

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño de un Gancho de 150 Toneladas para Perforación Petrolera ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

LUIS ENRIQUE CORREA ROSALES

PROMOCION: 1982 - 2

LIMA . PERU . 1991

EXTRACTO

TITULO DE TESIS: "DISEÑO DE UN GANCHO DE 150 TONELADAS PARA PERFORACION PETROLERA".

AUTOR : LUIS ENRIQUE CORREA ROSALES.

TITULO A OPTAR : INGENIERO MECANICO-ELECTRICISTA.

PROGRAMA : FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA.

UNIVERSIDAD : UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERA.

CIUDAD : LIMA.

AÑO : 1991.

Considerando la poca información que existe en nuestro medio sobre el diseño de ganchos para perforación petrolera, es que se presenta este trabajo que consta de los siguientes capítulos:

- I. **Introducción:** En esta parte se indica los alcances y limitaciones del proyecto.
- II. **Generalidades:** Se describe el proceso de perforación petrolera empleada en nuestro país y la importancia del gancho en la operaciones de izaje.
- III. **Características y componentes del gancho:** Se describen los componentes con sus características más saltantes de diseño y funciones en la operación.
- IV. **Cálculo y diseño de componentes interiores:** Luego de muchos cálculos y elaboración de planos previos se muestran los cálculos finales para determinar las dimensiones de éstos componentes, cuya función básica es de amortiguación de carga y descarga. Para

el cálculo de éstos componentes interiores, se muestran esquemas para una mejor ilustración y explicación de los cálculos realizados.

V. Cálculo y diseño de componentes exteriores: Al igual que en el capítulo anterior se muestran los cálculos finales de los componentes exteriores, cuya función básica es la toma de carga. Igualmente se ha colocado ilustraciones de dichos componentes para una mejor explicación de los cálculos realizados.

VI. Costo de fabricación: Luego de consultar precios a fabricantes se determina el precio total del gancho cuyo costo es menor que el de un importado.

Después de éstos capítulos se mencionan las conclusiones y el dimensionamiento final se muestra en los planos A-1, A-2, A-3 (planos de despiece) y en el plano A-4 el montaje con la lista de materiales y cantidades de los componentes del gancho.

CONTENIDO

**"DISEÑO DE UN GANCHO DE 150 TONELADAS PARA PERFORACION
PETROLERA"**

	PAG
Dedicatoria	
Extracto	
Contenido	
Frólogo	9
<u>CAPITULO I</u>	
1. Introducción	
1.1. Antecedentes	11
1.2. Finalidades	11
1.3. Alcances y limitaciones del proyecto	
1.4. Criterios para desarrollar el proyecto	12
<u>CAPITULO II</u>	
2. Generalidades	
2.1. Métodos de la perforación petrolera	13
2.2. Descripción general de la perforación rotativa	13
2.3. Funciones del gancho en la perforación petro ler	17
<u>CAPITULO III</u>	
3. Características y componentes del gancho	
3.1. Componentes interiores	24
3.1.1. Eje	24
3.1.2. Rodamiento	25
3.1.3. Anillo suplemento	

3.1.4.	Anillo equalizador	
3.1.5.	Resortes	26
3.1.6.	Tuerca de resortes	26
3.1.7.	Cámara de aceite	27
3.1.8.	Sello de aceite	27
3.1.9.	Anillo "O" de neoprene	27
3.1.10.	Anillo-chaveta	27
3.1.11.	Anillo sujetador	28
3.1.12.	Anillo seguro partido	28
3.2.	Componentes exteriores	
3.2.1.	Cuerpo superior del gancho	29
3.2.2.	Asa	29
3.2.3.	Fines	29
3.2.4.	Cuerpo inferior del gancho	29
3.2.5.	Gancho simple	30
3.2.6.	Seguro curvo del gancho simple	30
3.2.7.	Gancho doble	31
3.2.8.	Mecanismo de gatillo del seguro curvo	31
3.2.9.	Mecanismo de gatillo que traba el giro del cuerpo inferior del gancho	31
3.3.	Operación del conjunto de componentes ensamblados	

CAPITULO IV

4. Cálculo y diseño de componentes interiores

4.1.	Cálculo del eje	38
4.2.	Selección del rodamiento	43
4.3.	Cálculo del anillo seguro partido	46
4.4.	Cálculo de resortes	

4.5. Cálculo del anillo suplemento	57
4.6. Cálculo del anillo equalizador	57
4.7. Cálculo de la tuerca de resortes	60
4.8. Cálculo del anillo-chaveta	68
4.9. Cálculo del anillo sujetador	71
4.10. Selección del sello de aceite	71
4.11. Cámara de aceite	71

CAPITULO V

5. Cálculo y diseño de componentes exteriores	
5.1. Cálculo del cuerpo superior del gancho	72
5.2. Cálculo del cuerpo inferior del gancho	86
5.3. Cálculo del seguro curvo del gancho simple	107
5.4. Cálculo del perno de ensamble y desmontaje	114
5.5. Cálculo del mecanismo de gatillo que traba el giro del cuerpo inferior del gancho	117
5.6. Cálculo del mecanismo de gatillo que que asegura el seguro curvo	122
5.7. Chequeo del peso asumido del cuerpo inferior del gancho	126

CAPITULO VI

6. Costo de fabricación	129
Conclusiones	131
Bibliografía	133
Planos	

PROLOGO

El presente trabajo muestra el procedimiento a seguir para poder desarrollar el diseño de un gancho utilizado en perforación petrolera, para una capacidad de 150 toneladas cortas.

Este procedimiento incluye selección de materiales, cálculos de partes y dimensionamiento obtenidos finalmente después de muchos cálculos y elaboración de planos previos; teniendo en cuenta las especificaciones y recomendaciones técnicas de las Normas API, ASTM, AISI, ASME, SAE, DIN.

Para una mejor comprensión del tema, se indica primeramente en el capítulo de introducción las finalidades, alcances, limitaciones y criterios para desarrollar el diseño. Luego en el capítulo de generalidades se da a conocer el proceso de perforación petrolera y las funciones del gancho como parte del sistema de izaje, para así en el tercer capítulo establecer el diseño en sí del gancho mediante la descripción y características de sus componentes interiores y exteriores. En el cuarto y quinto capítulo se muestran los cálculos finales y el dimensionamiento en los planos; las medidas están dadas en milímetros. Se determinan además los costos de fabricación y las conclusiones finales.

Este trabajo ha sido posible, gracias al deseo de obtener mi titulación profesional y a las facilidades dadas por el Convenio de la Empresa PETROLEOS DEL PERU S.A. con la U.N.I. para la obtención de dicha titulación.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. Antecedentes:

Los ganchos que actualmente se utilizan en la perforación petrolera peruana son importados y de un alto costo, por ello no se cuenta con una información concreta respecto de medidas, ajustes, tolerancias, materiales de los componentes. La poca información que existe ha sido utilizada para realizar el presente trabajo.

1.2. Finalidades:

Diseñar un gancho para perforación petrolera de una capacidad de 150 toneladas cortas para perforaciones a una profundidad de 5,500 a 8,000 piés (1,600 a 2,500 metros) utilizando tubería de perforación de 4 1/2" (114 mm.).

Especificar de acuerdo a Normas Internacionales las dimensiones de un gancho de 150 toneladas cortas de tal manera que sea posible su instalación y aplicación.

Realizar el diseño de tal manera que sea sencilla su operación y sobre todo confiable por la gran cantidad de carga que soporta y sobrecarga que puede presentarse en la perforación (sobrecarga de corta duración); así mismo para poder efectuar

mantenimiento y reparación rápidas en un taller sencillo y con la mayor seguridad.

1.3. Alcances y limitaciones del proyecto:

Este gancho de 150 toneladas tiene una capacidad de carga para perforaciones de hasta una profundidad máxima de 8,000 pies (2,500 metros) utilizando tubería de perforación de 4-1/2" (114 mm) para las condiciones de operación normadas por "American Petroleum Institute" (API).

Para mayores profundidades que la anterior se tendrá que diseñar ganchos de mayor capacidad de carga, para lo cual se tendrá que aumentar las dimensiones de los componentes, pero la disposición de éstos pueden ser la misma.

1.4. Criterios para desarrollar el proyecto:

El diseño se ha realizado teniendo en cuenta las especificaciones y recomendaciones de las Normas API, así como de datos de la AISI, ASME, SAE, ASTM, DIN; así como de fabricantes de materiales autorizados y bibliografía reconocida que se menciona al realizar los cálculos.

Los cálculos y dimensiones se han realizado en el sistema ISO, o sea en milímetros.

CAPITULO II

GENERALIDADES

2.1. Método de la perforación petrolera:

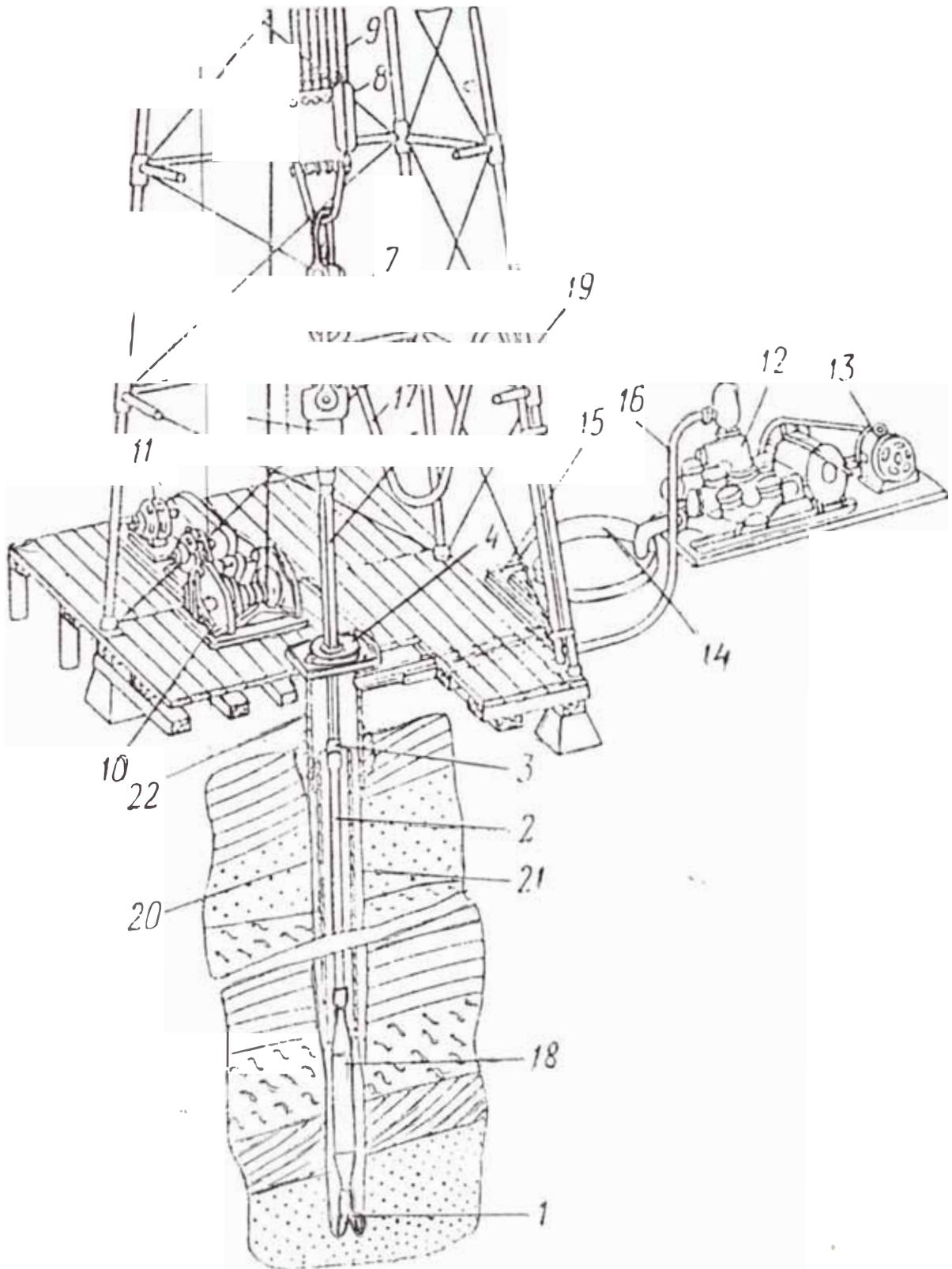
Actualmente se utiliza en el país el método de perforación rotativa, que consiste en la desagregación de la roca a consecuencia de la influencia simultánea de la carga (peso) y el momento torsional sobre la roca. Bajo la acción de la carga, la broca se introduce en la roca, y mediante el momento torsional ésta roca es cortada y atravesada.

2.2. Descripción general de la perforación rotativa:

Para la siguiente explicación nos referiremos a la Fig. Nº 1:

En la perforación rotativa y para la magnitud de profundidad especificada se utiliza como fuente de potencia los motores diesel (11), ésta potencia es transmitida a través del malacate (10) hacia la mesa rotativa (4), que es un mecanismo instalado sobre la boca del pozo en el centro de la torre. La mesa rotativa imprime giro al tren de tuberías de perforar (2) y a la broca (1) enroscada en éste. El tren de tuberías de perforar consta de la barra motriz (5) y las tuberías de perforar (2) enroscadas en ella con ayuda del cople (3). Un rasgo característico de la perforación rotativa es el

1. Broca; 2. Tren de tuberías de perforar; 3. Cople; 4. Mesa Rotativa; 5. Barra motriz; 6. Cabeza giratoria de inyección; 7. Gancho; 8. Polipasto móvil; 9. Cable; 10. Malacate; 11. Motor diesel del malacate y mesa rotativa; 12. Bomba de lodo; 13. Motor diesel de la bomba; 14. Depósito de recepción; 15. Canales; 16. Tubería; 17. Manguera elástica; 18. Botella; 19. Torre; 20. Tubos de revestimiento; 21. Envoltura de cemento alrededor de los tubos de revestimiento.



lavado del pozo con lodo especialmente preparado durante todo el tiempo de trabajo de la broca en el fondo.

Para ésto dos bombas de lodo (12) que se accionan con los motores diesel (13) inyectan por la tubería (16) el líquido lavador en el tubo de flujo ascendente, instalado en el rincón derecho de la torre (19), luego el líquido penetra en la manguera elástica (17), la cabeza giratoria de inyección (6) y en el tren de tuberías de perforar. Al arribar a la broca, el líquido pasa a través de los orificios que hay en ésta y por espacio anular entre la pared del pozo y el tren de tuberías de perforar sube a la superficie. Aquí en la superficie por unos canales (15) y por unos mecanismos de decantación (*) el líquido lavador se limpia de la roca perforada, después se vierte en los depósitos de recepción (14) de las bombas de lodo y de nuevo es inyectado al pozo.

Tras perforar el pozo hasta la profundidad proyectada, se baja y se cementa la tubería de producción, destinada a elevar el petróleo o el gas natural desde el fondo hacia la boca del pozo.

(*)Estos componentes no aparecen en la figura N^o 1. Para mejor ilustración ver Fig. N^o 2.

