1

5. Propiedad del estudio

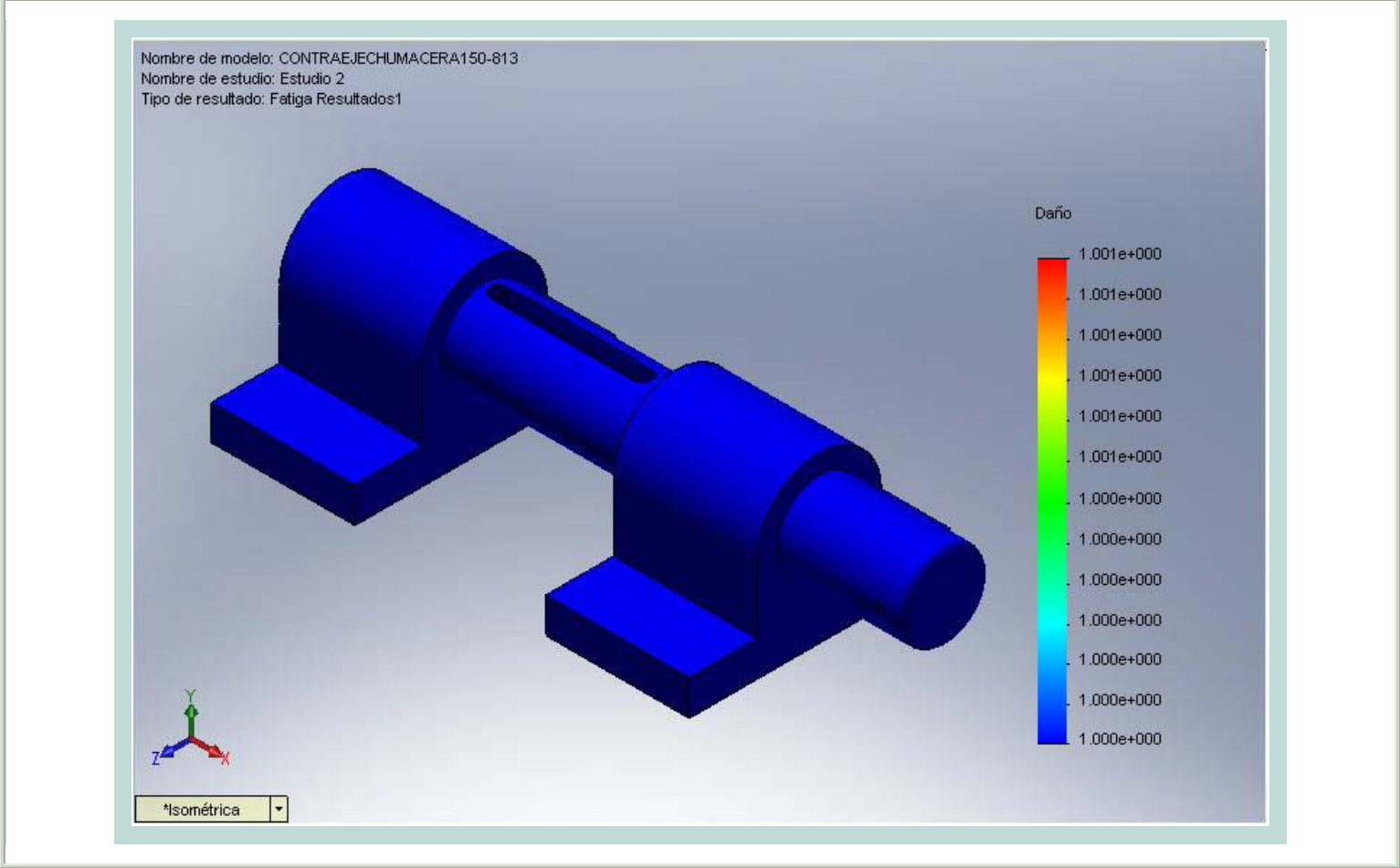
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Componente de tensión para el cómputo de tensión alterna	Intensidad del tensión(P1-P3)
Interpolación de curva S-N	Log-log
Factor de reducción de resistencia a la fatiga (Kf)	1
Cara de lámina	Superior

6. Resultados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Resultados1	Daño acumulado	1 Nodo: 1	(-382.815 mm, 37.104 mm, 75.4065 mm)	1 Nodo: 1	(-382.815 mm, 37.104 mm, 75.4065 mm)
Resultados2	Factor de seguridad	5.99084 Nodo: 3964	(119.599 mm, -145.251 mm, -230 mm)	4350.12 Nodo: 16951	(-213.528 mm, 86.9595 mm, -56.5736 mm)
Resultados3	Trazado de indicador de biaxialidad	-0.999838 Nodo: 2584	(-363.076 mm, -93.9724 mm, 90.3846 mm)	0.996301 Nodo: 9551	(-545.323 mm, 34.6634 mm, -25.9807 mm)
Resultados4	Vida total	1e+006 ciclos Nodo: 1	(-382.815 mm, 37.104 mm, 75.4065 mm)	1e+006 ciclos Nodo: 1	(-382.815 mm, 37.104 mm, 75.4065 mm)

CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 2-Resultados-Resultados1

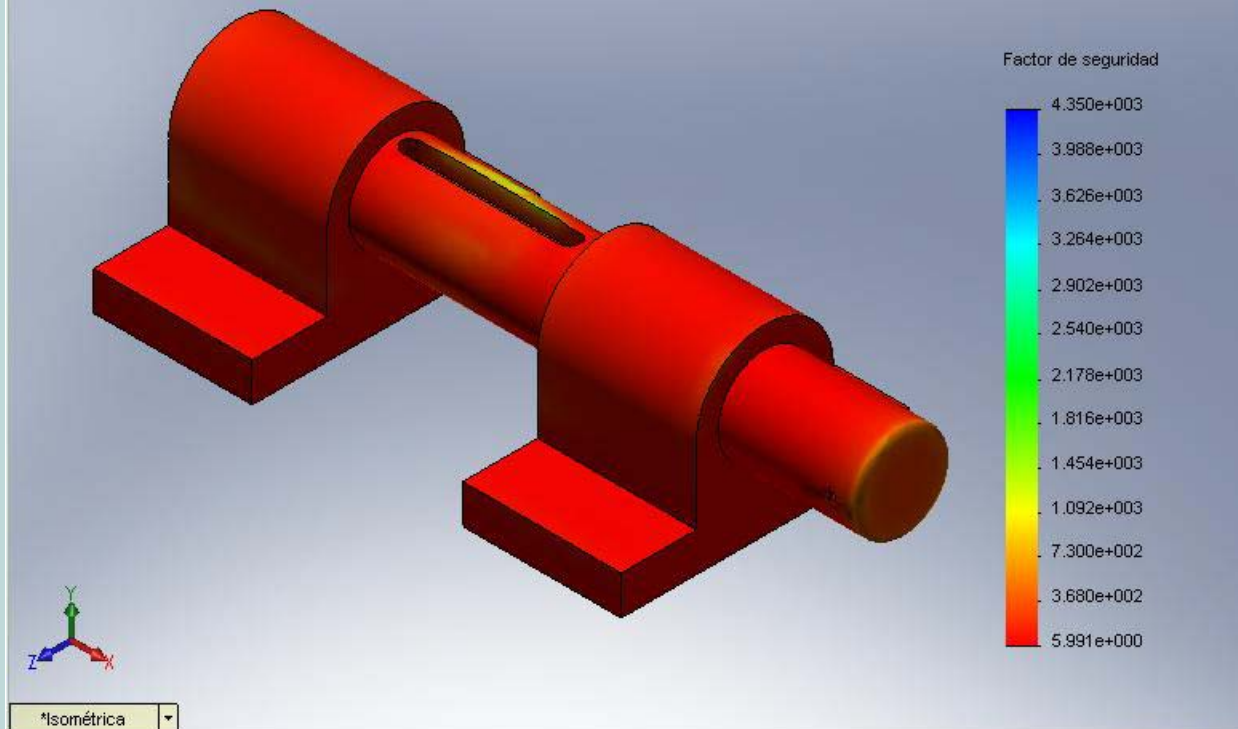
JPEG



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 2-Resultados-Resultados2

JPEG

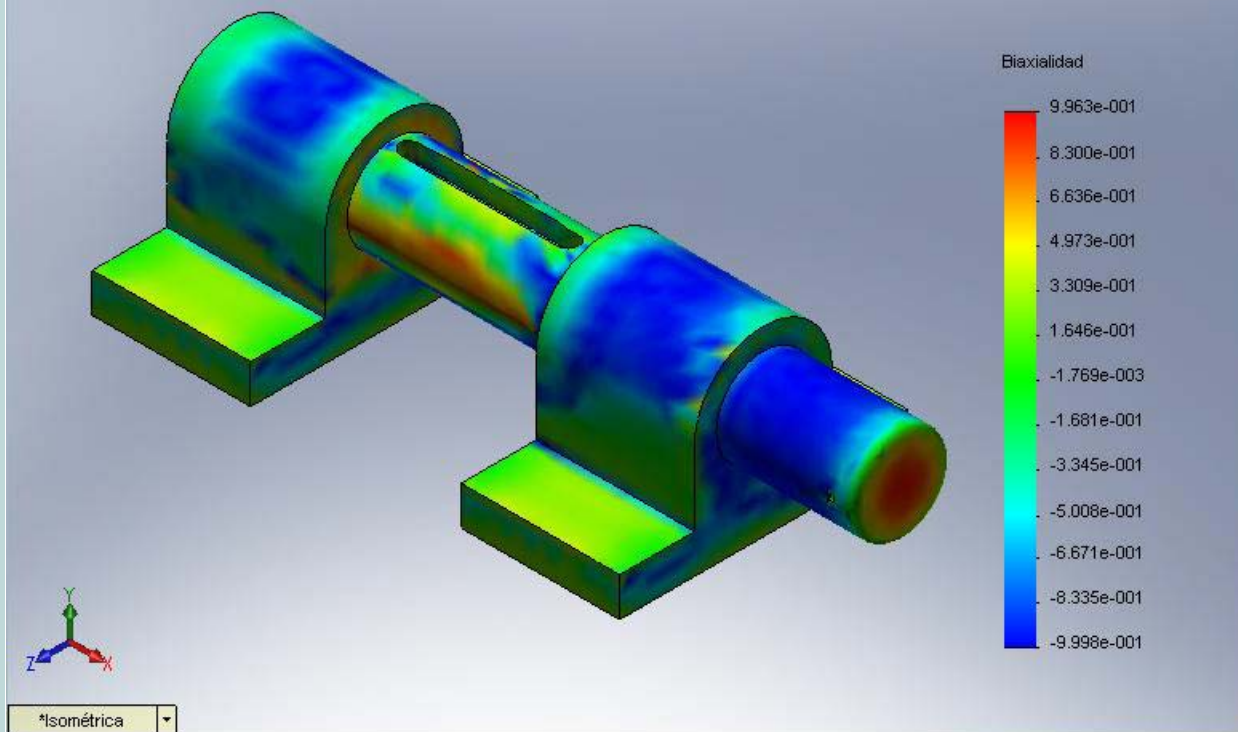
Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados2