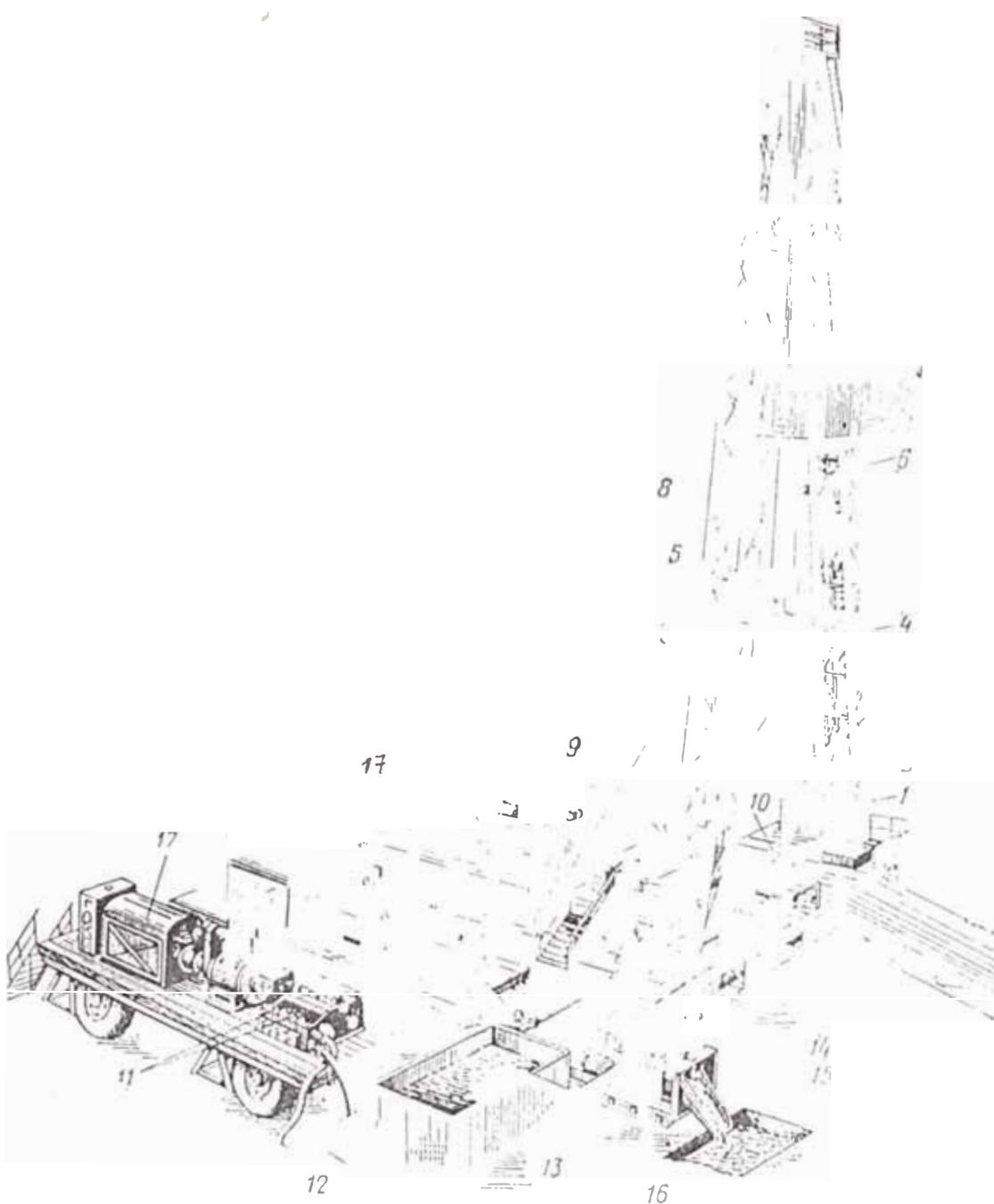


FIGURA NO 2

INSTALACION DE UN EQUIPO DE PERFORACION PETROLERA

1.Barra motriz; 2.Manguera elástica; 3.Cabeza giratoria de inyección; 4.Gancho; 5.Polipasto móvil; 6.Cable; 7.Polipasto fijo; 8.Ramal del cable enlazado con el malacate; 9.Malacate; 10.Mesa rotativa; 11.Bombas de lodo; 12.Mangueras de succión; 13.Depósito de recepción de las bombas; 14.Conducto de impulsión; 15.Canales; 16.Mecanismo de decantación (criba, cedazo); 17.Motores diesel.

Seguidamente en la tubería de producción y en el cemento endurecido enfrente de la capa productiva se abren varias decenas (o incluso centenas) de orificios por los cuales el petróleo ó gas natural penetra en el pozo en el proceso de explotación. Para provocar la afluencia de petróleo o gas natural se realiza la puesta en servicio del pozo, cuya esencia consiste en que la presión de la columna del líquido lavador que se halla en la tubería de producción se hace menor que la presión de capa. A consecuencia del salto de presión creado, el petróleo o **gas natural** de la capa comienza a penetrar en el pozo y después de una serie de trabajos de investigación, éste se pone en funcionamiento.

2.3. Funciones del gancho en la perforación petrolera:

Los ganchos son medios de recepción de carga, se emplean para asir las cargas y desplazarlas. Dentro de la perforación participa en las diversas operaciones que se realizan, constituyendo la parte más importante y vital del sistema de elevación, no solamente porque soporta grandes pesos y sobrecargas y está sometido a continuos desgastes, sino también absorbe choques y vibraciones del tren de tuberías de perforar.

A continuación se describe las operaciones del gancho en el proceso de perforación (Ver Fig. Nº 1):

A medida que aumenta la profundidad del pozo, el tren de tuberías de perforar suspendido del sistema de **izaje**, integrado por el polipasto fijo (Ver Fig. Nº2) el polipasto móvil (8), el gancho (7) y el cable (9), se desplaza hacia el fondo. Cuando la barra motriz penetra a todo lo largo de la mesa rotativa, se conecta el malacate, el tren de tuberías de perforar se levanta a la longitud de la barra motriz y se suspende en la mesa rotativa con ayuda de las cuñas de sujección (Ver Fig. Nº 3). Después se desenrosca la barra motriz junto con la cabeza giratoria de inyección (6) y se introduce en un tubo de revestimiento instalado de antemano en un pozo inclinado cuya profundidad equivale a la longitud de la barra motriz. Ese pozo se perfora con anticipación en el rincón derecho de la torre aproximadamente a la mitad de la distancia entre el centro del pozo y la pata de la torre. Después de esto, el tren de tuberías de perforar se alarga al enroscarle el llamado tramo doble (dos tuberías enroscadas), el mismo se descuelga de la elevadora (Fig. Nº 4) se baja al pozo a la longitud del tramo doble, se suspende en la mesa rotativa con ayuda de la cuña de sujección, se saca del tubo de revestimiento la barra motriz junto con la cabeza giratoria de inyección y se enrosca en el tren de tuberías de perforar, éste se descuelga de la

elevadora, la broca se desplaza hasta el fondo y se continua con la perforación.

Para reemplazar la broca desgastada, el tren de tuberías de perforar se extrae por completo y luego se vuelve a bajar. Los trabajos de subida y bajada también se ejecutan con el sistema de izaje de la torre. Cuando gira el tambor del malacate el cable se enrolla o desenrolla de éste, lo cual asegura la subida y bajada del polipasto y gancho. Para realizar las operaciones de subida y bajada de tubería se utilizan herramientas denominadas argollas de suspensión (Ver Fig. N^o 5) que van colgadas del gancho y que a la vez sujetan la elevadora donde va colocada la tubería de perforar.

Durante la subida, el tren de tuberías de perforar se desenroscan por secciones, cuya longitud se determina por la altura de la torre. Las secciones desnroscadas, se instalan verticalmente dentro de la torre sobre una repisa.

Así, el proceso de trabajo de la broca en el fondo del pozo se interrumpe por el alargamiento del tren de tuberías de perforar y la ejecución de los trabajos de subida y bajada para reemplazar la broca desgastada.

Para el trabajo de enroscado y desenroscado se

utilizan llaves mecánicas accionadas por un pequeño malacate neumático, o llaves hidráulicas; además se aprovecha el giro de pequeños tambores que tiene el malacate principal en sus extremos superiores. Cabe anotar que durante éstas operaciones el gancho no **gira**. El gancho **gira** eventualmente cuando se requiere ubicar en otra posición a la elevadora de tubos para facilitar la instalación del tubo de perforar en dicha elevadora. Este giro se realiza manualmente. También es necesario dejar al gancho la posibilidad de girar durante la operación de enroscado o desenroscado de la tubería de perforar llamada "Botella" (*), ya que debido a su gran peso y al dar vuelta puede enredar el cable.

Además el Gancho es usado en las maniobras de ascenso y descenso de las torres de perforación que no cuentan con pistones hidráulicos.

(*)Botella:Tubería de perforar que se coloca inmediatamente después de la broca, para contrarestar la carga axial que se crea a la broca y reducir así las tensiones de flexión longitudinal. Es por esto que ésta tubería pesa cinco veces mas que la tubería de perforar de 4 1/2" (114 mm) y mide 6 1/2" (165 mm) de diámetro. Peso de tubería de 4 1/2" - 16.6 lbs/pié. Peso de botella = 83.3 lbs/pié.

CAPITULO III

CARACTERISTICAS Y COMPONENTES DEL GANCHO

A fin de que se entienda mejor la operación y comportamiento del gancho se da a continuación una descripción de sus partes que usualmente son típicas en éste tipo de elementos:

3.1. Componentes interiores:

La función de los componentes interiores del gancho es básicamente de amortiguación, al tomar carga, al aliviar súbitamente la carga ó para absorber los choques y vibraciones de la tubería de perforación durante el proceso de operación. Así también permite que el cuerpo inferior del gancho gire 360 ° en ambos sentidos para facilitar la recepción de carga.

Con ayuda del plano N^o A-4 se describe a continuación los componentes interiores del gancho:

3.1.1. Eje (Elemento # 1): Es sólido y soporta la carga total de tracción la que está sometido el gancho. Su base es ancha para permitir alojar al rodamiento (elemento # 2) y al anillo equalizador (elemento # 4) que sirve de apoyo a los resortes (elemento # 5). En la parte superior tiene un canal circular donde se aloja el anillo seguro partido (elemento # 12), con el cual éste eje

está conectado al cuerpo superior del gancho.

3.1.2. Rodamiento (Elemento # 2): El rodamiento es del tipo axial de rodillos cilíndricos y soportará toda la carga **axial**. Permite además que el cuerpo inferior del gancho pueda girar 360 ° en ambos sentidos sin carga ó con el peso de aproximadamente "Botellas" de perforar como ocurre comunmente cuando se enroscan éstas. El giro ó no giro del rodamiento está controlado por el mecanismo de gatillo (elemento # 21).

3.1.3. Anillo suplemento (Elemento # 3): Se usa para conectar el rodamiento con el anillo equalizador (elemento # 4). Tiene una ranura circular en su cara superior donde asienta el anillo equalizador, de tal manera que no permita que éste último se salga de su lugar. Va ajustado al rodamiento.

3.1.4. Anillo equalizador (Elemento # 4): Es base de apoyo de los resortes. Además al comprimirse, por efecto de la carga, regula la carrera de éstos al topar con la parte interna del cuerpo inferior del gancho (Elemento # 16); y es en ese instante que el anillo equalizador toma toda la carga axial.

Este anillo es partido en dos de la forma que se muestra en los planos Nº A-1 para facilitar el ensamble y desmontaje.

3.1.5. Resortes (Elemento # 5): Su función básica es de amortiguación. Amortigua la toma inicial de carga, absorbe los choques y vibraciones del tren de tuberías de perforar durante el trabajo de la broca y además amortigua la descarga súbita, evitando daños en las roscas de las tuberías. Para esto se utiliza dos resortes concéntricos de compresión cilíndricos de sección redonda y con una carrera de trabajo de 180mm (7 pulg.), medida suficiente para tener el gancho una acción "flotante", evitando el deterioro de la rosca de la tubería de perforación. Además permite manipular las argollas de suspensión para efecto de enderezado al momento de tomar la carga. Estos resortes se diseñan para soportar aproximadamente solo 1.1 % de la carga total.

3.1.6. Tuerca de resortes (Elemento # 6): Realiza el ajuste previo de los resortes de compresión. En la parte superior está provista de agujeros para insertar las varillas de ajuste o desajuste. Así mismo sirve de guía exterior e interiormente de los resortes. Su

longitud es tal que permite iniciar el ajuste previo de compresión de resortes estando enroscada varios hilos en su alojamiento para facilidad de ensamble y desmontaje.

3.1.7. Cámara de aceite (Elemento # 7): La forma el propio vacío del diámetro interior del cuerpo inferior del gancho. Sirve de depósito de aceite para la lubricación del rodamiento, resortes y eje. Además, del efecto de amortiguación, el aceite controla y suaviza la acción de los resortes evitando golpes y ruidos.

3.1.8. Sello de aceite (Elemento # 8): Tiene como diámetro interior la medida del diámetro del eje para evitar la fuga de aceite. Este sello va alojado en la cavidad superior de la tuerca de resortes y es asegurado con una tapa (elemento # 22).

3.1.9. Anillo "O" de neoprene (Elemento # 9): Evita la fuga de aceite hacia el exterior por la parte de las roscas de la tuerca de resortes.

3.1.10. Anillo-chaveta (Elemento # 10): En su diámetro exterior sobresale una chaveta que entra en el canal chavetero del cuerpo

superior del gancho (Elemento # 13). Tiene además agujeros en su base inferior distribuidos en todo el diámetro, en donde ingresa un pin del mecanismo de gatillo (elemento # 21) y cuando se acciona éste, trabará el giro del rodamiento y por ende del cuerpo inferior del gancho.

3.1.11. Anillo-sujetador (Elemento # 11): Sirve para asegurar el anillo-chaveta y va empernado en la parte superior de la tuerca de resortes. Además en éste anillo está fijada la tapa (Elemento # 22) mediante pernos, asegurando el sello de aceite (Elemento # 8).

3.1.12. Anillo seguro partido (Elemento # 12): Conecta el eje (elemento # 1) con el cuerpo superior del gancho (elemento # 13). Es partido en dos para poderse instalar en el alojamiento del eje. Soporta toda la carga axial. Su base se apoya en el cuerpo superior del gancho, de manera que el cuerpo superior e inferior quedan unidos.

3.2. Componentes exteriores:

Por la parte superior del gancho conectan al polipasto móvil y la parte inferior recibe la carga a soportar ó desplazar mediante dos opciones a la vez: El gancho simple y el gancho doble. A continuación se describirán éstos componentes:

3.2.1. Cuerpo superior del gancho (Elemento # 13):

Tiene en la parte superior dos soportes que alojan a los pines que aseguran el asa (elemento # 14). En la parte superior central, encima de la cavidad donde se aloja el anillo seguro partido, lleva un empaque (elemento # 23) que evita la fuga de aceite y asegurado con una tapa (elemento # 24). También, tiene una ranura para alojar un anillo "O" de neoprene (elemento # 25) que evita la fuga de aceite por el eje.

Interiormente tiene un canal chavetero longitudinal para alojar la chaveta del anillo-chaveta.

3.2.2. Asa (Elemento # 14): Conecta el cuerpo superior del Gancho con el polipasto móvil.

3.2.3. Pines (Elemento # 15): Son dos y aseguran el asa con el cuerpo superior del gancho alojados en sus soportes. En un uno de los extremos posee un tope para que no se salga y en el otro tuercas (elemento # 26) con seguros de varilla (elemento # 27).

3.2.4. Cuerpo inferior del gancho (Elemento # 16): La parte superior interna es roscada para permitir el alojamiento de la tuerca de resortes. Interiormente lleva aceite de

lubricación del rodamiento. En la pared lateral se aloja el mecanismo de gatillo (elemento # 21) que permite trabar el giro del rodamiento y por ende el cuerpo inferior. La parte inferior posee un agujero roscado donde se coloca un perno (elemento # 29) para fines de ensamble y desmontaje; ó un tapón cuando el gancho está operando. Tiene además un perno seguro (elemento # 30) para la tuerca de resortes y así evitar el desenroscado. En la parte inferior de éste cuerpo está el gancho simple y en los costados el gancho doble.

3.2.5. Gancho simple (Elemento # 17): Soporta toda la carga axial ya que es donde cuelga el asa de la cabeza giratoria de inyección que lleva todo el tren de tuberías. Va empotrado en los soportes (elemento #31) y apoyado en el otro extremo en el seguro curvo (elemento # 18).

3.2.6. Seguro curvo del gancho simple (Elemento # 18): Se coloca encima del gancho simple y va asegurado a éste con un pin (elemento # 32) y un mecanismo de gatillo (elemento # 20) al cuerpo inferior del gancho. Su función es no permitir que se salga el asa de la cabeza giratoria de inyección durante el proceso de

perforación; y además es una **pieza** sacrificio ya que con el continuo rozamiento con el asa de la cabeza giratoria de inyección se desgasta y no permite que el gancho simple sufra averías.

3.2.7. Gancho doble (Elemento # 19): Formado por dos barras curvas colocadas a cada lado del cuerpo inferior del gancho. En ellas van colocadas las argollas de suspensión que sujetan a la elevadora y ésta a la tubería de perforar cuando se realizan los trabajos de subida ó bajada de tubería. Cada una tiene una cerradura de seguridad (elemento # 33) para evitar que se salga la argolla de suspensión.

3.2.8. Mecanismo de gatillo del seguro curvo (Elemento # 20): Este mecanismo consiste en un pin que por acción de un resorte ingresa en un alojamiento del cuerpo inferior del gancho, asegurando de ésta manera el seguro curvo al cuerpo inferior del gancho. Para mejores detalles referirse a los planos.

3.2.9. Mecanismo de gatillo que traba el giro del cuerpo inferior del gancho (Elemento # 21): Va colocado en una cavidad hecha en un costado del cuerpo inferior del gancho. Consiste en un pin que por acción de un

resorte ingresa en un agujero del anillo-chaveta y como la chaveta de éste último está alojada en el canal chavetero del cuerpo superior del gancho, traba el giro del cuerpo inferior del gancho. Ver planos para mejor detalle de éste mecanismo.

Nota: Cabe anotar que el cuerpo inferior del gancho es de una sola pieza con el gancho simple, el gancho doble y los soportes, no habiendo ningún trabajo de soldadura.

3.3. Operación del conjunto de componentes ensamblados:

A continuación se describe como trabaja el conjunto de partes ensambladas:

La carga tomada puede ser tomada por el gancho simple al colgar de él, el asa de la cabeza giratoria de inyección que sujeta a la barra motriz y ésta al tren de tuberías de perforar con la broca; ó por el gancho doble al colgar de él las argollas de suspensión que sujetan a la elevadora de la cual cuelga el tren de tuberías de perforar con la broca. Durante el trabajo de la broca, la secuencia del sistema de izaje es: malacate-cable-polipasto fijo-polipasto móvil-gancho simple-cabeza giratoria de inyección-barra motriz-tren de tuberías de perforar-broca. En ésta operación el tren de tuberías de perforar gira apoyándose en el rodamiento de la mesa

rotativa y en el rodamiento de la cabeza giratoria de inyección, por tanto el cuerpo inferior del gancho debe permanecer fijo sin girar, o sea con el mecanismo de gatillo (elemento # 21) accionado.

La secuencia del sistema de izaje cuando se interrumpe el trabajo de la broca, o sea cuando se sube ó baja tubería es: malacate-cable-polipasto fijo-polipasto móvil-gancho doble-argollas de suspensión- elevadora-tren de tuberías de perforar-broca. Igualmente en ésta operación el gancho no debe girar, salvo en la operación de enroscado de tubería de perforar denominada "botella", que al dar vuelta a ésta y debido a su gran peso podría enredar el cable que sujeta el polipasto móvil, para evitar éste efecto, el mecanismo de gatillo (elemento # 21) debe estar fuera y permitir que el cuerpo inferior del gancho pueda girar al enroscar la "botella", por el hecho de no estar alojado el pin del mecanismo de gatillo en el anillo chaveta, permite que el cuerpo inferior del gancho gire sin impedimento alguno debido al juego entre el diámetro interior del anillo-chaveta y el cuerpo inferior del gancho. Ahora explicaremos como se comportan los componentes interiores:

Cuando el gancho cuelga del polipasto móvil, tráves del asa y sin carga, el cuerpo inferior del gancho desciende al comprimirse los resortes por acción del peso. Al aplicarse la carga, ya sea en

el gancho simple ó en el gancho doble, el cuerpo inferior del gancho desciende aun más hasta que el anillo equalizador topa con la parte interna del cuerpo inferior del gancho (aliviando la toma de carga), instante en el cual la carga total es asumida por el anillo equalizador, el rodamiento, el eje, el anillo seguro partido (componentes interiores). Como ilustración mostramos la Fig. Nº 6a, 6b y 6c para mejor entendimiento de la explicación anterior.

Luego, los resortes quedan comprimidos de tal manera que cuando la broca está trabajando en el fondo y al presentarse alguna descarga ó alivio de carga, los resortes se estiran amortiguando los golpes bruscos, y al volverse a presentar la carga, los resortes se comprimen nuevamente, aliviando el golpe ó choques bruscos. La carga máxima con que se diseñan estos resortes es aproximadamente el 1.1% de la carga total de izaje.

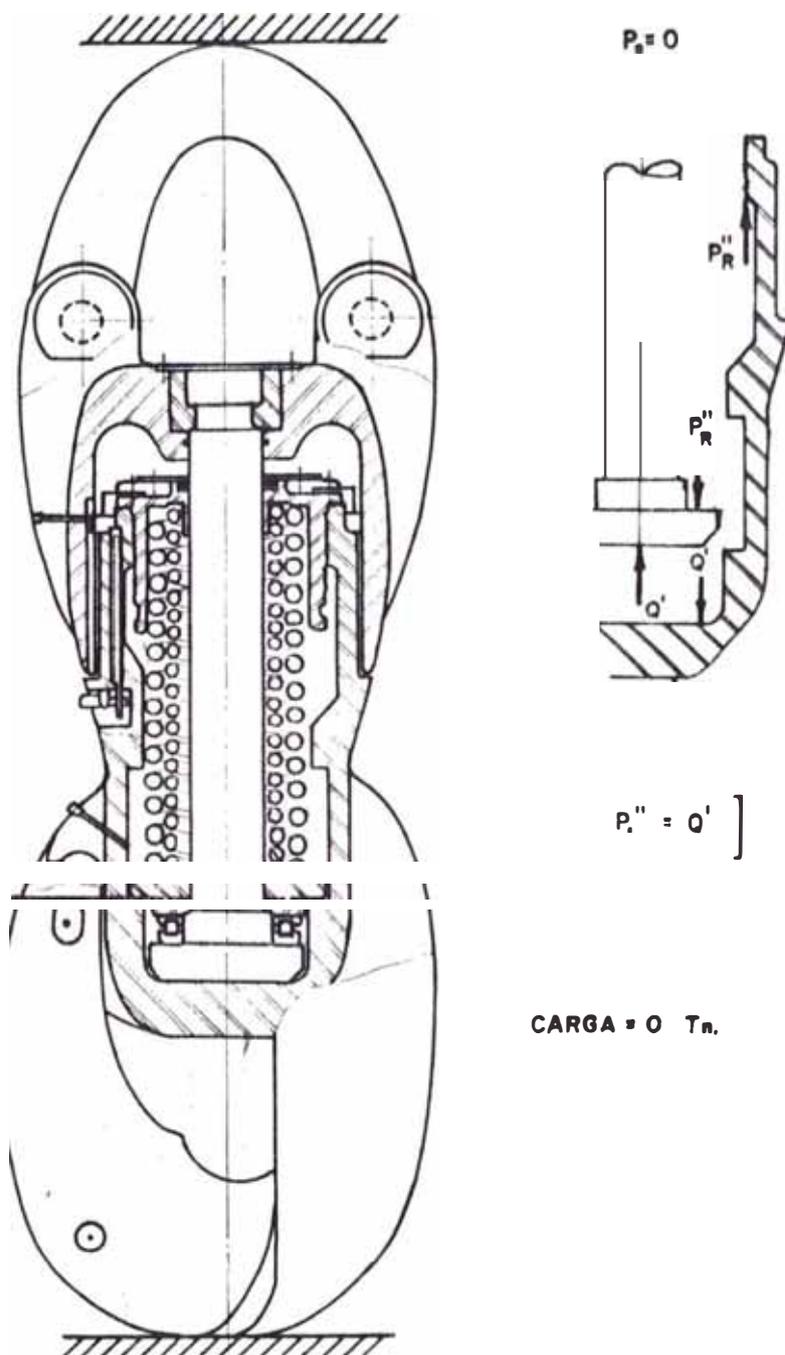


Figura No 6 (a)
GANCHO SIN CARGA

CAPITULO IV

CALCULO Y DISEÑO DE COMPONENTES INTERIORES

Para un mejor entendimiento, la Fig. Nº 7 muestra esquemáticamente los componentes interiores con la posición de la carga.

4.1. Cálculo del eje (Elemento # 1):

El eje está sometido a una carga de tracción (P_s):

$$P_s = F + F_g$$

Donde:

F carga de izaje = 150 Ton. cortas = 136,370 Kg.

F_g peso del cuerpo inferior del gancho, que asumimos en aproximadamente = 950 Kg.

en consecuencia:

$$P_s = 137,320. \text{Kg.}$$

Material: Acero AISI 4340 (Boehler VCN-150, en estado bonificado)

S_y = Esfuerzo de fluencia = 75 Kg./mm², según tablas de fabricante Boehler.

Factor de seguridad - F_s - 3 (según API SPEC 8A).

Se observa que el eje está sometido a tracción y la sección crítica es la correspondiente al diámetro D_1 (Ver Fig. Nº 8); en consecuencia:

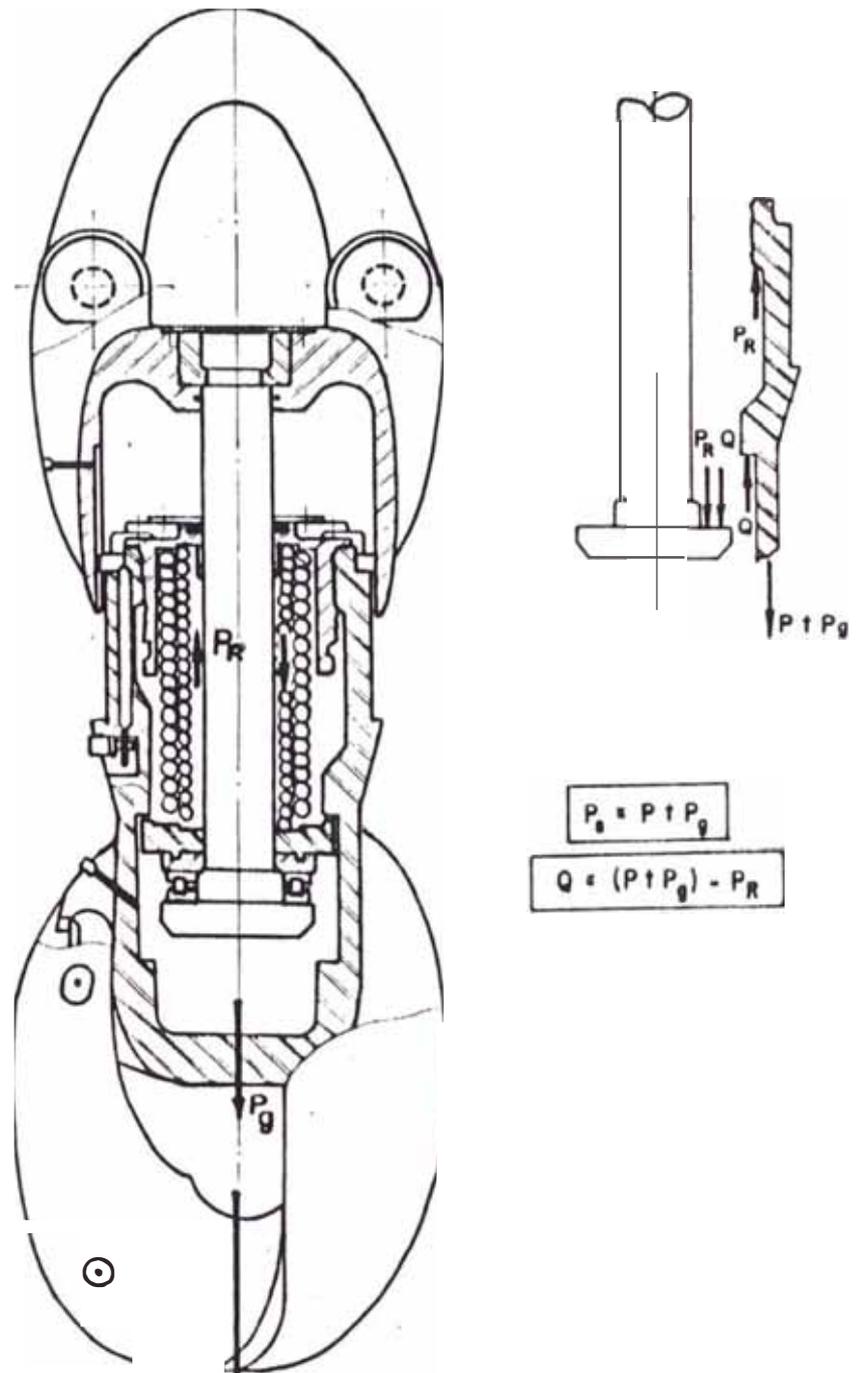


Figura No7

POSICION DE LAS CARGAS EN EL GANCHO

$$\frac{\pi D_1^2}{4} \geq \frac{F_s}{S_d}$$

de donde:

$$S_d = \text{Esfuerzo de diseño} = S_y / F_s = 25 \text{ Kg./mm}^2.$$

Reemplazando valores y efectuando: $D_1 \geq 83.6 \text{ mm}$

Tomamos:

$$D_1 = 85 \text{ mm.}$$

Además la zona del eje correspondiente a D_2 y L_2 (Ver Fig. NO 8) está sometida a aplastamiento y corte.

For aplastamiento:

$$\frac{\pi (D_2^2 - 85^2)}{4} \geq \frac{F_s}{S_{da}}$$

Donde:

S_{da} = Esfuerzo admisible al aplastamiento = 20 Kg/mm², según Manual del Constructor de Máquinas de H. Dubbel-Tomo I, Pág. 1035.

Reemplazando valores y efectuando: $D_2 \geq 126.3 \text{ mm}$

Tomamos:

$$D_2 = 130 \text{ mm.}$$

For corte:

$$\pi D_1 L_2 \geq \frac{F_s}{S_{dc}}$$

Donde:

$$S_{dc} = \text{Esfuerzo admisible al corte} = 0.4 S_y / F_s = 10 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando y efectuando: $L_2 \geq 51.5 \text{ mm.}$

Tomamos:

$$L_2 = 60 \text{ mm.}$$

En la zona del eje, correspondiente al diámetro D_3 donde se ubica el rodamiento, existe un esfuerzo cortante:

$$\pi D_3 L_4 \geq \frac{F_s}{S_{dc}}$$

Donde:

$D_3 = 150 \text{ mm.}$, por selección del rodamiento (Ver ítem 4.2)

Reemplazando valores y efectuando: $L_4 \geq 29.1 \text{ mm.}$

Tomamos:

$$L_4 = 55 \text{ mm.}$$

se ha tomado 55 mm. de tal manera que haya una luz "a" como demuestra la figura 6a. para evitar el contacto del anillo equalizador con el cuerpo inferior del gancho y no permitir que se salga el rodamiento. El tope sería la base del eje.

Luego de seleccionar el rodamiento (Ver ítem 4.2 que tiene un diámetro exterior de 215 mm. y después de dibujar los componentes interiores ensamblados tenemos que:

$$D_4 = 260 \text{ mm.}$$

Igualmente del cálculo del anillo seguro partido (ver ítem 4.3) se obtiene que:

$$L_1 = 40 \text{ mm.}$$

Después de realizar el ensamble de los componentes interiores (resortes, tuercas, sellos, tapas, etc.) así como del cuerpo superior del gancho, obtenemos que la longitud total del eje es:

$$L = 1,095 \text{ mm.}$$

4.2. Selección del rodamiento (Elemento # 2):

Considerando que ésta carga es axial y de gran magnitud, seleccionamos: rodamiento axial de rodillos cilíndricos. De los catálogos de rodamientos FAG escogemos el siguiente rodamiento:

K 81230 MPB (Corona axial) WS 81230 (Corona del eje) GS 81230 (Corona del alojamiento)
--

Tiene las siguientes características:

Diámetro interior = 150 mm.