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 2-Resultados-Resultados3

JPEG

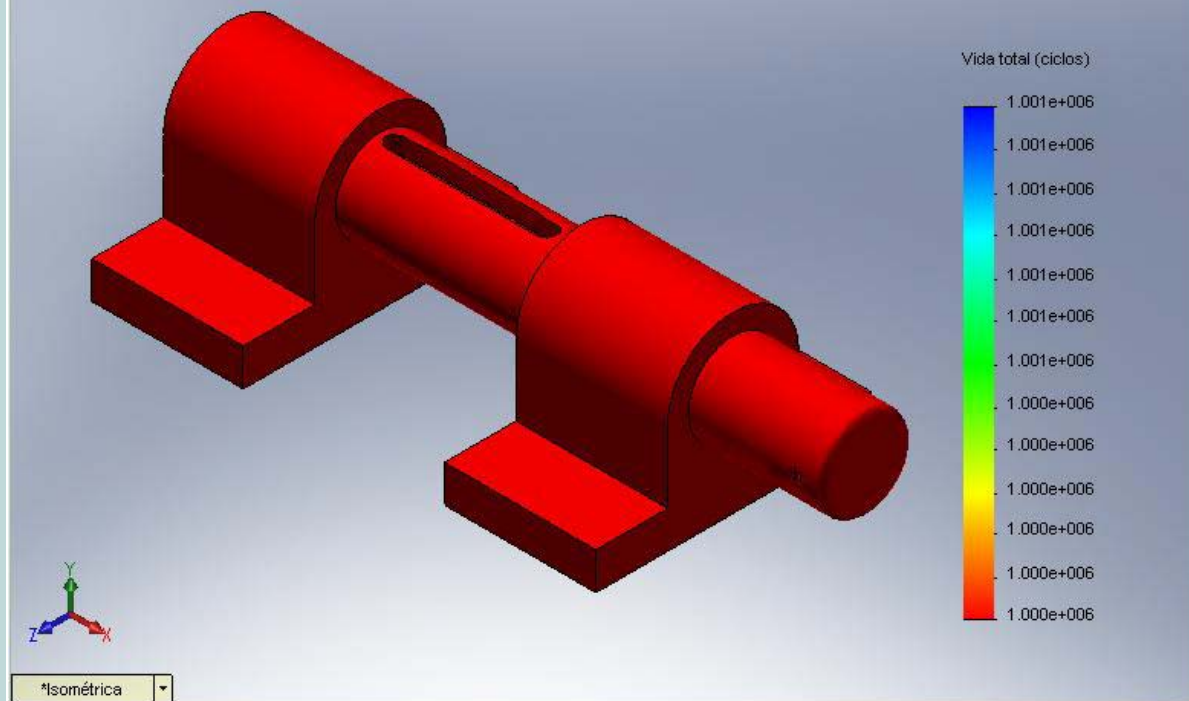
Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados3



CONTRAEJECHUMACERA150-813-Estudio 2-Resultados-Resultados4

JPEG

Nombre de modelo: CONTRAEJECHUMACERA150-813
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados4



Anexo III

Análisis de estudio estático en contraeje-spider-chumaceras

1. **Introducción**
2. **Información de archivo**
3. **Materiales**
4. **Información de cargas y restricciones**
5. **Propiedad del estudio**
6. **Contacto**
7. **Resultados**
8. **Apéndice**

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de contraeje-spider-chumaceras

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: contraeje-spider-chumaceras
Ubicación del modelo: E:\VICTOR\SOLID\contraeje-spider-chumaceras.SLDASM
Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work
Nombre de estudio: Estudio 1 (-Predeterminado-)

3. Materiales

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	CHUMACERA150-813-1	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	102.827 kg	0.0142816 m ³
2	CHUMACERA150-813-2	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	102.827 kg	0.0142816 m ³
3	CONTRAEJE 150-813-1	<u>AISI 4340 Steel, normalized</u>	149.722 kg	0.0190729 m ³
4	SPIDER SIMULACION-1	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	89.2245 kg	0.0123923 m ³

4. Información de cargas y restricciones

Restricción		
Restricción-2 <CONTRAEJE 150-813-1>	activar 1 Cara(s) fijo.	
Descripción:		
Restricción-3 <CONTRAEJE 150-813-1, CHUMACERA150-813-1, CHUMACERA150-813-2>	activar 3 Cara(s) fijo.	
Descripción:		
Carga		
Fuerza-1 <SPIDER SIMULACION-1, CONTRAEJE 150-813-1>	activar 2 Cara(s) aplicar momento de torsión 1 N-m con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-2 <CONTRAEJE 150-813-1>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 3000 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-3 <CONTRAEJE 150-813-1>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal -4104.4 lb utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Centrífuga-1	Centrífuga con respecto a con velocidad angular -200 rad/s y aceleración angular 0 rad/s^2	Carga secuencial
Descripción:		

5. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	39.158 mm
Tolerancia:	1.9579 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	13660
Número de nodos:	22909
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:08
Nombre de computadora:	PENTIUMIV

Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus
Opción:	Incluir efectos térmicos
Opción térmica:	Introducir temperatura
Opción térmica:	Temperatura de referencia a deformación unitaria cero: 298 Kelvin

6. Contacto

Estado de contacto: Caras en contacto - Unido

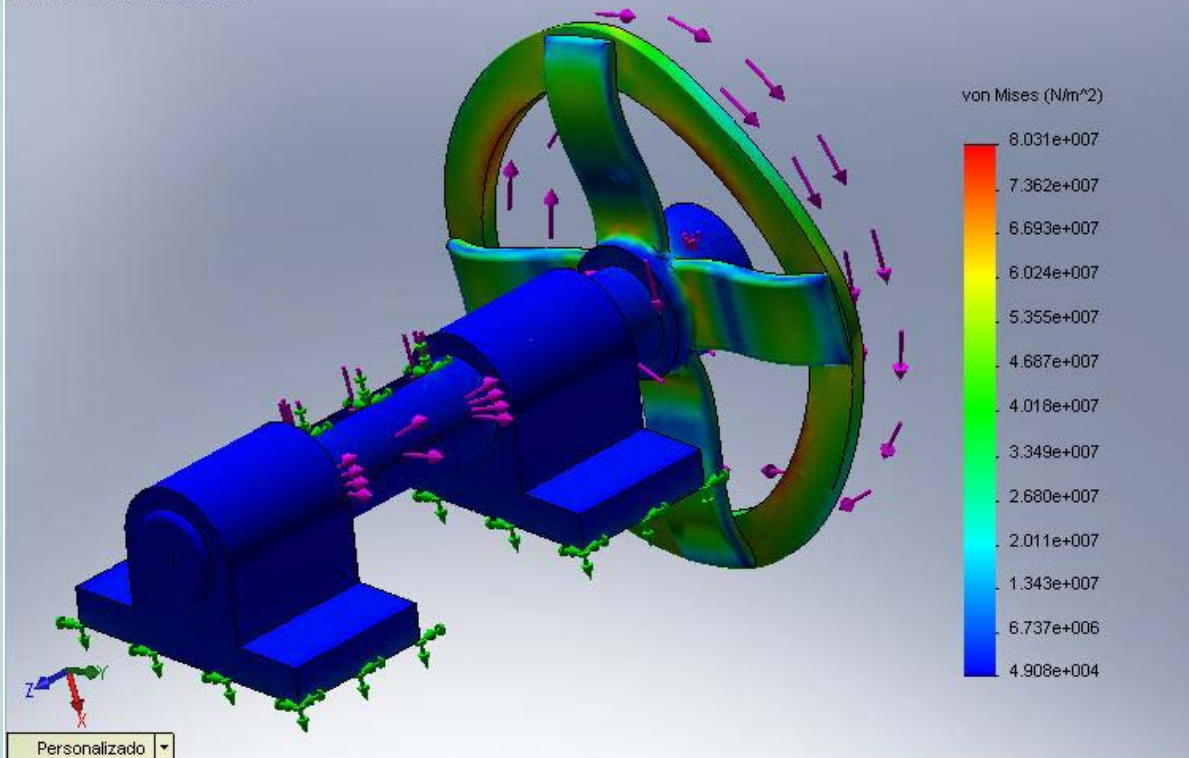
7. Resultados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	49078.5 N/m^2 Nodo: 1146	(134.959 mm, -97.8998 mm, 438.511 mm)	8.03069e+007 N/m^2 Nodo: 20443	(168.04 mm, 131.623 mm, 104.691 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 133	(246.22 mm, -247.185 mm, 511.082 mm)	0.0012148 m Nodo: 16239	(-70.6062 mm, 275.803 mm, -1.81938e-011 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6.09542e-007 Elemento: 9202	(78.7224 mm, -30.4325 mm, 688.955 mm)	0.000866997 Elemento: 12498	(363.927 mm, 237.019 mm, 19.95 mm)

contraeje-spider-chumaceras-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

JPEG

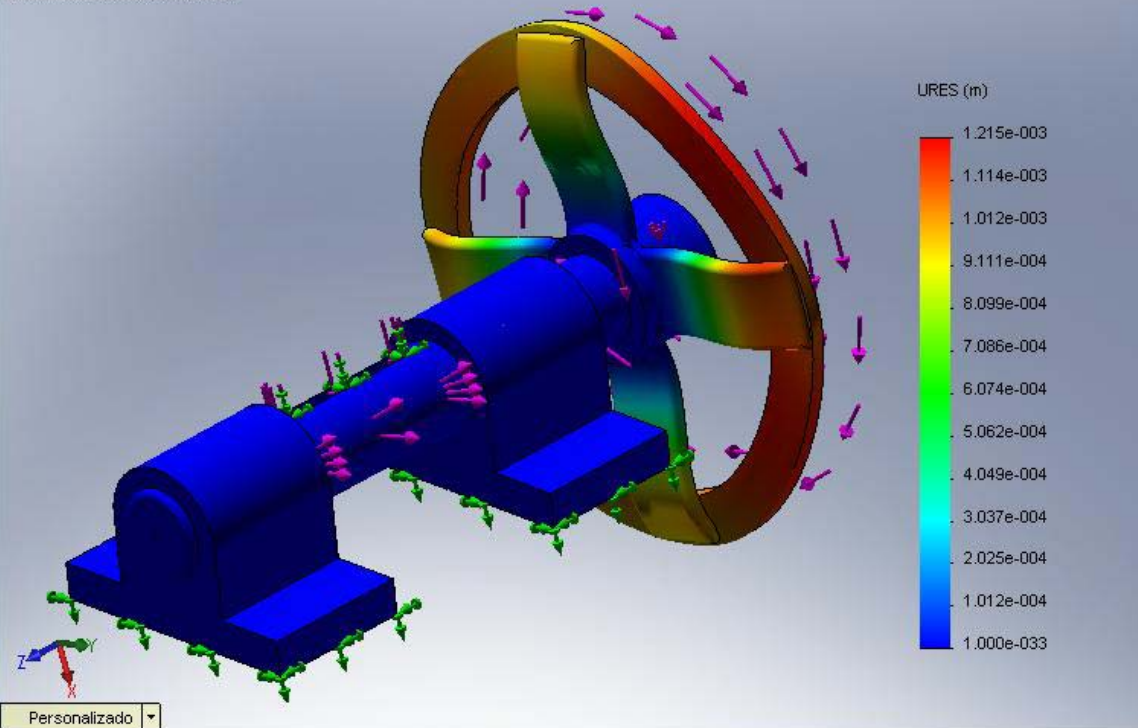
Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 94.148



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

JPEG

Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 94.148



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

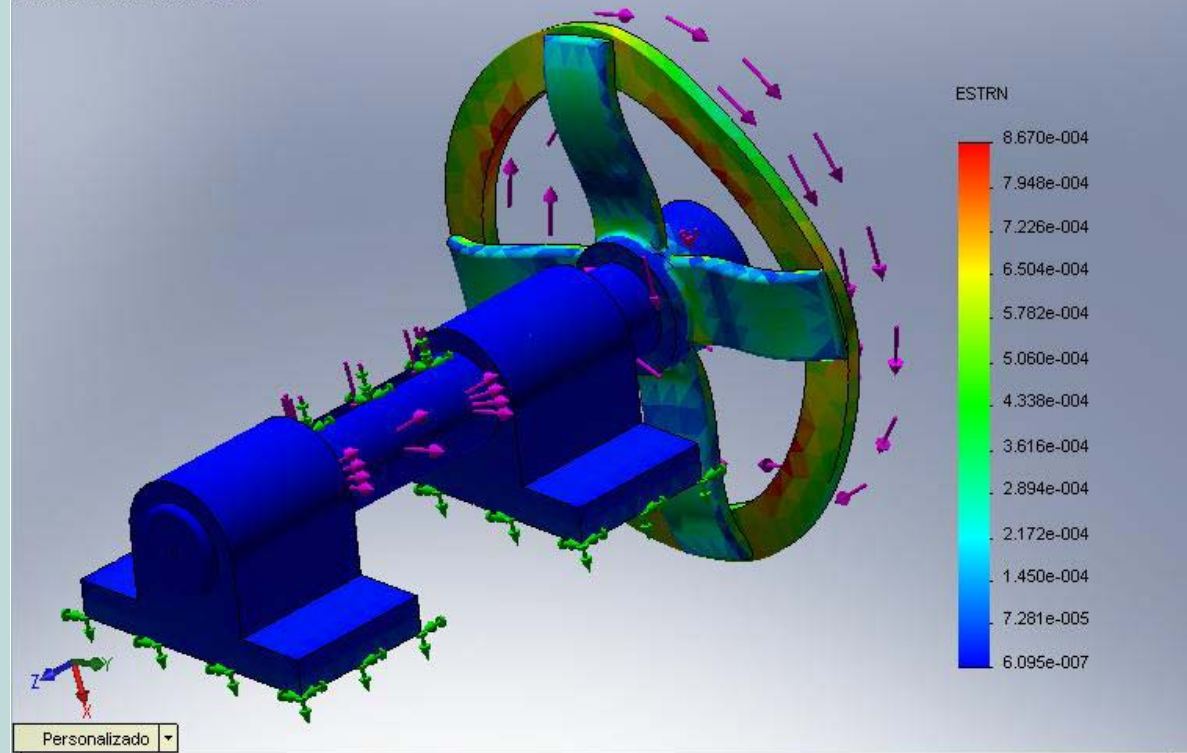
JPEG

Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1

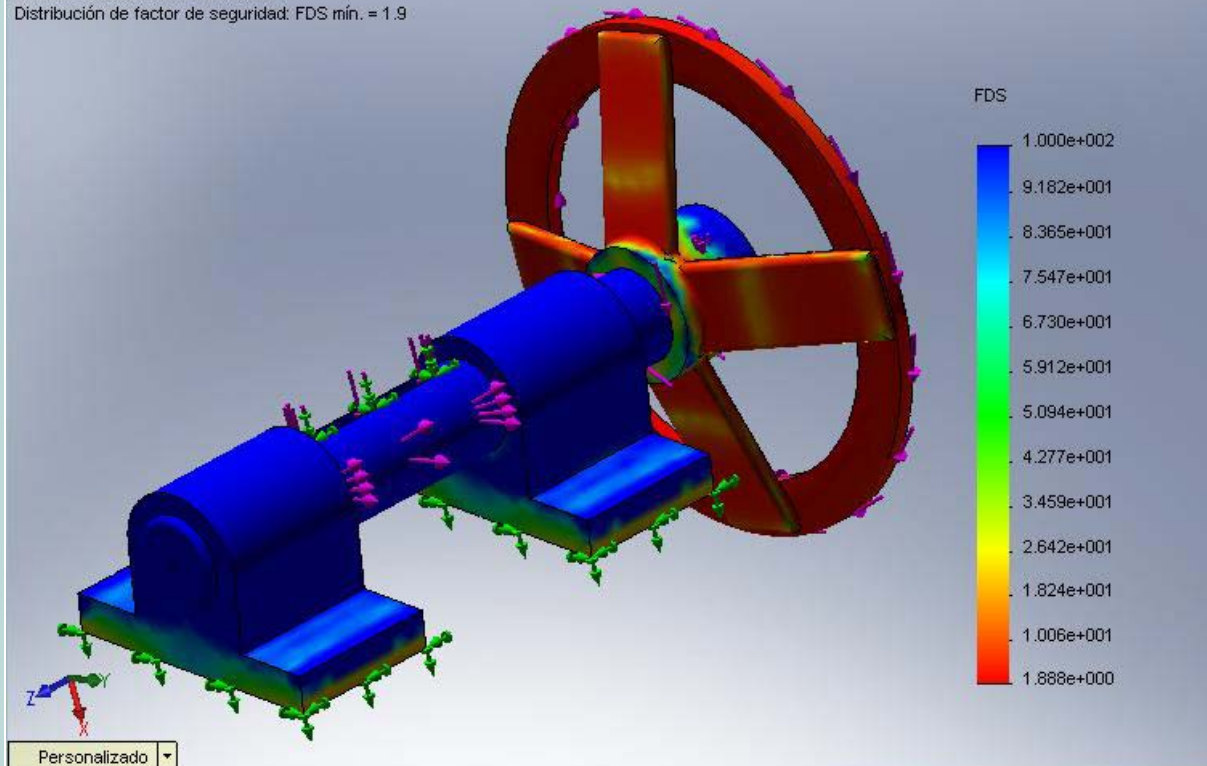
Escala de deformación: 94.148



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño1

JPEG

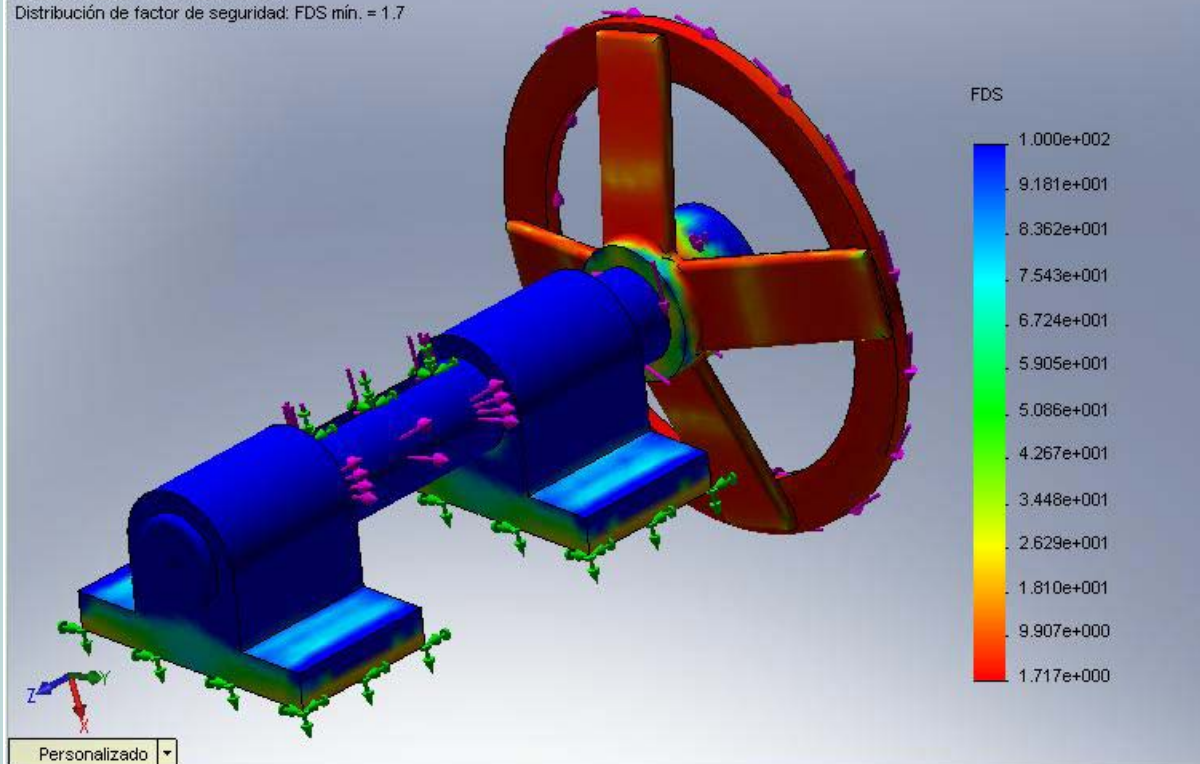
Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 1.9



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño2

JPEG

Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño2
Criterio: Tensión de cortadura máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 1.7



8. Apéndice

Nombre de material:	Gray Cast Iron (SN)
Descripción:	
Origen del material:	Archivos de biblioteca
Nombre de biblioteca de materiales:	cosmos materials
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	6.6178e+010	N/m^2	Constante
Coefficiente de Poisson	0.27	NA	Constante
Módulo cortante	5e+010	N/m^2	Constante
Densidad	7200	kg/m^3	Constante
Límite de tracción	1.5166e+008	N/m^2	Constante
Límite de compresión	5.7217e+008	N/m^2	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	45	W/(m.K)	Constante
Calor específico	510	J/(kg.K)	Constante

Nombre de material: AISI 4340 Steel, normalized

Descripción:

Origen del material: Archivos de biblioteca

Nombre de biblioteca de materiales: \aisi 4340 steel normalized

Tipo de modelo del material: Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	8e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	1.11e+009	N/m ²	Constante
Límite elástico	7.1e+008	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.23e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	44.5	W/(m.K)	Constante
Calor específico	475	J/(kg.K)	Constante