Diámetro exterior = 215 mm.

Ancho = 50 mm.

Capacidad de carga estática = $C_0 = 1,800 \text{ KN}$

Capacidad de carga dinámica = $C = 455 \text{ KN}$

Carga estática del sistema - $P_s = 137,320 \text{ Kg.}$, que convirtiendo: $137,320 \text{ Kg.} = 1,345 \text{ KN} < 1,800 \text{ KN.}$

Lo anterior es satisfactorio

A la anterior verificación de la capacidad de carga estática cabe anotar lo siguiente:

En el caso de una carga aplicada un rodamiento parado o que solamente efectúe pequeños movimientos, no es la fatiga del material lo que determina la capacidad de carga, sino que ésta queda reducida por la aparición de deformaciones permanentes en los puntos de contacto entre los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura. No existe ningún límite claramente determinado a partir del cual empiezan a producirse tales deformaciones. Estas aumentan progresivamente y, una vez alcanzada la carga que las tablas del catálogo indican como capacidad de Carga Estática C_0 , la profundidad total de deformación del cuerpo rodante y del camino de rodadura, puede alcanzar alrededor de 0.0001 del diámetro del cuerpo rodante. En general la carga en un rodamiento parado que más tarde debe estar en disposición de girar normalmente, puede alcanzar la capacidad de carga estática sin que el funcionamiento del rodamiento sufra por ello.

Considerando que eventualmente en algunos momentos el rodamiento hace un giro que podría alcanzar las 30 rpm cuando se enrosca el conjunto de 2 ó 3 botellas, cuyo peso total (incluido el peso del cuerpo inferior del gancho) es de 4,500 Kg; verificaremos la capacidad dinámica:

$$C = PL^{1/p}$$

Donde:

C = carga dinámica

P = Peso de 3 "botellas" + otros pesos = 4,500 Kg.

$$L = \frac{60 n L_h}{10^6} \quad (\text{millones de revoluciones})$$

$L_h = 3,000$ hrs, según Norma API.

$p = 10/3$, para rodillos cilíndricos.

$n = 30$ rpm, como máximo.

Reemplazando valores y efectuando: $C = 7,464$ Kg.

Convirtiendo: $7,464$ Kg. = 73.2 KN < 455 KN., lo cual es satisfactorio !

Por lo tanto, las dimensiones del eje para poder ensamblar éste rodamiento serán:

$$D_3 = 150 \text{ mm.}$$

y D_4 debe ser mayor que 215 mm.; luego de dibujar el ensamble del anillo suplemento (elemento # 3) y del anillo equalizador (elemento # 4) es que tomamos:

$$D_4 = 260 \text{ mm.}$$

También, del ancho del rodamiento es que:

$$L_3 = 50 \text{ mm.}$$

4.3. Cálculo del anillo seguro partido (Elemento # 12):

Según la Fig. Nº 8, la zona del anillo seguro partido correspondiente a L_1 y D_5 está sometida a esfuerzo de corte y aplastamiento respectivamente.

Por corte:

$$\pi D_2 L_1 \geq \frac{P_s}{S_{dc}}$$

Donde:

$$P_s = 137,320 \text{ Kg.}$$

$$D_2 = 130 \text{ mm.}$$

$S_{dc} = 10 \text{ Kg./mm}^2$, el material es el mismo que el del eje. o sea Acero AISI 4340.

Reemplazando valores y efectuando: $L_1 \geq 33.6 \text{ mm}$

Tomamos:

$$L_1 = 40 \text{ mm.}$$

Por aplastamiento:

$$\frac{\pi (D_5^2 - D_2^2)}{4} \geq \frac{P_s}{S_{da}}$$

Donde:

$S_{da} = 20 \text{ Kg./mm}^2$, igual material que el eje.

Reemplazando valores y efectuando: $D_5 \geq 160.1 \text{ mm}$

En éste caso es necesario chequear el aplastamiento en el cuerpo superior del gancho, en la cavidad

donde se aloja el anillo seguro partido (Ver item 5.1); de allí que: $D_{\text{e}} > 177.4 \text{ mm}$

Por lo tanto tomamos:

$$D_{\text{e}} = 190 \text{ mm.}$$

4.4. Cálculo de resortes (Elemento # 5):

Según la Fig. Nº 7, se observa que los resortes están sometidos a una fuerza ó carga de compresión. La carga total del sistema de resortes es la suma de la carga debido al peso del cuerpo inferior del gancho mas la carga que absorven al comprimirse debido a la aplicación de la carga de izaje, o sea:

$$P_{\text{R}} = 1,600 \text{ Kg.}$$

Este valor es aproximadamente el 1.1 % de P .

Considerando la magnitud de la carga y para evitar utilizar diámetros de alambre de resortes demasiados gruesos es que utilizaremos resortes compuestos como lo muestra la Fig. Nº 9.

Según F. Orlov, en su libro "Ingeniería de Diseño" Tomo III; es provechoso que las tensiones máximas en los muelles concéntricos sean iguales y que los muelles tengan igual carrera de trabajo. La última condición conduce a la correlación:

$$i_1 d_1 = i_2 d_2 = \dots \dots i_n d_n$$

ó:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{i_2}{i_1}, \text{ etc.} \dots\dots\dots\text{(I)}$$

Donde i , d son el número de espiras y los diámetros de los alambres de los resortes concéntricos; n es el número de los resortes concéntricos (en nuestro caso $n = 2$). Es fácil demostrar que ambas condiciones se cumplen cuando son iguales los índices de los resortes concéntricos:

$$c = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} \dots\dots\dots\text{(II)}$$

donde: D , son los diámetros medios de las espiras de los resortes concéntricos.

Igualmente se demuestra que, el segundo resorte de menor diámetro colocado en el interior del resorte exterior, desarrollará una fuerza que será igual:

$$F_2 = F_1 (1 - 2/c)^2$$

Donde:

c = índice de los resortes

F_1 = carga que absorbe el resorte exterior

F_2 = carga que absorbe el resorte interior

La carga sumaria del sistema es:

$$\Sigma P = F_1 + F_2 = F_1 [1 + (1 - 2/c)^2]$$

ó:

$$\frac{\Sigma P}{F_1} = 1 + (1 - 2/c)^2 \dots\dots\dots\text{(III)}$$

Donde:

$$\Sigma P = F_R = 1,600 \text{ Kg.}$$

Luego de éstas consideraciones, procederemos a calcular las dimensiones de los resortes:

Cálculo del resorte exterior:

Para el cálculo del diámetro del alambre empleamos:

$$d_1 = 1.6 \sqrt{\frac{K P_1 c^3}{S_d}}$$

Donde:

d_1 = diámetro del alambre del resorte exterior.

c = Índice del resorte = $D_1/d_1 = 8$ (se encuentra dentro del rango recomendado: entre 4 a 12)

$K = 4c + 2 / 4c - 3$, reemplazando el valor de $c = 8$, obtenemos: $K = 1.1724$.

Material: Acero SAE 9260, aleado laminado en caliente.

Esfuerzo de fluencia: 110 Kg./mm^2

Factor de seguridad = 3, por estar sometido a fatiga.

Luego:

$S_d = \text{Esfuerzo de diseño} = 110/3 \text{ kg./mm}^2 = 36.67 \text{ Kg/mm}^2$, que está dentro de los esfuerzos admisibles recomendados en el Manual de Mark.

Para obtener el valor de P_1 , reemplazamos el valor de $c = 8$ y de $\Sigma P = 1,600 \text{ Kg.}$ en la ecuación (III), luego $P_1 = 1,025.6 \text{ Kg.}$

Reemplazando valores y efectuando, tomamos:

$$d_1 = 30 \text{ mm.}$$

reemplazando en la ecuación (II), obtenemos:

$$D_1 = 240 \text{ mm.}$$

D_1 = diámetro medio de la espira del resorte exterior.

Para obtener la ecuación de deformación, empleamos:

$$X_1 = \frac{8 P_1 c^3 i_1}{G d_1}$$

donde:

$$G = 7,550 \text{ Kg./mm}^2.$$

$$i_1 = 14 \text{ espiras, valor escogido.}$$

$$X_1 = \text{Deformación del resorte exterior} = X_2 = \text{deformación resorte interior.}$$

Reemplazando y efectuando :

$$P_1 = 3.95 X_1$$

Longitud del resorte:

En estado comprimido viene dado por:

$$L_{comp} = t_{comp} (i_1 - 2) + i_1 (i_{mp} + 1)$$

Donde:

$$t_{comp} = d_1 + s ; \text{ y } :$$

$$s = 0.5 = \text{holgura entre espiras comprimidas.}$$

$$i_{mp} = \text{espiras muertas} = 2$$

Reemplazando y efectuando:

$$L_{comp} = 456 \text{ mm.}$$

En estado libre, la longitud es:

$$L_{libre} = t(i_1 - 2) + d_1 (i_{ap} + 1)$$

Donde:

t = paso entre espiras en estado libre = 54 mm.
(valor escogido)

Reemplazando y efectuando:

$$L_{libre} = 738 \text{ mm.}$$

$$L_{libre} - L_{comp} = 282 \text{ mm}$$

Entonces la carga con el resorte exterior totalmente comprimido seria = $282 \times 6.08 = 1714.5 \text{ kg.}$

Cálculo del resorte interior :

Para calcular el diámetro del alambre:

$$d_2 = 1.6 \sqrt{\frac{K P_2 c}{S_d}}$$

donde:

$$c = 8$$

$$K = 1.1724$$

$S_d = 36.67 \text{ Kg./mm}^2$, igual material que el resorte exterior.

$$P_2 = \Sigma P - P_1 = 1,600 - 1,025.6 = 574.4 \text{ Kg.}$$

Reemplazando valores y efectuando; tomamos:

$$d_2 = 22 \text{ mm.}$$

y reemplazando en la ecuación II:

$$D_2 = 176 \text{ mm.}$$

D_2 = diámetro medio de la espira del resorte interior.

Luego la ecuación de deformación:

$$X_2 = \frac{8 P_2 c^3 i_2}{G d_2}$$

donde:

i_2 = 19 espiras, valor que se obtiene al reemplazar los valores de d_1 , d_2 e i_1 en la ecuación (I)

X_2 = deformación del resorte interior = X_1

Reemplazando y efectuando:

$$P_2 = 2.13 X_2$$

Longitud del resorte interior:

En estado comprimido:

$$L_{comp} = t_{comp} (i_2 - 2) + d_2 (i_{ap} + 1)$$

Donde:

$$t_{comp} = d_2 + s$$

s = 0.5 = holgura entre espiras comprimidas.

i_{ap} = espiras muertas = 2

Reemplazando valores y efectuando:

$$L_{comp} = 448.5 \text{ mm.}$$

En estado libre:

$$L_{\text{libre}} = t(i_2 - 2) + d_2 (i_{ap} + 1)$$

Donde:

t = paso entre espiras en estado libre = 40 mm.,
valor escogido para el resorte interior.

Reemplazando valores y efectuando, obtenemos:

$$L_{\text{libre}} = 746 \text{ mm.}$$

Al sumar las ecuaciones de deformación de los resortes, tanto interior como exterior, obtenemos la ecuación de deformación del conjunto de los dos resortes juntos, o sea:

$$\Sigma P = P_1 + P_2 = 3.95 X_1 + 2.13 X_2$$

como: $X_1 = X_2 = X$, deformaciones iguales,

obtenemos:

$$\Sigma P = 6.08 X \dots\dots\dots(IV)$$

Esta ecuación, que se encuentra graficada en la Figura N^o 10, nos permitirá realizar algunos cálculos para otros elementos interiores del gancho.

Además hemos tomado como carrera de trabajo de los resortes (X):

$$X = 180 \text{ mm.}$$

Esta carrera es regulada por el anillo equalizador (según explicación en el ítem 3.1.5 y 3.3).

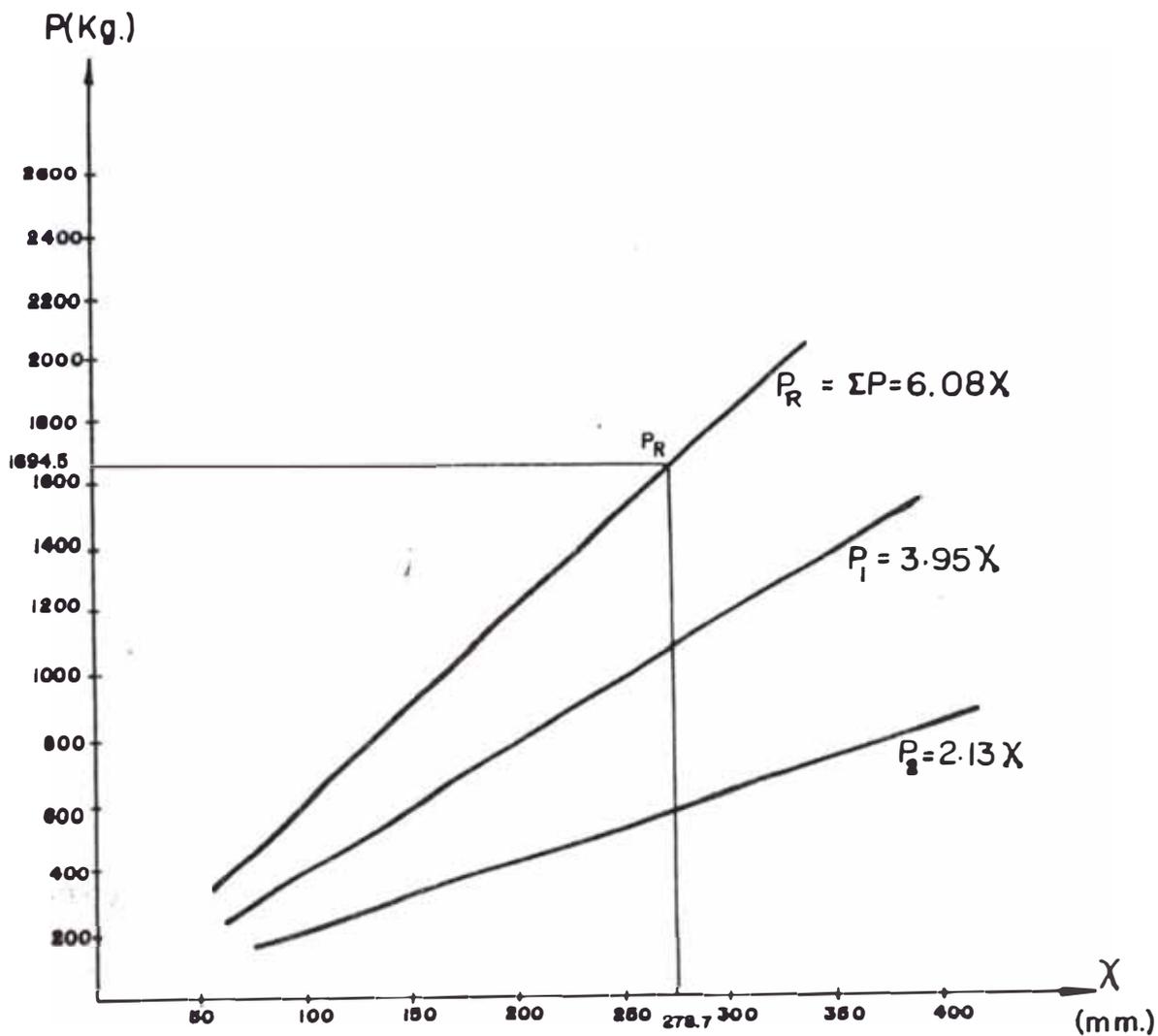


Figura No 10

ECUACIONES DE DEFORMACION DE RESORTES

$P_1 = 3.95X$ - Ecuación de deformación del resorte exterior

$P_2 = 2.13X$ - Ecuación de deformación del resorte interior

$P_R = \Sigma P = 6.08X$ - Ecuación de deformación del conjunto de resortes

También tenemos que: según V. Dobrovolski, en su libro "Elementos de Máquinas", la carga inicial que asegura la compacta adherencia de las espiras de apoyo (muertas) y comprimidas del resorte a las demás piezas del conjunto, se elige entre los valores de: (0.1 a 0.5) F_{max} .