Anexo IV

Análisis de fatiga de contraeje-spider-chumaceras

1. **Introducción**
2. **Información de archivo**
3. **Curvas S-N**
4. **Cargas**
5. **Propiedad del estudio**
6. **Resultados**

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de contraeje-spider-chumaceras

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: contraeje-spider-chumaceras
Ubicación del modelo: E:\VICTOR\SOLID\contraeje-spider-chumaceras.SLDASM
Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work
Nombre de estudio: Estudio 2 (-Predeterminado-)

3. Curvas S-N

4. Cargas

Sucesos			
Nombre	Nº de ciclos	Relación de carga(RC)	Estudio(s)
Suceso-1	1000000	-1	Estudio 1

5. Propiedad del estudio

Interacción entre sucesos	Aleatoria
Componente de tensión para el cómputo de tensión alterna	Intensidad del tensión(P1-P3)
Interpolación de curva S-N	Log-log
Factor de reducción de resistencia a la fatiga (Kf)	1
Cara de lámina	Superior

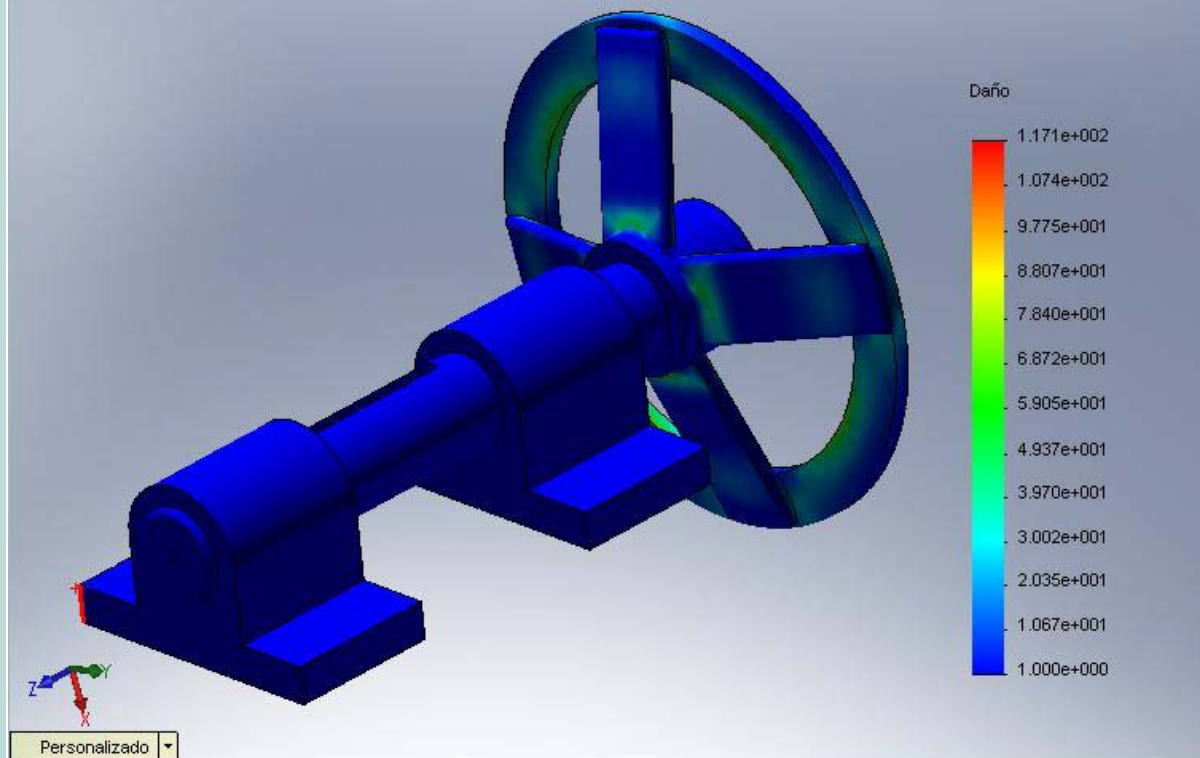
6. Resultados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Resultados1	Daño acumulado	1 Nodo: 1	(55.7778 mm, -19.3817 mm, 511.082 mm)	117.094 Nodo: 20442	(133.04 mm, 145.501 mm, 100.375 mm)
Resultados2	Vida total	8540.14 ciclos Nodo: 20442	(133.04 mm, 145.501 mm, 100.375 mm)	1e+006 ciclos Nodo: 1	(55.7778 mm, -19.3817 mm, 511.082 mm)
Resultados3	Factor de seguridad	0.311231 Nodo: 20442	(133.04 mm, 145.501 mm, 100.375 mm)	2038.85 Nodo: 15023	(71.2262 mm, -38.252 mm, 685.462 mm)
Resultados4	Trazado de indicador de biaxialidad	-0.999811 Nodo: 360	(63.0738 mm, 111.783 mm, 311.511 mm)	0.997814 Nodo: 8290	(85.8768 mm, 10.7164 mm, 1021.6 mm)

contraeje-spider-chumaceras-Estudio 2-Resultados-Resultados1

JPEG

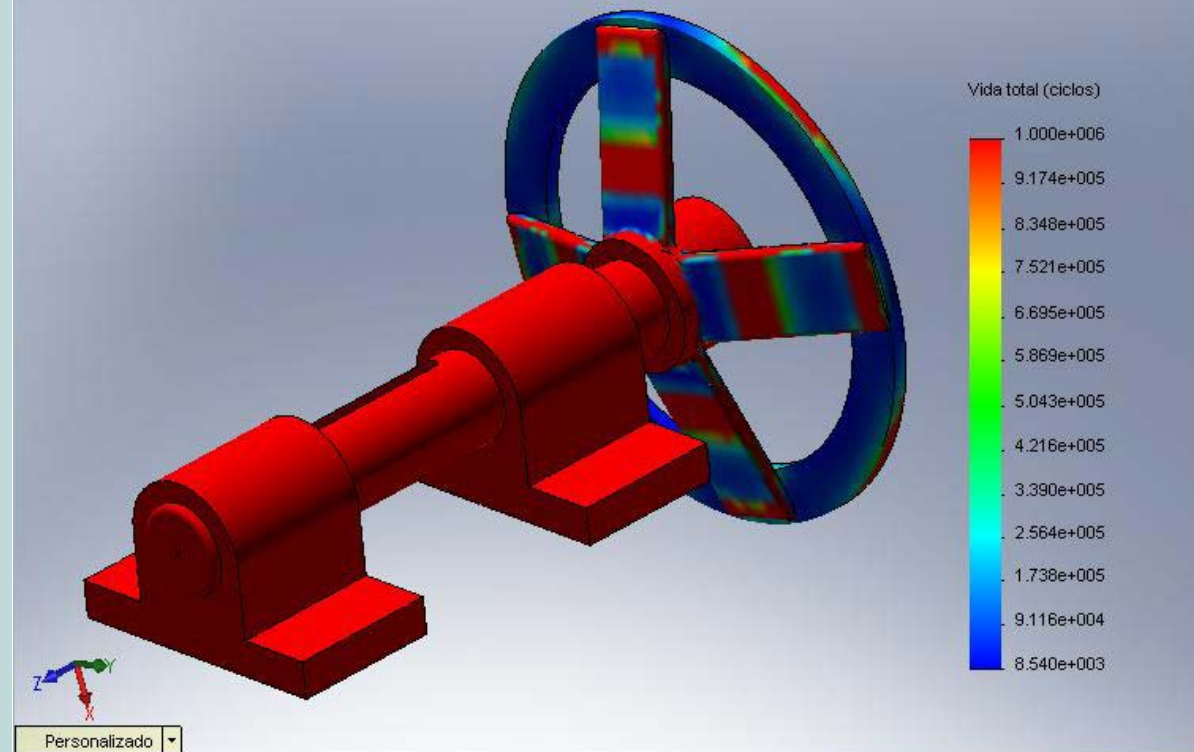
Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados1



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 2-Resultados-Resultados2

JPEG

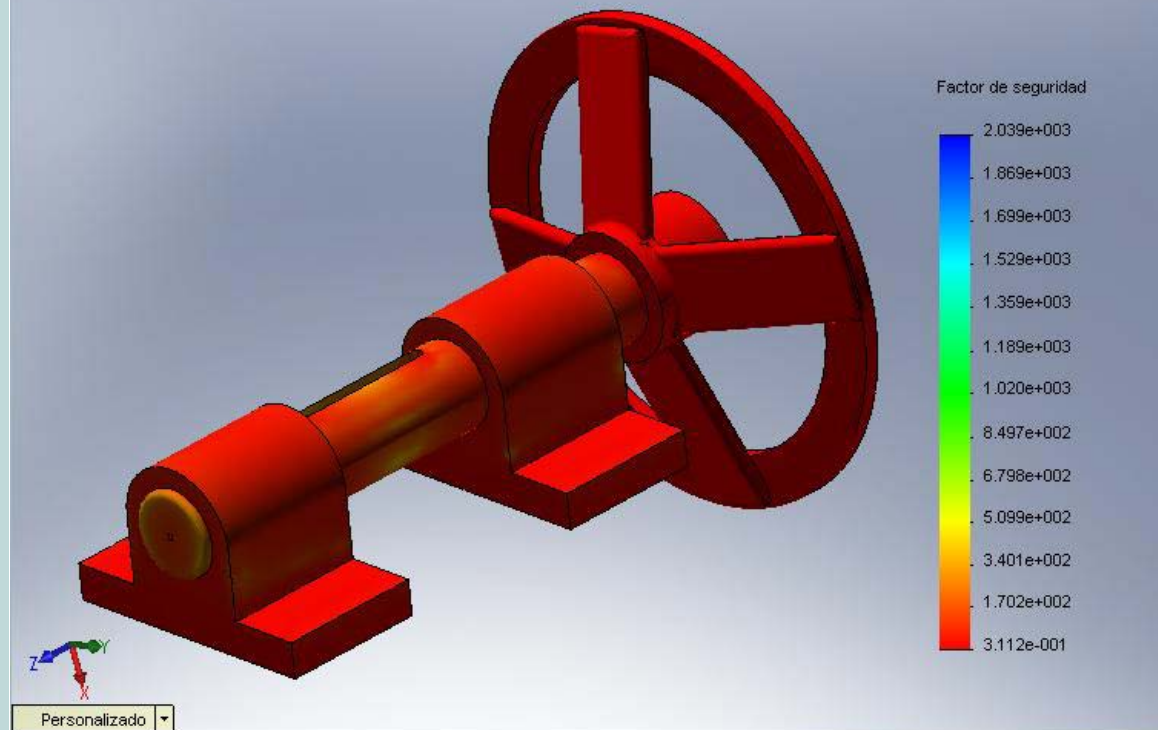
Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados2



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 2-Resultados-Resultados3

JPEG

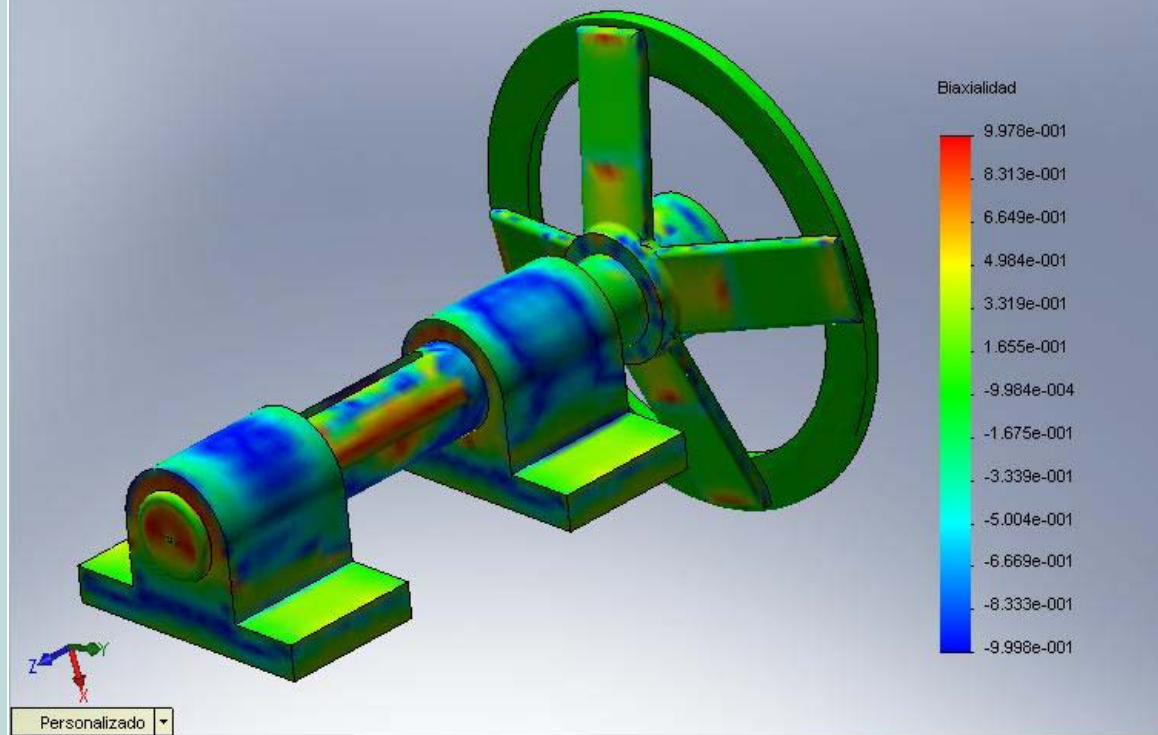
Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados3



contraeje-spider-chumaceras-Estudio 2-Resultados-Resultados4

JPEG

Nombre de modelo: contraeje-spider-chumaceras
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de resultado: Fatiga Resultados4



Anexo V

Análisis de tensiones

1. **Introducción**
2. **Información de archivo**
3. **Materiales**
4. **Información de cargas y restricciones**
5. **Propiedad del estudio**
6. **Contacto**
7. **Resultados**
 - a. **Resultados predeterminados**
8. **Apéndice**

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de chaveta real

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: chaveta real
Ubicación del modelo: D:\chaveta real.SLDPRT
Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work
Nombre de estudio: Estudio 1 (-Predeterminado-)

3. Materiales

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	Part1	<u>AISI 1045 Steel, cold drawn</u>	2.79868 kg	0.000356519 m^3

4. Información de cargas y restricciones

Restricción		
Restricción-1 <chaveta real>	activar 7 Cara(s) fijo.	
Descripción:		
Carga		
Fuerza-1 <chaveta real>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 38874 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		

5. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	7.0927 mm
Tolerancia:	0.35463 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	7484
Número de nodos:	11679
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:01
Nombre de computadora:	GERENCIA1
Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus
Opción:	Incluir efectos térmicos
Opción térmica:	Introducir temperatura
Opción térmica:	Temperatura de referencia a deformación unitaria cero: 298 Kelvin

6. Contacto

Estado de contacto: Caras en contacto - Unido

7. Resultados

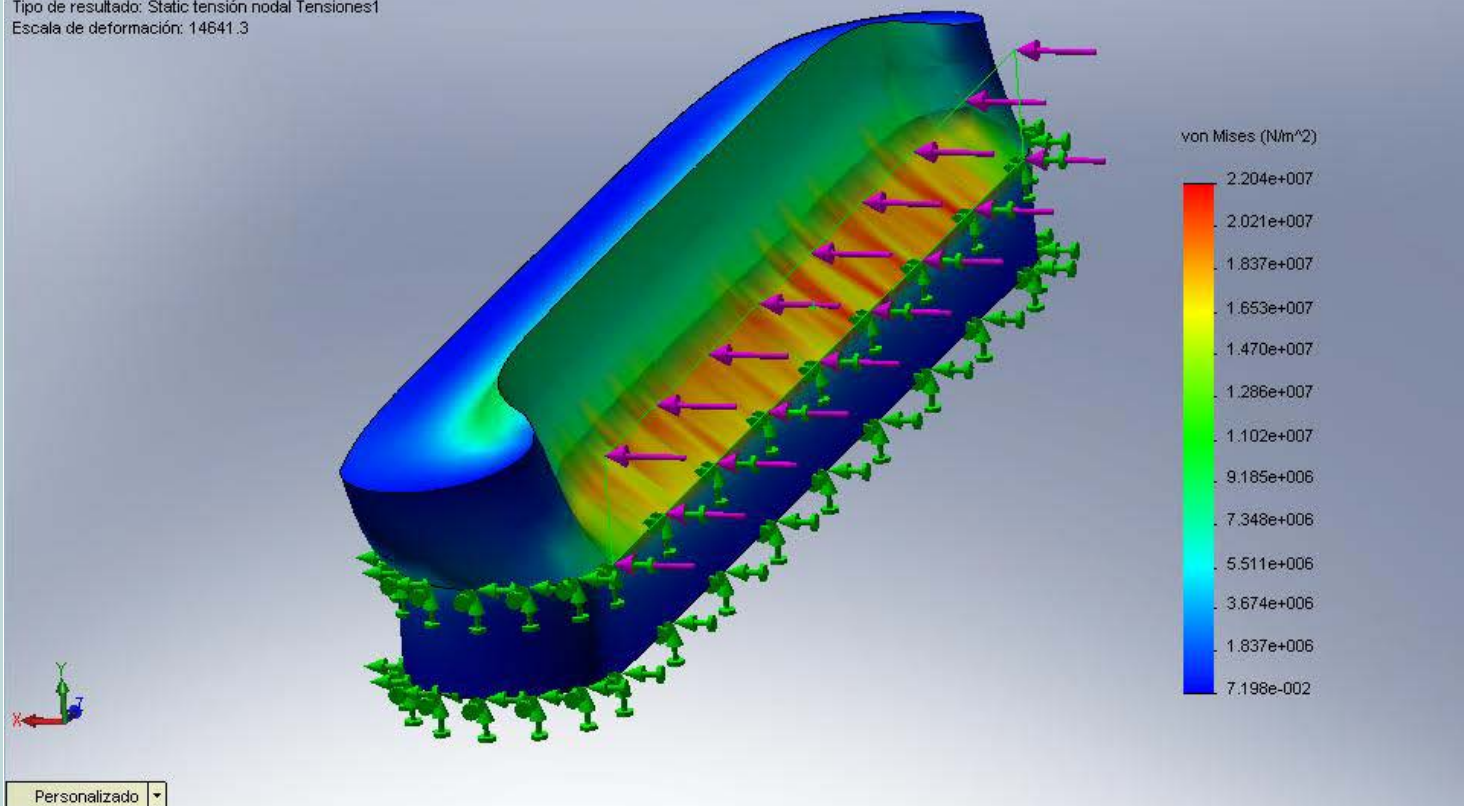
7a. Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0719816 N/m^2 Nodo: 10540	(-1.65245 mm, -6.16329 mm, 19.0677 mm)	2.2043e+007 N/m^2 Nodo: 11508	(-39.7524 mm, 12.8867 mm, 202.758 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 1	(-39.7524 mm, -6.16329 mm, 15.5352 mm)	1.83072e-006 m Nodo: 361	(-39.7524 mm, 31.9367 mm, 107.38 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.74237e-007 Elemento: 3773	(-29.1436 mm, -4.57579 mm, 249.749 mm)	8.9094e-005 Elemento: 952	(-38.4319 mm, 15.0034 mm, 81.9167 mm)

chaveta real-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

JPEG

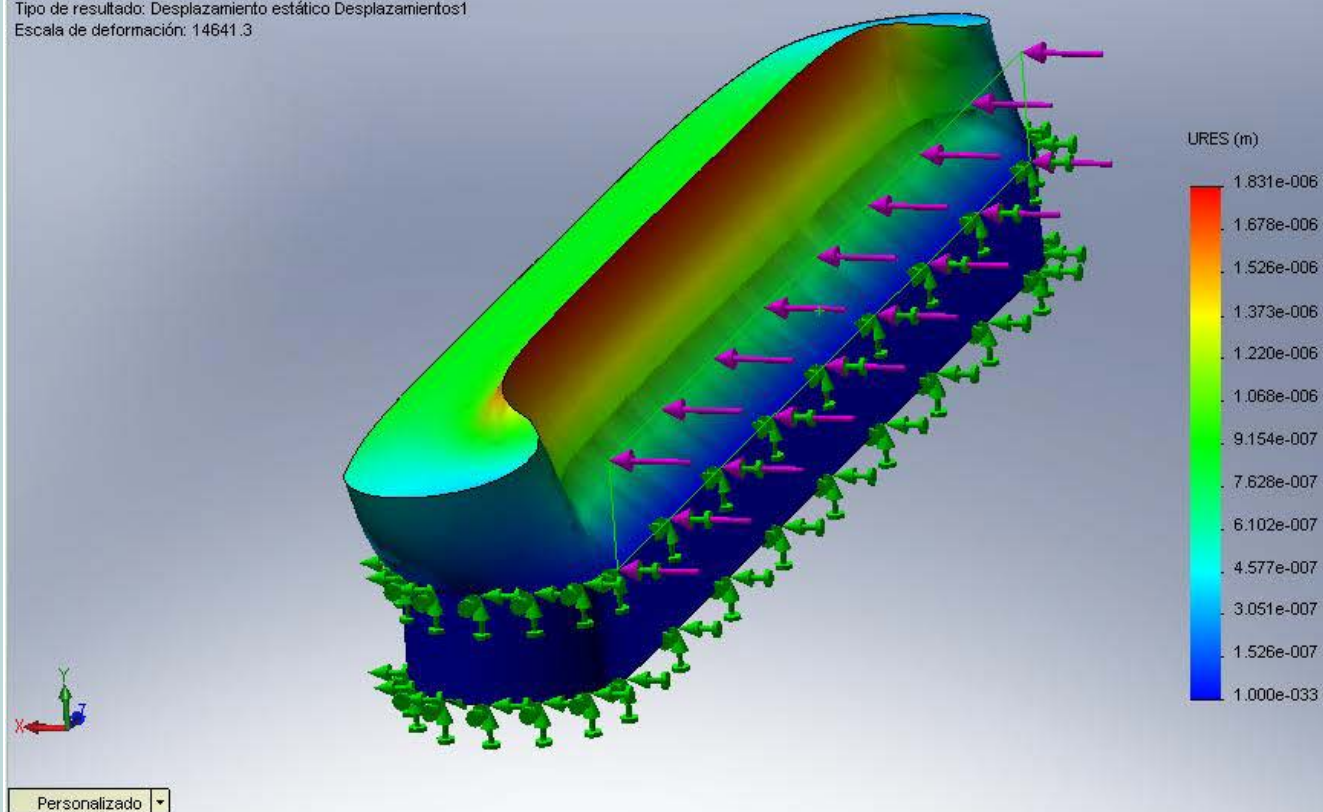
Nombre de modelo: chaveta real
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 14641.3