En nuestro caso : $F_{max} = 1,600$ Kg.

Tomaremos 0.375 de la carga máxima, o sea:

$$F_{in} = 600 \text{ Kg.}$$

F_{in} = carga inicial de preajuste de los resortes.

Para este valor de carga inicial y reemplazando en la ecuación Nº IV, obtenemos la deformación inicial de:

$$x_{in} = 98.7 \text{ mm.}$$

Según la Fig. 6(b):

$$F's = F_g = 950 = 6.08 X$$

$$X = 156.25 \text{ mm.}$$

Luego, cuando actúa $F_g = 950$ la separación inicial que se muestra en la figura 6(b) sería:

$$X = 156.25 - 98.7 = 57.5 \text{ mm.}$$

El resorte contribuirá cuando actúe la carga, por lo que la carrera disponible sería:

$$180 - 57.55 = 122.45 \text{ mm.}$$

La deformación total del conjunto del resorte sería:

$$180 + 98.7 = 278.7 \text{ mm.}$$

Por lo tanto: $F_R = 278.7 \times 6.08$

$$F_R = 1,694.5 \text{ Kg.}$$

Esta fuerza F_R es la que se muestra en la Fig N^o 7;
y además: $Q = 136,370 + 950 - 1694.5$

$$Q = 135,625.5 \text{ Kg.}$$

4.5. Cálculo del anillo suplemento (Elemento # 3):

Este anillo suplemento no necesita mayor cálculo, ya que como se explicó en el ítem 3.1.3, es un suplemento para acoplar la parte superior del rodamiento con la placa inferior de los resortes (anillo equalizador), mediante el ajuste de éste anillo con el rodamiento y un canal de 10 mm. en donde ingresa la saliente de la base del anillo equalizador.

Hemos tomado como espesor del anillo: 30 mm.

4.6 Cálculo del anillo equalizador (Elemento # 4):

Según se muestra en la Fig.N^o 11, este anillo está sometido a un esfuerzo de aplastamiento, en la zona de mayor diámetro (D_m) y a un esfuerzo de corte correspondiente al diámetro D_{corte} que se indica en dicha figura.

For aplastamiento:

$$\frac{\pi (D_m^2 - 280^2)}{4} \geq \frac{Q}{S_{da}}$$

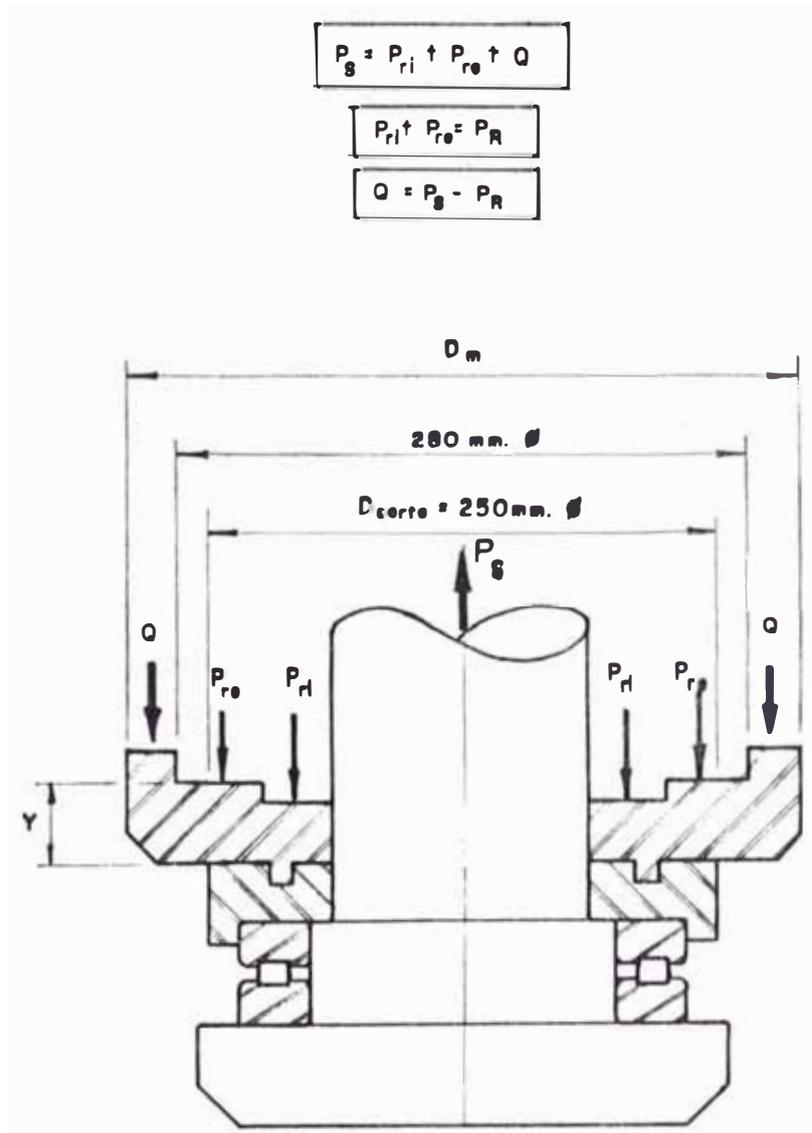


Figura No II

ANILLO EQUALIZADOR

Donde:

$$Q = 135,625.5 \text{ Kg}$$

El diámetro de 280 mm., se obtiene al dibujar los resortes, ya que éste diámetro es guía exterior del resorte exterior.

$S_{dm} = 7 \text{ Kg/mm}^2$, valor seleccionado de la tabla del Manual del Constructor de Maq. de H. Dubbel, Tomo I, Pag.1035, considerando que el material es acero fundido, sometido a una carga intermitente.

Reemplazando valores y efectuando: $D_m > 321 \text{ mm}$

Chequeando el aplastamiento en el cuerpo inferior del gancho (ver ítem 5.2) llegamos a la conclusión que el diámetro crítico es (del anillo equalizador) por ser menor. Luego tomamos:

$$D_m = 330 \text{ mm.}$$

Por corte:

$$\pi D_{\text{corte}} Y > \frac{Q}{S_{dc}}$$

Donde:

$D_{\text{corte}} = 250 \text{ mm.}$, se obtiene del plano de ensamble

Nº A-4. También se muestra en la Fig. 11.

Y espesor del anillo equalizador, correspondiente al área de corte.

S_{de} esfuerzo de diseño al corte $0.4 \times 42.2/3$
 5.63 Kg./mm^2 , considerando factor de
 seguridad de 3 y como material el acero
 fundido ASTM A-148 Grado 90-60 con un
 esfuerzo de fluencia de 42.2 Kg/mm^2 .

Reemplazando y efectuando: $Y > 30.7 \text{ mm}$.

Tomamos:

$$Y = 40 \text{ mm.}$$

En los planos de despiece A-1, se muestran mejores
 detalles de la forma geométrica del anillo
 equalizador, ya que los rebajes que tiene son para
 facilitar su montaje y desmontaje, sobre todo al
 pasar por la parte mas angosta del interior del
 cuerpo inferior del gancho.

4.7. Cálculo de la Tuerca de Resortes (Elemento # 6):

La figura Nº 12 muestra esquemáticamente la tuerca
 de resortes con la magnitud y posición de la carga a
 la cual está sometida, así como también los
 parámetros de la rosca a utilizar.

Utilizaremos rosca trapecial mediana DIN 103 de 30°
 con las siguientes características:

h - altura de la rosca 3.25 mm .

p - paso entre hilos = 6 mm .

$r = 0.25 \text{ mm}$.

Material: acero fundido ASTM A-148 Grado 90-60

S_y = esfuerzo de fluencia = 42.2 Kg/mm².

La carga máxima a la cual está sometida esta tuerca es la correspondiente a la deformación máxima del resorte, o sea al final de la carrera de trabajo, que es de 1,694.5 Kg. Luego empleando las ecuaciones para cálculo de esfuerzos en tornillos de potencia del Manual de "Diseño de Elementos de Máquinas" de J. Hori, tenemos:

For aplastamiento:

El esfuerzo de aplastamiento en las roscas es:

$$\sigma_a = \frac{W}{d_m h N} \leq \sigma_{aa}$$

Donde:

σ_{aa} = esfuerzo admisible de aplastamiento = 1.5 Kg/mm²

σ_a = esfuerzo de aplastamiento en las roscas.

d_m = diámetro medio del tornillo = 310 mm (del plano A-1)

W = P_R = 1,694.5 Kg.

N = número de hilos

h = altura de la rosca = 3.25 mm.

Reemplazando y efectuando: $N \geq 1.12$ hilos

For Flexión:

El esfuerzo de flexión en las roscas es:

$$\sigma_f = \frac{3 W h}{d_m N b^2} \leq \sigma_{af}$$

donde:

σ_r = esfuerzo de flexión en las roscas

b = espesor de raíz = 3.875 mm.

σ_{ar} = esfuerzo admisible a la flexión = 8.4 Kg/mm²,
considerando factor de seguridad 5.

Reemplazando valores y efectuando: $N \geq 0.7$ hilos

Por corte:

El esfuerzo de corte en las roscas será:

$$\tau = \frac{3 W}{2\pi d_r N b} \leq \tau_{dc}$$

Donde:

d_r = diámetro de raíz = 306.75 mm (del plano A-4)

τ_{dc} = esfuerzo de diseño al corte = $0.4 \times 42.2 / 5 = 3.4$
Kg/mm².

Reemplazando y efectuando: $N \geq 0.28$ hilos.

Estos valores del número de hilos es bajo dado que el valor del diámetro medio de la tuerca es considerable, debido a las dimensiones del diámetro de los resortes. Y considerando que por Normas Técnicas no se puede colocar 01 hilo y además que al realizar el preajuste de los resortes, en el momento en que los resortes hacen tensión, la tuerca tiene que estar enroscada una cantidad de hilos suficiente que preste seguridad al personal, es que tomamos como número de hilos (en el cuerpo inferior del gancho):

$$\underline{N = 8 \text{ hilos}}$$

Igualmente la longitud de la rosca tiene que ser tal que inicie su ajuste sin carga (con los resortes en su longitud libre) con los 8 hilos enroscados en el cuerpo inferior del gancho. Esta longitud es de $6 \times 8 = 48$ mm..A esta longitud hay que agregar la longitud que se comprime el resorte inicialmente, que como dijéramos anteriormente es de 98.7 mm.. De ésto concluimos que la longitud roscada debe ser: $98.7 + 48 = 146.7$ mm.; y el número total de hilos de la tuerca: $146.7/6 = 24$ hilos.

Las dimensiones de la tuerca, así como otros detalles de ésta se muestran en los planos de despiece N° A-1.

Torque necesario para comprimir los resortes:

A medida que se vaya comprimiendo los resortes, la carga va aumentando (en el momento de ensamble) y por lo tanto también el torque. El torque máximo se producirá cuando se termine de enroscar la tuerca ó cuando se empiece a desenroscar ésta; que corresponde a la carga de preajuste inicial de 600 Kg.

El torque necesario viene dado por:

$$\left| T_E = \frac{W_r \cdot d_m}{2} \left(\frac{\cos \varphi_n \times \tan \lambda + f}{\cos \varphi_n - f \tan \lambda} \right) \right|$$

Donde:

W_r = carga necesaria para comprimir los resortes =
600 Kg., correspondiente a la deformación
inicial de los resortes de 98.7 (ver Fig. Nº
10)

f - coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca
= 0.15

λ = ángulo de avance de la rosca: $\tan \lambda = 6/310$
 $1^\circ \tan \phi_n = \cos \lambda \cdot \tan \phi$ $\tan \phi_n = \cos 1^\circ \tan$
 30° , luego $\phi_n \approx 30^\circ$.

Reemplazando valores y efectuando obtenemos:

$T_E = 17,773 \text{ Kg-mm.}$

Este es el máximo torque que se empleará para dar el preajuste inicial de los resortes. Este valor de torque es perfectamente posible por la fuerza de dos personas que se coloquen a 180° introduciendo cada uno una varilla de 25 mm. de diámetro por 300 mm. de longitud en los agujeros de la tuerca para así ajustarla o desajustarla en el momento de ensamble y desensamble respectivamente.

Cálculo del espesor de la cabeza de la tuerca (t):

Para realizar éste cálculo, consideramos la cabeza de la tuerca de espesor "t" como una placa plana circular. Consultando con el Formulario de Resistencia de materiales de R.J.Roark observamos que el caso que más se asemeja es el que se muestra

en la Figura N^o 13.

Además en dicha figura se ha colocado la fórmula del esfuerzo máximo en el borde exterior de la placa (cabeza de la tuerca); éste esfuerzo debe ser menor que el esfuerzo de diseño, (σ_d), donde:

$$\sigma_d = S_y / F_w = 42.2/3 = 14 \text{ Kg/mm}^2$$

En la fórmula del esfuerzo máximo tenemos que:

σ_{max} = esfuerzo máximo en el borde exterior.

t = espesor de la placa (cabeza de la tuerca)

2r = 135 mm, diámetro del agujero (según plano A-1) = diámetro del eje.

2R = 310 mm., diámetro medio de los hilos de la tuerca.

w = $W/\pi (R^2 - r^2)$, donde W= 1,694.5 Kg.

Reemplazando valores: w = 0.0278 Kg/mm².

μ = coeficiente de Poisson = 0.3

Reemplazando valores en la fórmula de la Fig. 13 y efectuando obtenemos:

$$t \geq 12.5 \text{ mm}$$

O sea el valor mínimo del espesor de la tuerca debe ser 12.5 mm. En los planos de despiece (N^o A-1) se observa que la tuerca tiene un espesor mucho mayor que 12.5 mm. debido a que la cabeza de la tuerca aloja en ella otros elementos como: sello de aceite, agujeros para ajustar y desajustarla, agujeros para colocar anillo sujetador.

También tenemos que en la Fig. Nº 13 se ha colocado la fórmula para calcular la deflexión máxima.

Considerando que $E = 21,000 \text{ Kg/mm}^2$ y $t = 12.5 \text{ mm}$.

Reemplazando y efectuando: $y_{\text{max.}} = 0.010 \text{ mm}$; valor que es admisible.

4.8. Cálculo del anillo -chaveta (Elemento # 10):

Según se muestra en la Figura Nº 14, los 380 mm. y 430 mm. son de acuerdo al dimensionamiento del cuerpo inferior del gancho (ver cálculos en el ítem 5.2). Los 35 mm. de espesor del anillo se han tomado teniendo en cuenta que en su base inferior tiene agujeros para alojar el pin del mecanismo de gatillo.