chaveta real-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

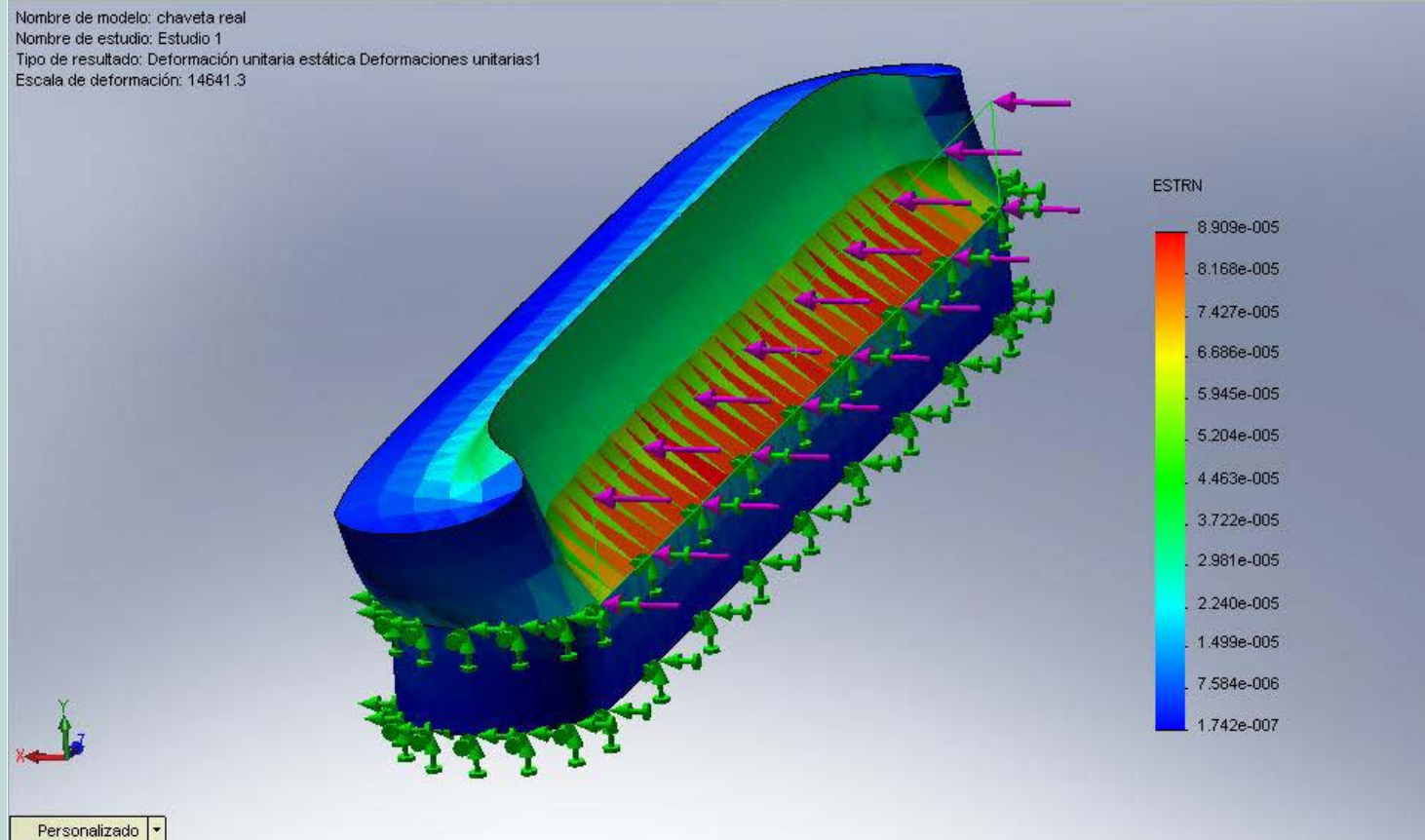
JPEG

Nombre de modelo: chaveta real
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 14641.3



chaveta real-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

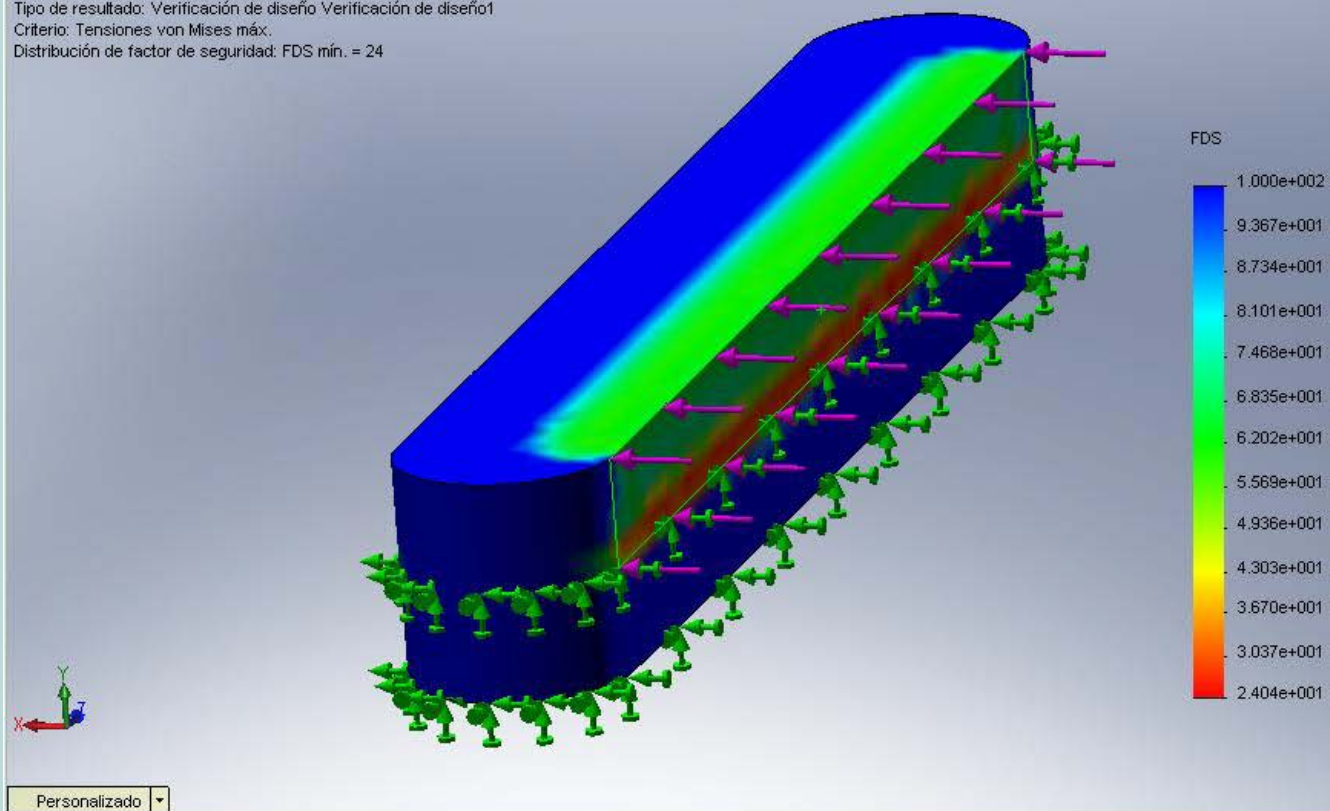
JPEG



chaveta real-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño1

JPEG

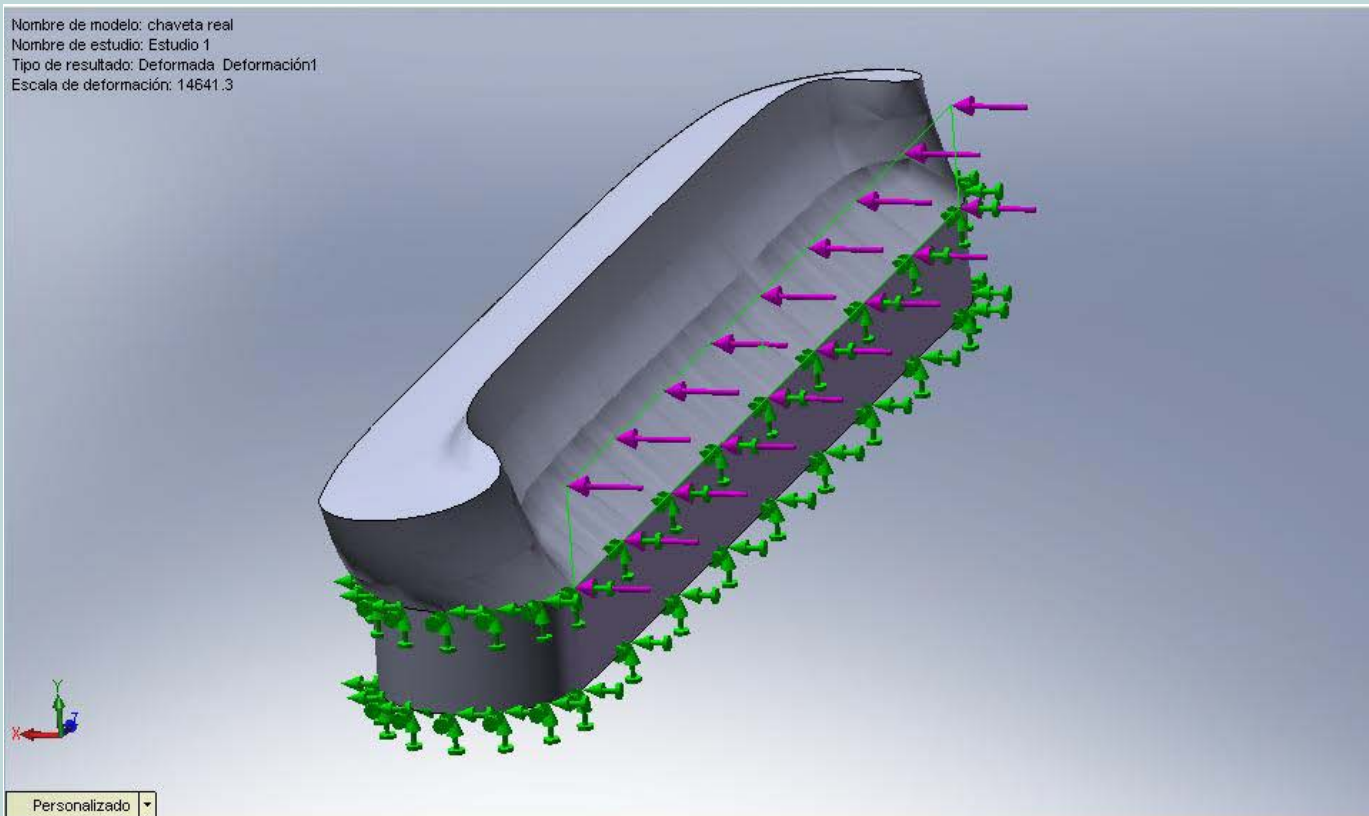
Nombre de modelo: chaveta real
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 24



chaveta real-Estudio 1-Deformación-Deformación1

JPEG

Nombre de modelo: chaveta real
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformada: Deformación1
Escala de deformación: 14641.3



8. Apéndice

Nombre de material: AISI 1045 Steel, cold drawn

Descripción:

Origen del material: Archivos de biblioteca

Nombre de biblioteca de materiales: cosmos materials

Tipo de modelo del material: Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	8e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	6.25e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	5.3e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.15e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	49.8	W/(m.K)	Constante
Calor específico	486	J/(kg.K)	Constante

Anexo VI

Análisis de tensiones

1. **Introducción**
 2. **Información de archivo**
 3. **Materiales**
 4. **Información de cargas y restricciones**
 5. **Propiedad del estudio**
 6. **Contacto**
 7. **Resultados**
 - a. **Resultados predeterminados**
 8. **Apéndice**
-

1. Introducción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de SPIDER SIMULACION

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. COSMOSWorks le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

2. Información de archivo

Nombre del modelo: SPIDER SIMULACION

Ubicación del modelo: D:\SPIDER SIMULACION.SLDPRT

Ubicación de resultados: C:\Archivos de programa\SolidWorks\COSMOS\work

Nombre de estudio: Estudio 1 (-Predeterminado-)

3. Materiales

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	SPIDER SIMULACION	<u>Gray Cast Iron (SN)</u>	89.2245 kg	0.0123923 m^3

4. Información de cargas y restricciones

Restricción		
Restricción-1 <SPIDER SIMULACION>	activar 1 Cara(s) fijo.	
Descripción:		
Carga		
Fuerza-1 <SPIDER SIMULACION>	activar 12 Cara(s) aplicar momento de torsión 25995 lb-in con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		

5. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	23.145 mm
Tolerancia:	1.1572 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	9374
Número de nodos:	17470
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	GERENCIA1

Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus
Opción:	Incluir efectos térmicos
Opción térmica:	Introducir temperatura
Opción térmica:	Temperatura de referencia a deformación unitaria cero: 298 Kelvin

6. Contacto

Estado de contacto: Caras en contacto - Unido

7. Resultados

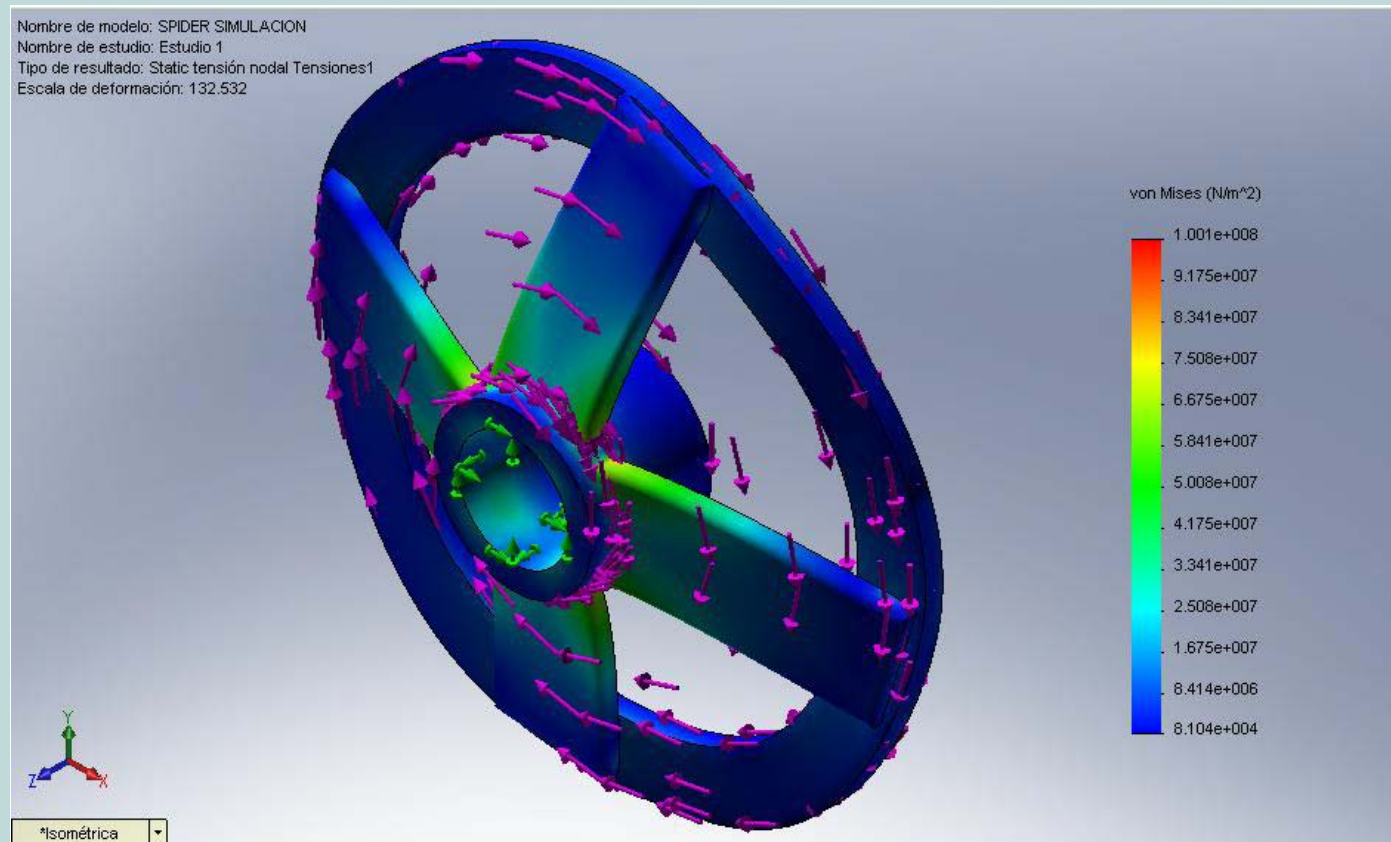
7a. Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	81039.4 N/m^2 Nodo: 16575	(233.592 mm, 231.761 mm, 7.90735 mm)	1.00079e+008 N/m^2 Nodo: 13622	(68.8531 mm, -85.4414 mm, 113.357 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 6	(-8.66025 mm, 74.9075 mm, 81.3455 mm)	0.00061361 m Nodo: 944	(-33.4859 mm, -404.115 mm, 0 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.45747e-006 Elemento: 5191	(-2.06188 mm, -333.977 mm, 3.71777 mm)	0.00099476 Elemento: 239	(-90.2072 mm, 62.3127 mm, 114.595 mm)

SPIDER SIMULACION-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

JPEG

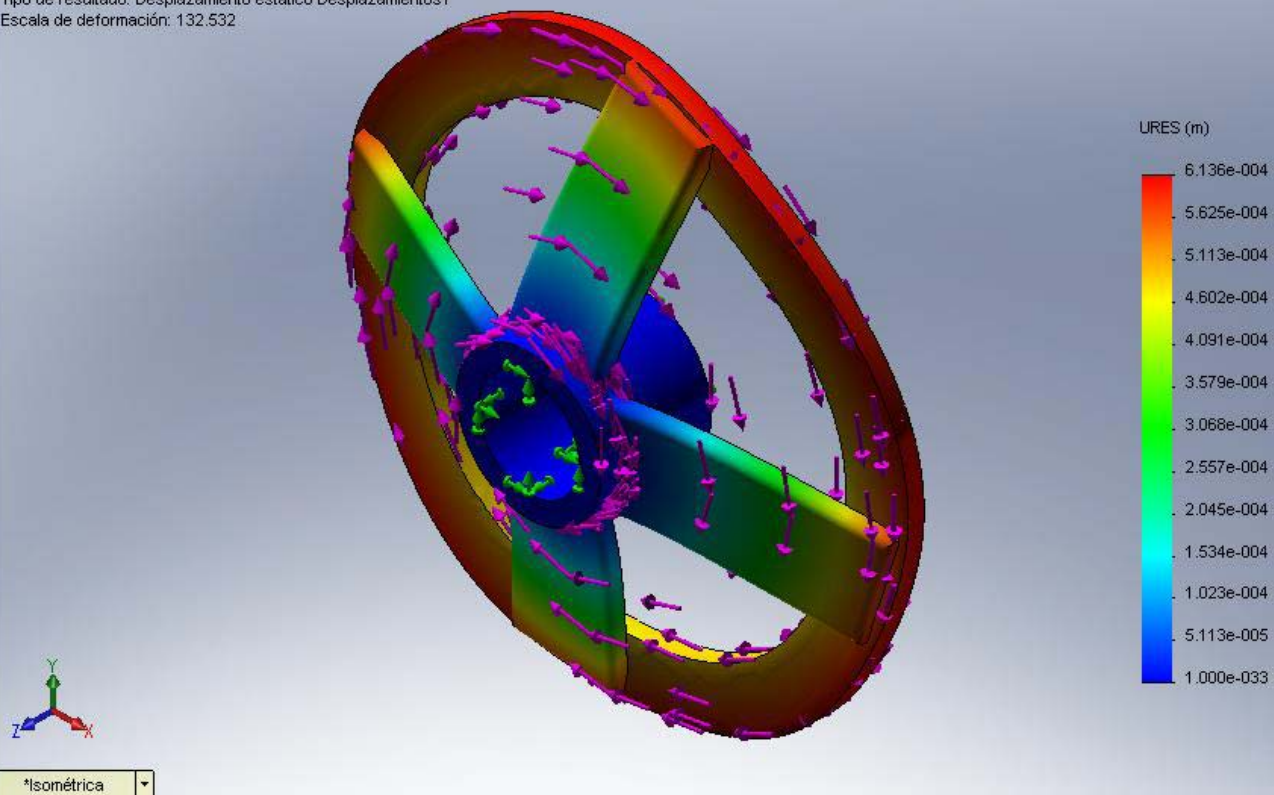
Nombre de modelo: SPIDER SIMULACION
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 132.532