La parte de la chaveta no necesita mayor cálculo, ya que sólo actúa cuando el pin del mecanismo de gatillo ingresa en uno de los agujeros del anillo, y en ésta situación no existe torque significativo, ya que el cuerpo inferior del gancho no gira. Pero si una persona por error trata de girar el cuerpo inferior del gancho, la chaveta estaría sometida a un esfuerzo de corte:

$$S_c = \frac{F}{\text{Area}} < S_{dc}$$

Donde:

$F = \text{Peso inf. del gancho} + \text{fuerza de una persona}$

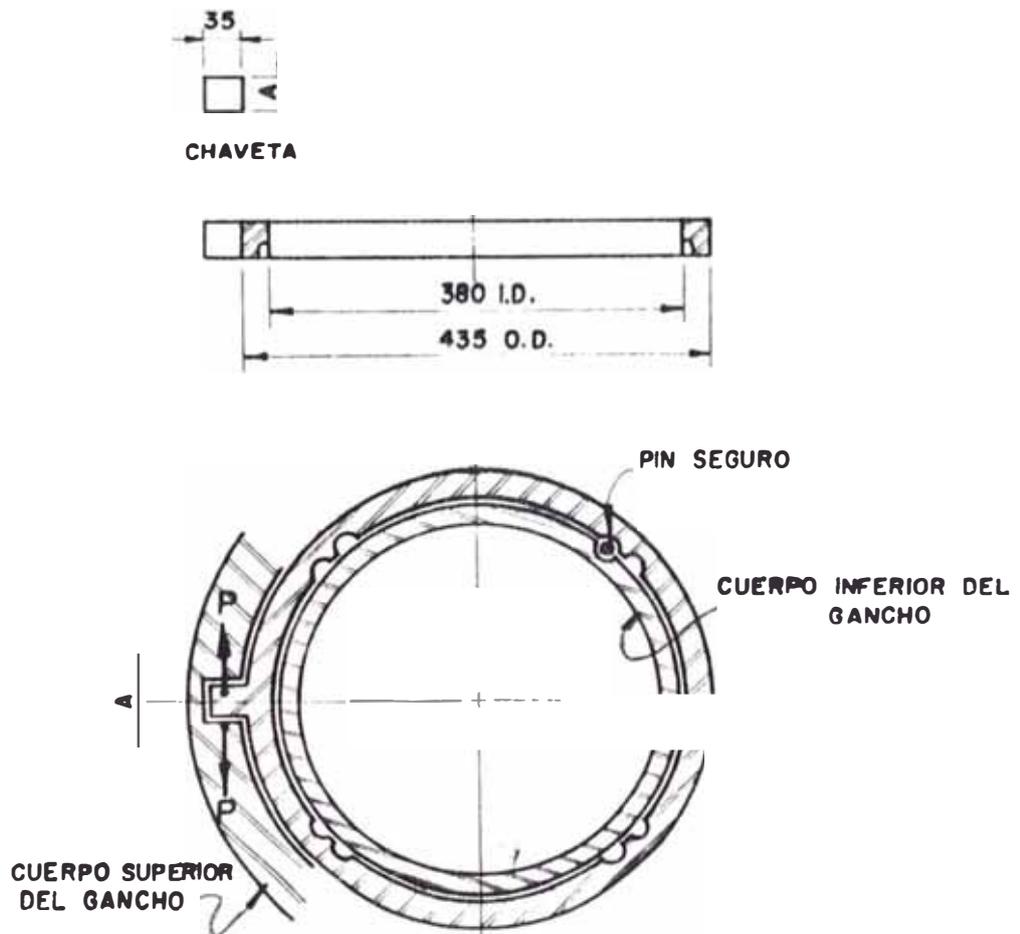


Figura No 14
ANILLO - CHAVETA

$$= 950 + 20 = 970 \text{ Kg.}$$

$$\text{Area} = 35 \times A$$

S_{de} Esfuerzo de diseño por corte = $0.4 \times 20/3 = 2.67 \text{ Kg/mm}^2$, considerando factor de seguridad de 3 y como material acero ASTM A-283 ($S_y = 20 \text{ Kg./mm}^2$).

Reemplazando valores y efectuando: $A \geq 11 \text{ mm}$.

Tomamos:

$$\underline{\underline{A = 30 \text{ mm}}}$$

Para mayor seguridad hemos tomado este valor, ya que pudiera surgir otra fuerza mayor que la de una persona, como podría ser al ajustar las botellas olvidándose de desconectar el mecanismo de gatillo, aunque en todo caso lo primero que fallaría sería el pin del mecanismo de gatillo por ser de menor área que la chaveta; además de que al estar conectado el mecanismo de gatillo, no sólo giraría el cuerpo inferior, sino todo el gancho, aliviando el torque de ajuste de las botellas, pero enredando los cables conectados al polipasto móvil.

Cuando el pin del mecanismo de gatillo está fuera del agujero del anillo-chaveta, el cuerpo inferior del gancho puede girar libremente con holgura en el diámetro interior del anillo (380 mm) y por lo tanto la chaveta no está sometida a esfuerzos, cuando se enroscan las botellas.

4.9. Cálculo del anillo - sujetador (Elemento # 11):

Este anillo no necesita mayor cálculo, ya que como se dijo anteriormente sirve para impedir que no se salga de su posición el anillo-chaveta. Sus dimensiones se han dado de acuerdo al anillo-chaveta y se muestran en los planos de despiece N° A-1.

4.10. Selección del sello de aceite (Elemento # 8):

Se selecciona de acuerdo al diámetro del eje (130 mm), como medida de su diámetro interior y el diámetro exterior se escoge de acuerdo a lo que existe comercialmente. En nuestro caso hemos escogido sello de aceite de las siguientes medidas:

Diámetro interior - 130 mm.

Diámetro exterior - 180 mm.

Espesor = 20 mm.

4.11. Cámara de aceite (Elemento # 7):

Para las dimensiones de ésta cámara ver item 5.2, en el cálculo del cuerpo inferior del gancho. La capacidad de aceite debe ser tal que su nivel llegue hasta el agujero de llenado de aceite, estando el gancho en posición vertical con la base del eje apoyada en la base del cuerpo inferior del gancho. Calculando éste vacío nos dá que la capacidad de aceite es de 11 litros. El tipo de aceite a usar es el SAE 30.

CAPITULO V

CALCULO Y DISEÑO DE COMPONENTES EXTERIORES

Para el cálculo de los diferentes componentes exteriores se ayudará de pequeños esquemas donde se colocarán las incognitas a calcular y los datos existentes, así:

5.1. Cálculo del cuerpo superior (Elemento # 13):

Según se muestra en la Fig. Nº 15, en la cavidad central del cuerpo superior del gancho, correspondiente al diámetro D_s , existe un aplastamiento y en la zona correspondiente al valor de L_s , existe un esfuerzo cortante. Luego:

Por aplastamiento:

$$\frac{\pi (D_s^2 - 130^2)}{4} P_s \geq S_{da}$$

$$P_s = 137,320 \text{ Kg.}$$

S_{da} = Esfuerzo admisible al aplastamiento - 12 Kg./mm², considerando como material: ASTM - a-148 Grado 135-125, con un $S_y = 88 \text{ Kg/mm}^2$, acero fundido.

Este valor ha sido seleccionado de la tabla del Manual del Constructor de Máquinas de H. Dubbel, Tomo I.

Reemplazando valores y efectuando: $D_s \geq 177.4\text{mm}$.

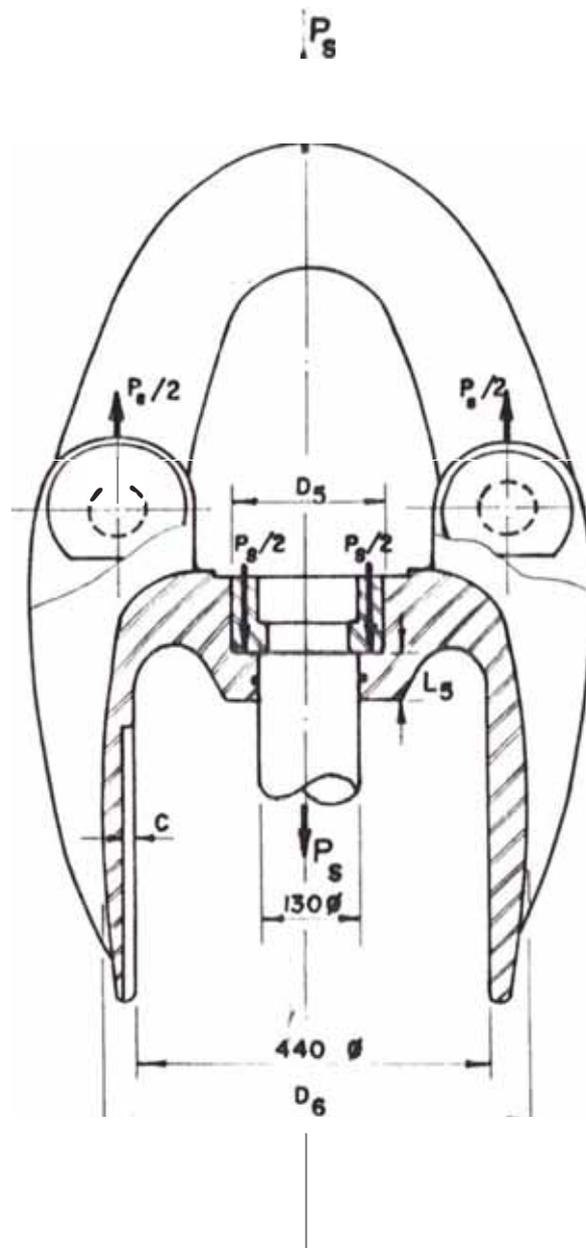


Figura No 15

CUERPO SUPERIOR DEL GANCHO

Este valor debe ser comparado con el aplastamiento que ocurre en el anillo seguro partido (como ya se explicó en el ítem 4.3). Por lo tanto tomamos:

$$D_s = 190 \text{ mm.}$$

Por corte:

$$\pi D_s L_s \geq \frac{F_s}{S_{dc}}$$

Donde:

$S_{dc} = 10 \text{ Kg/mm}^2 =$ esfuerzo admisible al corte.

Reemplazando valores y efectuando: $L_s \geq 23 \text{ mm}$

Considerando que cerca a ésta zona se colocará un anillo "O" de neoprene, tomaremos:

$$L_s = 50 \text{ mm.}$$

Además en la zona correspondiente al diámetro D_s existe un esfuerzo de tracción que será:

$$\frac{\pi (D_s^2 - 440^2)}{4} \geq \frac{F_s}{S_d}$$

Donde:

$F_s = 137,320 \text{ Kg.}$

440 mm., Según dimensionamiento del cuerpo inferior del gancho (ver ítem 5.2) y considerando un juego de 5 mm entre el diámetro exterior del cuerpo inferior y éstos 440 mm. (diámetro interior del cuerpo superior).

S_d = esfuerzo de diseño por tracción = $88/3 = 29$
Kg/mm².

Reemplazando valores y efectuando: $D_d \geq 447$ mm.

Pero considerando que este cuerpo inferior tiene un canal chavetero de profundidad "c" (según figura N^o 15) de 20 mm., luego: $D_d = 447 + 20 \times 2 = 487$ mm.

Luego, tomamos:

$$D_d = 520 \text{ mm.}$$

Hemos hecho el cálculo como si fueran dos canales chaveteros de 20 mm. c/u, pero en realidad sólo se hace un canal y se deja el otro por hacer en un futuro si en caso se desgasta mucho el primero que se hace.

Cálculo de los pines (Elemento # 15):

Según se explicó en el ítem 3.2.3, el gancho tiene dos pines que sujetan el asa, cada uno de los cuales está sometido a un esfuerzo de corte (ver Figura N^o 16) cuya área debe cumplir:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} \geq \frac{P_s/4}{S_d}$$

Donde:

$P_s/4$ = carga efectiva de corte = $137,320/4$ Kg.

$S_d = 0.4 \times 75/3 = 10$ Kg./mm², esfuerzo de diseño por corte considerando como material: acero

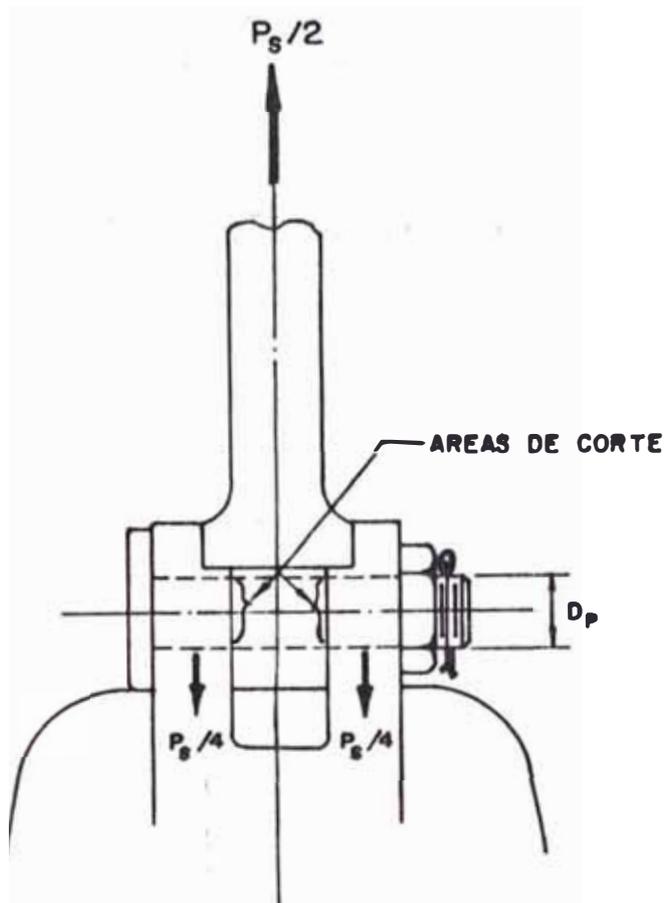


Figura No 16

PINES QUE SUJETAN EL ASA

AISI 4340 con un $S_y = 75 \text{ Kg/mm}^2$ y factor seg.de 3.

$D_p =$ diámetro del pin

Reemplazando valores y efectuando: $D_p \geq 66.1 \text{ mm.}$

Tomamos:

$$D_p = 70 \text{ mm.}$$

Cálculo de los soportes: (Ver figura N° 17):

Según se observa en la figura N° 17, la zona correspondiente al alojamiento de los pines, anillo circular de sección transversal rectangular, lo consideramos como un elemento curvo grueso sometido a una carga P , que genera un esfuerzo máximo en la sección A-B: Esf. de tracción en "B" y compresión en "A".

Según el libro "Esfuerzos y Deformaciones" de J. Hori, el Momento Máximo en la sección A-B es:

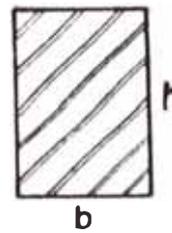
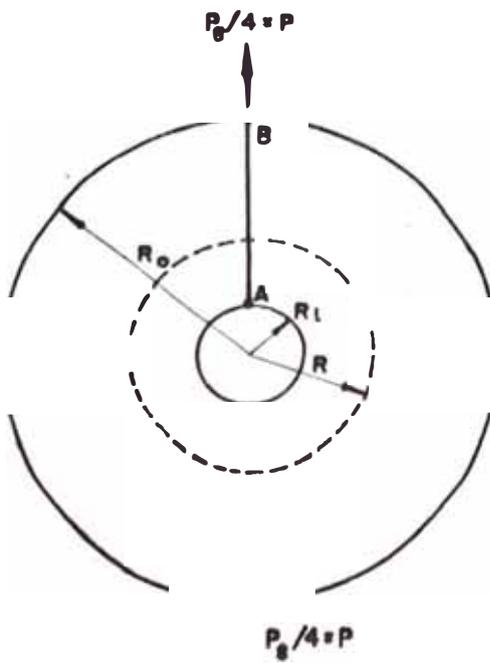
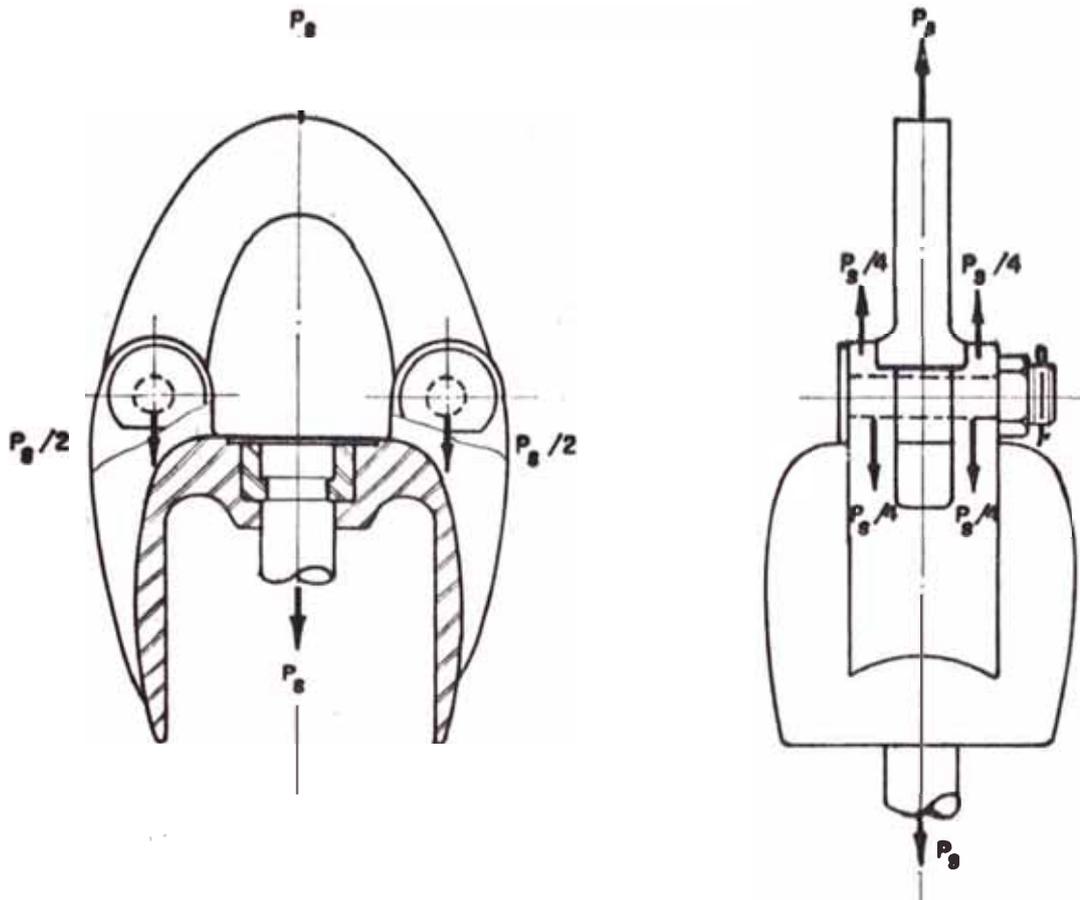
$$M_{AB} = \frac{P (R - e)}{\pi} \dots\dots\dots V$$

Y por lo tanto el esfuerzo de compresión en "A" es:

$$\sigma_A = \frac{M_{AB} C_1}{A e R_1} \leq S_d \dots\dots\dots VI$$

El esfuerzo de tracción en "B" es:

$$\sigma_B = \frac{M_{AB} C_0}{A e R_0} \leq S_d \dots\dots\dots VII$$



SECCION TRANSVERSAL

ANILLO CIRCULAR
SECCION CRITICA A-B

Figura No. 17

SOPORTES DEL CUERPO SUPERIOR

Donde:

R_1 - Radio interior del anillo (del pin) - 35 mm

R_o = Radio exterior del anillo - $R_1 + h$, donde $h = 55$ mm, valor que asumimos como una dimensión de la sección rectangular del anillo.

Reemplazando valores, obtenemos: $R_o = 90$ mm.

$e = R - R_n$, donde:

R - Radio de curvatura - $R_1 + (h/2) = 62.5$ mm.

R_n - Radio superficie neutra $= h/L_n (R_o/R_1)$,

reemplazando:

58.23 mm.

$e = 4.27$ mm.

$C_o = R_o - R_n = 31.77$ mm.

$C_1 = h - C_o = 23.23$ mm.

A - área de la sección transversal - $b \times h$, donde: asumimos el valor de $b = 70$ mm.

$P = P_s/4$, ya que son cuatro anillo circulares, luego $P = 137,320/4 = 34,330$.Kg.

S_d = Esfuerzo de diseño a la tracción ó compresión, considerando como material al acero fundido ASTM-A-148 Grado 135-125 con un esfuerzo de fluencia de 88 Kg/mm² y como factor de seguridad luego:, obtenemos= 29.3 Kg/mm².

Reemplazando y efectuando, obtenemos :

En "A" (compresión) :

$$\sigma_A = 25.69 \text{ Kg/mm}^2 < 29.3 \text{ Kg/mm}^2$$

Lo anterior es satisfactorio!

En "B" (tracción):

$$\sigma_B = 13.7 \text{ Kg/mm}^2 < 29.3 \text{ Kg/mm}^2$$

lo anterior también es satisfactorio!

Chequeando deformación por la expresión:

$$\epsilon_p = \frac{\pi FR(R-e)}{4AEe} - \frac{2F(R-e)^2}{\pi AEe} + \frac{\pi \alpha FR}{4AG} \quad \dots \text{VIII}$$

Donde:

$$E = 21,000 \text{ Kg/mm}^2$$

$$G = 8,450 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\alpha = 1.5$$

Reemplazando valores y efectuando:

$$\epsilon_p = 0.080 \text{ mm.}$$

valor que es admisible.

Luego de comprobar los esfuerzos máximos y la deformación, concluimos que los valores de b y h asumidos son satisfactorios.

Luego:

$b = 70 \text{ mm.}$
$h = 55 \text{ mm.}$

Además según se observa en la vista de perfil del cuerpo superior del gancho, Figura No 18, la zona correspondiente a la sección de área HxJ está sometida a un esfuerzo de corte, que será:

$\frac{Fs/2}{HxJ} \leq S_{dc}$

Donde:

$P_s/2 = 137,320/2 = 68,660 \text{ Kg}$, son dos soportes.

$H \times J = \text{área de la sección transversal} = 230 \times 250 \text{ mm}^2$

$S_{de} = 0.4 \times 88/3 = 11.7 \text{ Kg/mm}^2$

Reemplazando valores y efectuando:

$$1.2 \text{ Kg/mm}^2 < 11.7 \text{ Kg/mm}^2$$

Resultado satisfactorio!

Cálculo del asa (elemento #14):

Para el cálculo de las dimensiones de asa, es necesario calcularla en la zona correspondiente al alojamiento de los pines y en la parte superior donde cuelga del polipasto móvil.

En el alojamiento de los pines:

Según se observa en la figura Nº 18, ésta zona es un anillo circular de sección transversal rectangular (elemento curvo grueso), por lo que emplearemos las expresiones Nº V, VI y VII. En dichas expresiones tenemos que para el caso del asa:

$P = P_s/2 = 137,320/2 = 68,660 \text{ Kg.}$, ya que son dos agujeros para pines. se ha despreciado la pequeña inclinación de esta fuerza

$R_1 = 35 \text{ mm.}$

$R_o = R_1 + h$, donde $h = 60 \text{ mm}$ (valor que asumimos como una dimensión de la sección rectangular del anillo). Luego: $R_o = 95 \text{ mm.}$

$$e = R - R_n$$

$$R = R_1 + h/2 = 65 \text{ mm.}$$

$$R_n = h/L_n (R_o/R_1) = 60 \text{ mm.}$$

$$e = 5 \text{ mm.}$$

$$C_o = R_o - R_n = 35 \text{ mm.}$$

$$C_1 = h - C_o = 25 \text{ mm.}$$

A = b h = donde asumimos el valor de b = 85 mm.

S_d = Esfuerzo de diseño. Considerando que el material seleccionado es: Acero AISI 4140, forjado y tratado termicamente con un $S_y = 115 \text{ Kg/mm}^2$ y un factor de seguridad de 3; luego tenemos:

$$S_d = 38.3 \text{ Kg/mm}^2.$$

Reemplazando valores en las expresiones V, VI y VII, obtenemos:

Compresión en "A":

$$\sigma_A = 36.75 \text{ Kg/mm}^2 < 38.3 \text{ Kg/mm}^2$$

lo cual es satisfactorio !

Tracción en "B":

$$\sigma_B = 18.95 \text{ Kg/mm}^2 < 38.3 \text{ Kg/mm}^2$$

lo cual es satisfactorio !

Chequeando deformación en la expresión N° VIII:

$$\sigma_p = 0.095 \text{ mm.}$$

satisfactorio!

Luego de comprobar esfuerzos y deformaciones:

$b = 85 \text{ mm.}$
$h = 60 \text{ mm.}$

En la parte superior donde cuelga del polipasto móvil:

Según se observa en la Fig. Nº 19, la zona crítica es la correspondiente a la sección A-B, que consideramos como un anillo circular de sección transversal rectangular. Luego para calcular las dimensiones del asa en la parte superior, emplearemos las expresiones V, VI, VII, en donde:

$F = F_s + F_a$, donde:

$F_s = 137,320$, y F_a es el peso adicional por el cuerpo superior del gancho, que lo estimaremos en 500 Kg.; luego $F = 137,820$ Kg.

$R_1 = 100$ mm., valor escogido de las especificaciones API Nº 8-A, sección 7 (año 1985) para radios de contacto para éste tipo de elementos.

$R_o = R_1 + h$, asumiendo $h = 175$ mm., entonces $R_o = 275$ mm.

$R = R_1 + h/2 = 187.5$ mm.

$R_n = h / \ln (R_o/R_1) = 173$ mm.

$e = R - R_n = 14.5$ mm.

$C_o = R_o - R_n = 102$ mm.

$C_1 = h - C_o = 73$ mm.

A - área de la sección transversal = $b \times h$, asumiendo

$b = 85$ mm., entonces: $A = 14,875$ mm².

$S_d = 38.3$ Kg/mm², como ya se explicó anteriormente; o sea para acero AISI 4140 tratado termicamente con $S_y = 115$ Kg/mm² (dato tomado del Manual Marks).

Luego, reemplazando valores en las expresiones V, VI, VII y efectuando, obtenemos:

Compresión en "A": $\sigma_A = 25.7 \text{ Kg/mm}^2 < 38.3 \text{ Kg/mm}^2$

Tracción en "B": $\sigma_B = 13.0 \text{ Kg/mm}^2 < 38.3 \text{ Kg/mm}^2$

Expresiones satisfactorias:

Chequeando deformación con la expresión VIII:

$$\delta_p = 0.20 \text{ mm.}$$

La deformación es admisible.

Por lo tanto luego de comprobar los esfuerzos máximos y la deformación máxima, concluimos que los valores de "b" y "h" asumidos son satisfactorios:

b - 85 mm.
h - 175 mm.

Se ha tomado el valor de "h" un poco alto ó mejor dicho sobredimensionado, ya que ésta zona está sometida a desgaste.

5.2. Cálculo del cuerpo inferior del gancho (Elemento #16):

Para los siguientes cálculos nos ayudaremos de la Fig. Nº 20. En dicha figura y de acuerdo con la Fig.N.7 se puede observar que el cuerpo inferior del gancho está sometido mayormente a esfuerzo de tracción, para lo cual comprobaremos dichos esfuerzos en las secciones de menor espesor como son: el diámetro D_6 , D_7 y D_{10} .

Así tenemos:

Por tracción:

$$\frac{\pi (D_{\phi}^2 - 365^2)}{4} \geq \frac{P_R}{S_d}$$

donde:

$$P_R = 1,694.5 \text{ Kg.}$$

365 mm., es el diámetro interior que se muestra en la figura 20 y que se ha tomado debido a las dimensiones de la tuerca de resortes.

D_{ϕ} , es el diámetro exterior a calcular.

S_d = esfuerzo de diseño por tracción = 14 Kg/mm²,
considerando como material: Acero fundido
ASTM-A-148 Grado 90-60 con un $S_y = 42.2$
Kg/mm² y utilizando factor de seguridad = 3
(Norma API).

Reemplazando valores y efectuando: $D_{\phi} \geq 365.2 \text{ mm.}$

Considerando que en ésta zona debe ir alojado el mecanismo de gatillo que traba el giro del rodamiento, tomaremos:

$$D_{\phi} = 435 \text{ mm.}$$

Por Tracción:

$$\frac{\pi (D_{10}^2 - 330^2)}{4} \geq \frac{P_R}{S_d}$$

Donde:

330 mm., es una dimensión limitada por la dimensión de la tuerca de resortes.

Reemplazando valores y efectuando: $D_{10} \geq 330$ mm.

Tomamos:

$$D_{10} = 380 \text{ mm.}$$

En la zona correspondiente al diámetro D_7 donde el anillo equalizador existe un esfuerzo de aplastamiento:

Por aplastamiento:

$$\frac{\pi (D_7^2 - 285^2)}{4} \geq \frac{Q}{S_{da}}$$

Donde:

$$Q = 135,625.5 \text{ kg.}$$

285 mm., ésta dimensión está limitada por la medida del diámetro exterior del resorte exterior (guía de los resortes).

$S_{da} = 7 \text{ Kg/mm}^2$., éste esfuerzo de diseño por aplastamiento ha sido seleccionado del Manual de H. Dubbel, de la tabla de la página 1035 Tomo I, considerando que ésta zona es una superficie no deslizante sometida a una carga intermitente y como material acero fundido A-148.

Reemplazando valores y efectuando: $D_7 \geq 326$ mm.

Tomamos:

$$D_7 = 340 \text{ mm.}$$

En la zona correspondiente a la zona "F", existe un esfuerzo de corte, cuando el anillo equalizador topa en el diámetro D_7 :

Por corte:

$$\pi D_7 F \geq \frac{Q}{S_{dc}}$$

Donde:

$$Q = 135,625.5 \text{ kg.}$$

$$D_7 = 340 \text{ mm.}$$

$$S_{dc} = \text{Esf. diseño al corte} = 0.4 \times 42.2 / 3. \text{ Material acero fundido A-148 Gr. 90-60 con } S_y = 42.2 \text{ Kg/mm}^2 \text{ y factor de seguridad} = 3. \text{ Luego: } S_{dc} = 5.6 \text{ Kg/mm}^2.$$

Reemplazando valores y efectuando: $F \geq 22.7 \text{ mm.}$

Considerando que esta zona sirve de guía intermedia de los resortes, tomaremos:

$$F = 70 \text{ mm.}$$

Además calcularemos el diámetro D_8 en donde existe un esfuerzo de tracción:

Por tracción:

$$\frac{\pi (D_8^2 - D_7^2)}{4} \geq \frac{Q}{S_d}$$

Donde:

$$Q = 135,625.5 \text{ kg.}$$

$$D_7 = 340 \text{ mm.}$$

$S_d =$ Esfuerzo de diseño por tracción = 14 Kg/mm².

Reemplazando valores y efectuando: $D_e \geq 357.7$ mm

Tomaremos:

$$D_e = 410 \text{ mm.}$$

Cabe anotar que la zona roscada del cuerpo inferior del gancho tiene una rosca trapecial de 6 mm. de paso y 3.25 mm. de altura de rosca, con 8 hilos, según se explicó en el ítem 4.7 al realizar el cálculo de la tuerca de resortes.

Cálculo del gancho doble (Elemento # 19):

Según se observa en la Fig. N^o 21 y según el Manual del Constructor de Máquinas de H. Dubbel- Capítulo de Máquinas elevadoras, la sección crítica para ganchos dobles es la correspondiente a I-II:

En I, tracción y en II compresión. El esfuerzo máximo en dicha sección viene dada por:

$$K = \frac{(Q''/2) \operatorname{sen} \alpha}{f} + \frac{(Q''/2) m}{W} \leq \sigma_d$$

Donde:

$Q'' = P = 136,370$ kg (150 Ton. cortas)

$\sigma_d =$ esfuerzo de diseño = 13 Kg/mm², para acero fundido forjado (según H. Dubbel) A-148 Gr. 90-60 con $S_y = 42.2$ Kg/mm².