SPIDER SIMULACION-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

JPEG

Nombre de modelo: SPIDER SIMULACION
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 132.532



SPIDER SIMULACION-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

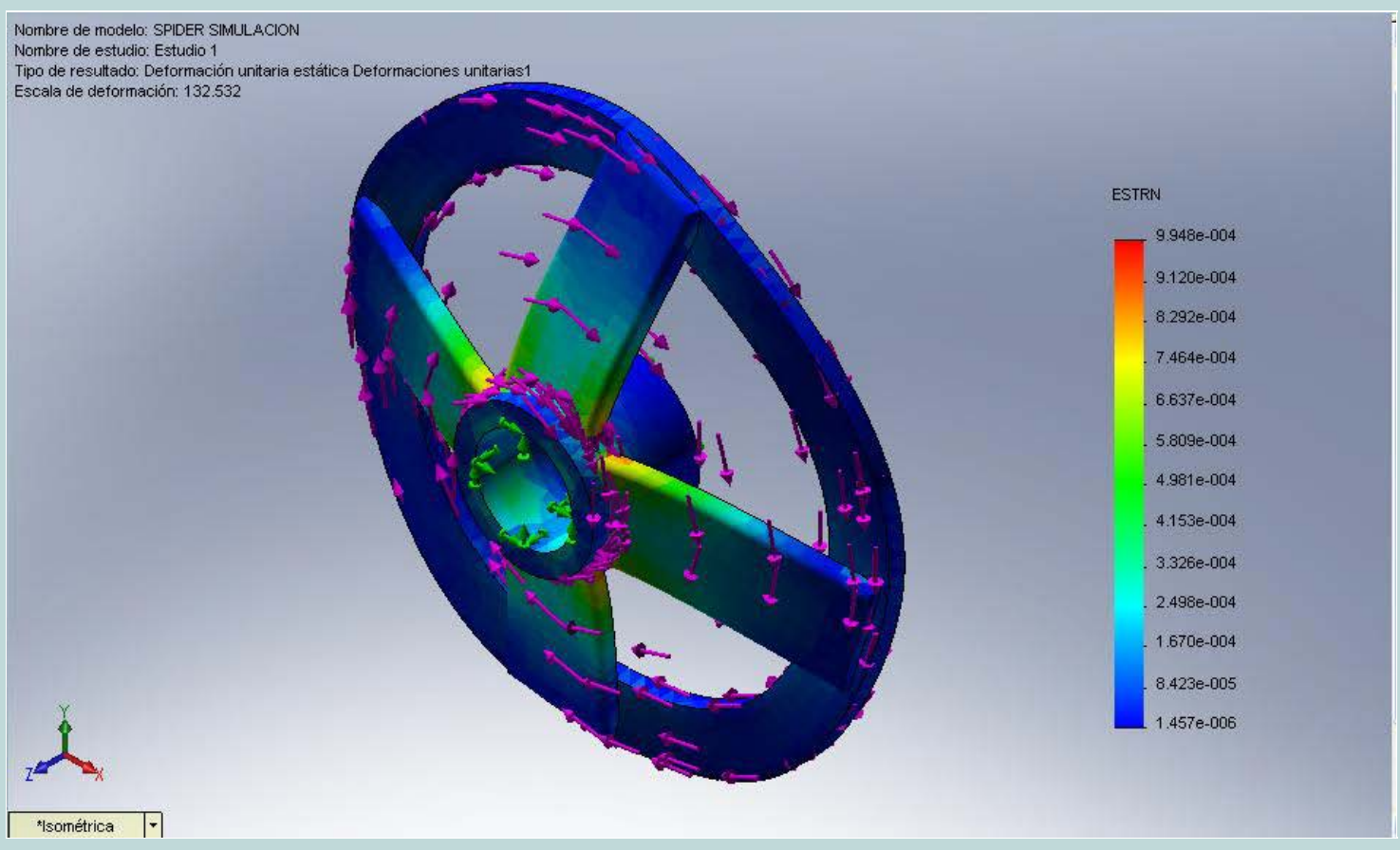
JPEG

Nombre de modelo: SPIDER SIMULACION

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1

Escala de deformación: 132.532



SPIDER SIMULACION-Estudio 1-Verificación de diseño-Verificación de diseño1

JPEG

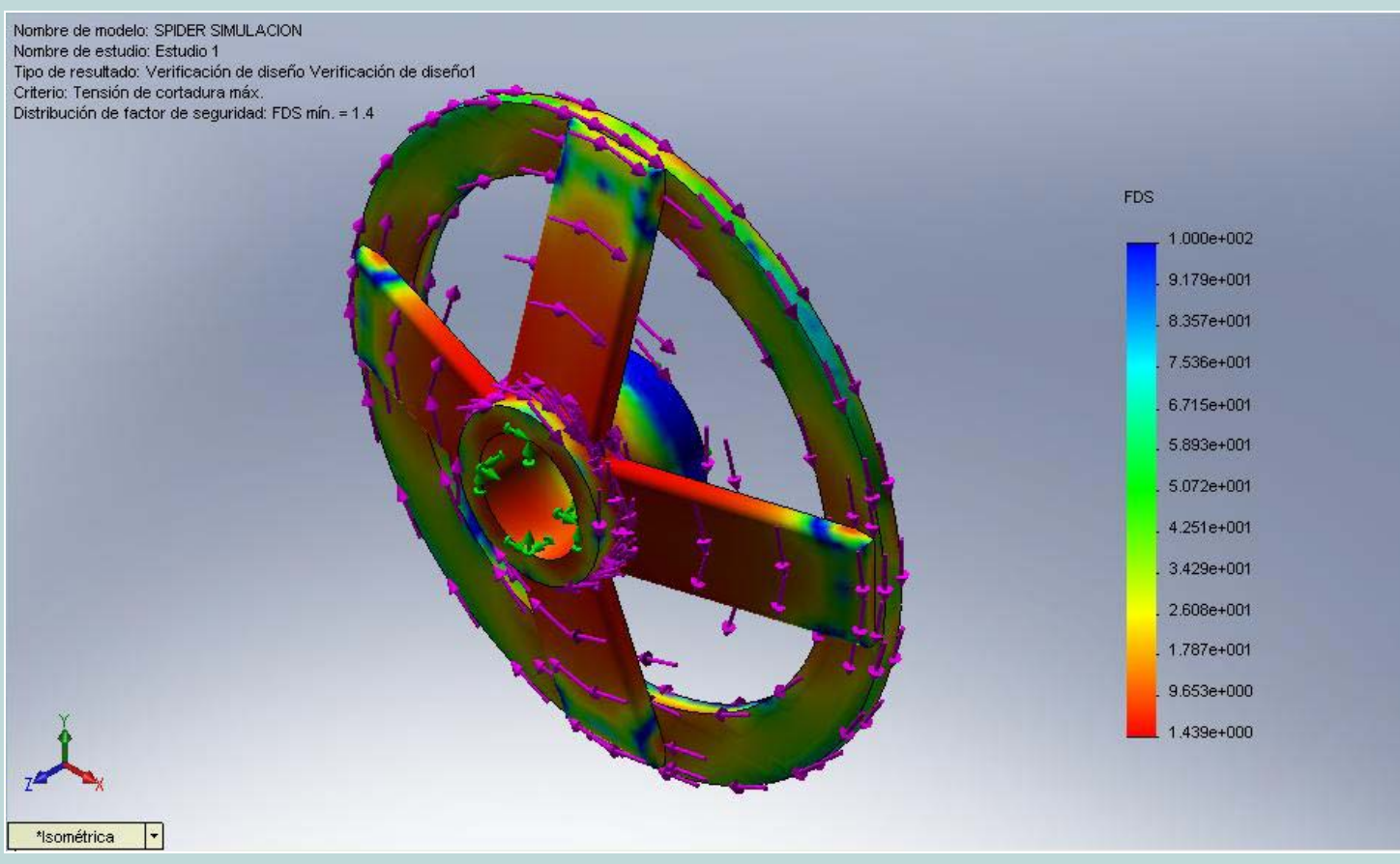
Nombre de modelo: SPIDER SIMULACION

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1

Criterio: Tensión de cortadura máx.

Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 1.4



SPIDER SIMULACION-Estudio 1-Deformación-Deformación1

JPEG

Nombre de modelo: SPIDER SIMULACION
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformada Deformación1
Escala de deformación: 132.532



*Isométrica

8. Apéndice

Nombre de material: Gray Cast Iron (SN)

Descripción:

Origen del material: Archivos de biblioteca

Nombre de biblioteca de materiales: cosmos materials

Tipo de modelo del material: Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	6.6178e+010	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.27	NA	Constante
Módulo cortante	5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7200	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	1.5166e+008	N/m ²	Constante
Límite de compresión	5.7217e+008	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	45	W/(m.K)	Constante
Calor específico	510	J/(kg.K)	Constante

Anexo VII



V 155

VCN

AISI: ~ 4340 H
DIN : 34 Cr Ni Mo 6
W N°: 1.6582

Tipo de aleación: C 0.34 Si 0.30 Mn 0.50 Cr 1.5 Ni 1.5 Mo 0.2 %
Color de identificación: Verde
Estado de suministro: **Bonificado** 800 - 1300 N/mm² (240 - 380 HB)
Largos standard de Stock 3.5 - 5 metros

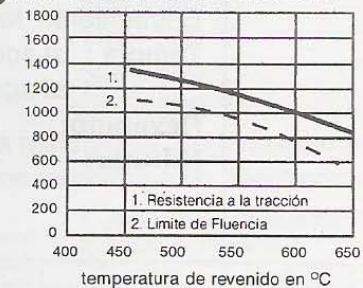
Acero especial de bonificación al cromo-níquel-molibdeno altamente resistente a la tracción, a la torsión, y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes de bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

INSTRUCCIONES PARA EL TRATAMIENTO

Forjado: 1050 - 850 °C
Recocido: 650 - 700 °C
Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
Revenido: 540 - 680 °C
Normalizado: 850 - 880 °C
Nitrurar: 580 °C

DIAGRAMA DE BONIFICACION



Resistencia en estado recocido		CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo=5d) % min.	Estricción % min.	Resiliencia según DVM JOULE (kpm/cm ²)
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41(6)
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48(7)
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48(7)
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48(7)
		160	250	590	780 - 930	13	55	48(7)

RECOMENDACIONES PARA EL TORNEADO CON PASTILLAS SOLDADAS

Estado	Prof. de corte m.m.	Avance mm/Rev.	Calidad BOHLERIT	<°	Velocidad de corte m/min.
Bonificado	1 a 4	0.2 a 0.4	HB 05 HB 20	+	210 a 100
	4 a 8	0.3 a 0.6		±	130 a 85
Templado	1 a 4	0.2 a 0.4	HB 05 HB 20	±	100 a 60
	4 a 8	0.3 a 0.6		±	70 a 40

Soldadura: no se recomienda soldar este acero por su muy alta sensibilidad a la influencia del calor.