Seleccionamos sección rectangular que es más resistente y además Tracción en I = Compresión II.

Para sección rectangular:

$f = b \times h = \text{área de la sección}$

$W = 0.16 b \times h^2 = \text{momento resistente}$

Además:

$$\boxed{\text{sen } \alpha = \frac{m}{50 + h/2}} \dots\dots\dots(1)$$

Donde:

50 mm., es el radio de contacto escogido de la especificaciones API N° 8-A.

Asumiendo un valor inicial de $b = 150$ mm. y reemplazando valores en K, tenemos:

$$\boxed{K = \frac{454.5 \text{ sen } \alpha}{h} + \frac{2,841.0 \text{ m}}{h^2}} \dots\dots(2)$$

Luego para diversos valores de "h" (trazando líneas como se muestra en la Fig.N° 21) y reemplazando valores en (1) y (2); tenemos:

b (mm)	h (mm)	m (mm)	sen α	K (Kg/mm ²)	≤ 13 Kg/mm ²
150	190	125	0.862	11.89	Satisfactorio
150	180	108	0.771	11.41	Satisfactorio
150	160	85	0.654	11.29	Satisfactorio
150	140	65	0.541	11.17	Satisfactorio

A partir de aquí, los valores de "K" bajan considerablemente, de allí que cambiamos los valores de "b". Así para $b = 120$ mm. tenemos:

$$K = \frac{568.2 \operatorname{sen} \alpha}{h} + \frac{3,551.3m}{h^2} \dots\dots(3)$$

Reemplazando valores en (1) y (3), tenemos:

b (mm)	h (mm)	m (mm)	sen α	K (Kg/mm ²)	$\leq 13 \text{ Kg/mm}^2$
120	135	45	0.383	10.38	Satisfactorio

Para b = 100 mm.:

$$K = \frac{681.8 \operatorname{sen} \alpha}{h} + \frac{4,261.5m}{h^2} \dots\dots(4)$$

Reemplazando valores en (1) y (4), obtenemos la siguiente tabla:

b (mm)	h (mm)	m (mm)	sen α	k Kg/mm ²	$\leq 13 \text{ Kg/mm}^2$
100	130	30	0.26	8.92	Satisfactorio

Para b = 80 mm.

b (mm)	h (mm)	m (mm)	sen α	k Kg/mm ²	$\leq 13 \text{ Kg/mm}^2$
80	120	12	0.11	5.60	Satisfactorio

De ésta manera se ha obtenido la curva del gancho doble, o sea asumiendo el valor de "h" y de "b", los cuales han sido comprobados al calcular los esfuerzos.

De ésto se deduce que el área de la sección transversal va disminuyendo conforme se acerca al punto de aplicación de la carga, disminuyendo los esfuerzos considerablemente; pero se ha mantenido

aún así los valores de "h" y "b" altos, ya que el valor del radio de contacto 50 mm. está sometido a desgaste disminuyendo ésta área con el trabajo.

Cálculo del gancho simple (Elemento # 17):

Para una mejor explicación nos ayudaremos de la Fig. Nº 22, en la cual se observa la posición de la carga y la forma de dicho elemento, que consideraremos como una viga recta apoyada en el extremo "A" y empotrada en el extremo "C". Luego de los manuales de resistencias de materiales, tenemos que:

$$R_A = \frac{P_s b^2}{L^2} (1 + a/2L)$$

Donde:

$P_s = 137,320$ Kg.

$a = 225$ mm., distancia que se ha tomado teniendo en cuenta que el punto de aplicación de la carga coincide con el centro del cuerpo inferior del gancho.

$b = 75$ mm., se ha tomado en cuenta bajo la consideración anterior y además porque debe permitir que se aloje el asa de la cabeza giratoria de inyección.

$L = a + b = 295$ mm.

Reemplazando valores y efectuando:

$$\left[R_A = 10,680 \text{ Kg} \right]$$

Luego: $R_c = P_s - R_a :$

$$R_c = 126,640 \text{ Kg}$$

También tenemos que los Momentos máximos ocurren en el punto "B" y "C"; :

$$M_B = \frac{P_s ab^2 (1 + a/2L)}{L^2}$$

Reemplazando valores y efectuando:

$$M_B = 1'960,777 \text{ Kg-mm.}$$

En "C":

$$M_C = - \frac{P_s ab (1 - b/2L)}{L}$$

Efectuando:

$$M_C = -6'461,653 \text{ Kg-mm}$$

Para el cálculo de los esfuerzos asumimos los valores de "B" y "H", dimensiones de la sección transversal:

$$B = 80 \text{ mm.}$$

$$H = 220 \text{ mm.}$$

En "B"; el esfuerzo será:

$$\sigma_B = \frac{M_B c}{I} \leq \sigma_d$$

Donde:

$$c = 220/2 = 110 \text{ mm.}$$

$I = BH^3/12 =$ momento de inercia de sección rectangular.

$\sigma_d =$ esfuerzo de diseño $= 42.2/3 = 14 \text{ Kg/mm}^2$., considerando material A-148 Gr. 90-60 de $S_y = 42.2 \text{ Kg/mm}^2$. y factor de seguridad de 3.

Reemplazando valores y efectuando:

$$\sigma_B = 3 \text{ Kg/mm}^2 < 14 \text{ Kg/mm}^2$$

relación satisfactoria !

Luego los valores de "B" y "H" asumidos son correctos

$B = 80 \text{ mm.}$
$H = 220 \text{ mm.}$

En el extremo "A":

Cálculo del Pin: (Elemento # 32):

Sobre éste pin pivotea el seguro curvo del gancho simple (elemento # 18) y sobre el cual actúa la reacción R_A , luego se debe cumplir:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} \geq \frac{R_A}{S_{dc}}$$

Donde:

$$R_A = 10,680 \text{ Kg.}$$

$D_p =$ diámetro del pin.

$S_{dc} =$ Esfuerzo de diseño por corte $= 0.4 \times 75/3 = 10 \text{ Kg/mm}^2$, considerando como material el acero AISI 4340 con un $S_y = 75 \text{ Kg/mm}^2$, y factor seguridad $= 3$.

Reemplazando valores y efectuando: $D_p > 37 \text{ mm.}$

Tomamos:

$$\underline{D_p = 50 \text{ mm.}}$$

Además, según se observa en la Fig. Nº 23 es necesario calcular la zona correspondiente al alojamiento del pin como un anillo circular de sección transversal rectangular sometido a la fuerza R_A , para lo cual emplearemos las expresiones Nº V, VI y VII.

Así tenemos que:

$$R_1 = 50/2 = 25 \text{ mm.} - \text{radio del alojamiento del pin.}$$

$$R_o = R_1 + h, \text{ asumiendo } h = 40 \text{ mm.}, \text{ entonces } R_o = 65 \text{ mm.}$$

$$R = R_1 + h/2 = 45 \text{ mm.}$$

$$R_n = h / \ln (R_o / R_1) = 41.86 \text{ mm.}$$

$$e = R - R_n = 3.14 \text{ mm.}$$

$$C_o = R_o - R_n = 23.14 \text{ mm}$$

$$C_1 = h - C_o = 16.86$$

$$R_A = 10,680 \text{ Kg} = P$$

$$A = \text{area de la sección transversal} = b \times h, \\ \text{asumiendo } b = 80 \text{ mm};$$

$$A = 3200 \text{ mm}^2.$$

$$S_d = \text{Esfuerzo de diseño a la compresión o tracción} \\ 42.2/3 \quad 14 \text{ Kg-mm}^2, \text{ considerando como} \\ \text{material el acero el acero ASTM- A-148 Gr.} \\ 90-60.$$

Reemplazando valores y efectuando en las expresiones V, VI, y VII, obtenemos:

Esfuerzo de compresión en "A":

$$\sigma_A = 9.55 \text{ Kg/mm}^2 < 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Satisfactorio!

Esfuerzo de tracción en "B":

$$\sigma_B = 5.0 \text{ Kg/mm}^2 < 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Satisfactorio!

Chequeando deformación según la expresión VIII:

$$\delta_p = 0.037 \text{ mm}$$

Satisfactorio!

Luego de chequear esfuerzos y deformaciones, concluimos que los valores de b y h asumidos son satisfactorios:

$$h = 40 \text{ mm.}$$

$$b = 80 \text{ mm.}$$

La deformación máxima en la viga (y), según se observa en la Fig. N° 22 es:

$$y = \frac{P_s L^3}{4 E I} \left[\frac{b^2 X}{L^2 L} \left[\frac{a}{L} - \frac{2(1 + a/2L)}{3} \frac{X^2}{L^2} \right] \right]$$

Donde:

$$X = L \sqrt{\frac{a/2L}{(1+a/2L)}}$$

Reemplazando valores y efectuando:

$$X = 95.7 \text{ mm.}, \text{ a partir del punto "A"}$$

luego la deformación máxima a 95.7 mm de "A":

$$y = 0.0076 \text{ mm.}$$

este valor es admisible, por lo que no afecta los valores de B y H asumidos.

Cálculo de los soportes (elemento # 31), en el empotramiento "C":

Según se observa en la Figura N^o 24, la forma geométrica de la sección I-II está normalizada según API, para lo cual procederemos a calcular las dimensiones de dicha sección transversal. la sección crítica de máximo esfuerzo es la sección I-II: En I, esfuerzo máximo de tracción, y en II, esfuerzo máximo de compresión.

Según el Manual de H. Dubbel ó el libro de Máquinas elevadoras de G. Jerie, el esfuerzo máximo de tracción en I es:

$$K_z = \frac{Q}{f} + \frac{M_{I-II}}{W_1} \leq (8 \text{ a } 13 \text{ Kg/mm}^2)$$

Donde:

Q = Reacción en "C" = R_C = 126,640 Kg.

M_{I-II} = M_C = Momento máximo en "C" = 6'461,653 Kg-mm.

f = área de la sección transversal en I-II = 40,250 mm². para éste cálculo del área, ver Fig. N^o 25, donde se ha asumido los valores de dicha sección transversal, para calcular el momento de inercia.

$W_1 =$ Momento resistente en la zona I = 2'143,070 mm³. (Ver fig. N^o 25, para el cálculo de momento inercia).

Reemplazando valores y efectuando:

$$K_z = 6.16 \text{ Kg/mm}^2 < (8 \text{ a } 13 \text{ Kg/mm}^2)$$

Satisfactorio!

El esfuerzo máximo de compresión en II es:

$$K = - \frac{Q}{f} + \frac{M_{I-II}}{W_2} \leq (8 \text{ a } 13 \text{ Kg/mm}^2)$$

donde:

$$Q = 126,640 \text{ Kg.}$$

$$f = 40,250 \text{ mm}^2$$

$$M_{I-II} = 6'461,653 \text{ Kg-mm}$$

$W_2 =$ Momento resistente en el extremo II = 1'647,578 mm³ (Ver fig. N^o 25 y cálculo del momento resistente).

Reemplazando valores y efectuando:

$$K = 0.775 \text{ Kg/mm}^2 < (8 \text{ a } 13 \text{ Kg/mm}^2)$$

Satisfactorio!

Luego, después de comprobar los esfuerzos, concluimos que los valores de la sección transversal asumidos y que se muestran en la Fig. N^o 25 son satisfactorios.

Cálculo del Momento de inercia y momentos resistentes de la sección transversal I-II (Figura N^o 25):

Las dimensiones que aparecen en la Fig. N^o 25 son asumidas y comprobadas en el cálculo de los esfuerzos en la sección I-II.

A continuación procederemos al cálculo de áreas momentos de inercia y momentos resistentes:

$$A = \text{área del trapecio exterior} = (180 + 370) \times 280/2 = 77,000 \text{ mm}^2.$$

$$A_1 = \text{área del trapecio interior} + (80 + 270) \times 210/2 = 36,750 \text{ mm}^2.$$

$$f = \text{área de la sección transversal I-II} = A - A_1:$$

$$f = 40,250 \text{ mm}^2$$

$$Y_0 = \text{centro de gravedad de trapecio exterior} =$$

$$= \frac{280}{3} \left(\frac{370 + 2 \times 180}{370 + 180} \right) = 123.8 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \text{centro d gravedad de trapecio interior} =$$

$$= \frac{210}{3} \left(\frac{270 + 2 \times 80}{270 + 80} \right) = 86 \text{ mm.}$$

$$n_2 = \text{centro de gravedad de la sección transversal I-}$$

II

$$= \frac{A_0 Y_0 - A_1 Y_1}{A_0 - A_1} = 158.3 \text{ mm.}$$

Luego:

$$n_1 = 280 - 158.3 = 121.7 \text{ mm.}$$

$$I_0 = \text{momento de inercia del trapecio exterior}$$

$$= \frac{(280)^3}{36} \left[\frac{(370 + 180)^2 + 2(370)(180)}{370 + 180} \right]$$

$$= 483'054,868 \text{ mm}^4.$$

I_1 = momento de inercia del trapecio interior

$$= \frac{210^3}{36} \left[\frac{(270 + 80)^2 + 2(270)(80)}{270 + 80} \right]$$

$$= 121'789,500 \text{ mm}^4.$$

d_1 = distancia del centro de gravedad del trapecio exterior al centro de gravedad de la sección transversal.

$$= 158.3 - 123.8 = 34.5 \text{ mm.}$$

d_2 = distancia del centro de gravedad del trapecio interior al centro de gravedad de la sección transversal.

$$= 158.3 - 86 = 72.3 \text{ mm.}$$

I = momento de inercia de la sección transversal I-II: Aplicando el teorema de Steiner y por diferencia de momentos de inercia tenemos:

$$I = I_0 + d^2_1 A_0 - (I_1 + d^2_2 A_1)$$

Reemplazando valores y efectuando:

$$I = 260'811,710 \text{ mm}^4.$$

W_1 = momento resistente en la zona I

$$= I/n_1 = \frac{260'811,710}{121.7} = 2'143,070 \text{ mm}^3$$

W_2 = momento resistente en la zona II:

$$= I/n_2 = 260'811,710 / 158.3 = 1'647,578 \text{ mm}^3.$$

Los valores de n_1 y n_2 , son las distancias a las fibras extremas (ver fig. N° 25).

5.3. Cálculo del seguro curvo del gancho simple (Elemento

N° 18):

Es necesario calcular éste elemento en varias zonas, así tenemos:

En el alojamiento del pin:

Según se observa en la Fig N^o 26, en ésta zona del alojamiento del pin, es necesario calcular éste alojamiento como un anillo circular de sección transversal rectangular, que está sometido a una fuerza $R_A/2$. Para lo cual emplearemos las expresiones V, VI y VII.

Así tenemos que:

$$R_1 = 50/2 = 25 \text{ mm.} = \text{radio del agujero.}$$

$$R_1 + h = \text{asumiendo } h = 40 \text{ mm., luego } R_o = 65 \text{ mm.}$$

$$R = R_1 + h/2 = 45 \text{ mm.}$$

$$R_n = h / \ln (R_o / R_1) = 41.8 \text{ mm.}$$

$$e = R - R_n = 3.13 \text{ mm.}$$

$$- R_o - R_n = 23.2$$

$$C_1 - h \quad C_o = 16.8 \text{ mm.}$$

$$R_A/2 = P = 10,680/2 = 5,340 \text{ Kg.}$$

A = área de la sección transversal, - b x h, asumiendo

$$b = 28 \text{ mm., luego: } A = 1,120 \text{ mm}^2.$$

S_d = esfuerzo de diseño a la compresión ó tracción

$$= 42.2/3 = 14 \text{ Kg/mm}^2, \text{ considerando como material el acero fundido ASTM A-148 Grado 90-60 con un } S_y = 42.2 \text{ Kg/mm}^2.$$

Reemplazando valores en las expresiones V, VI y VII, obtenemos:

Esfuerzo de compresión en "A":

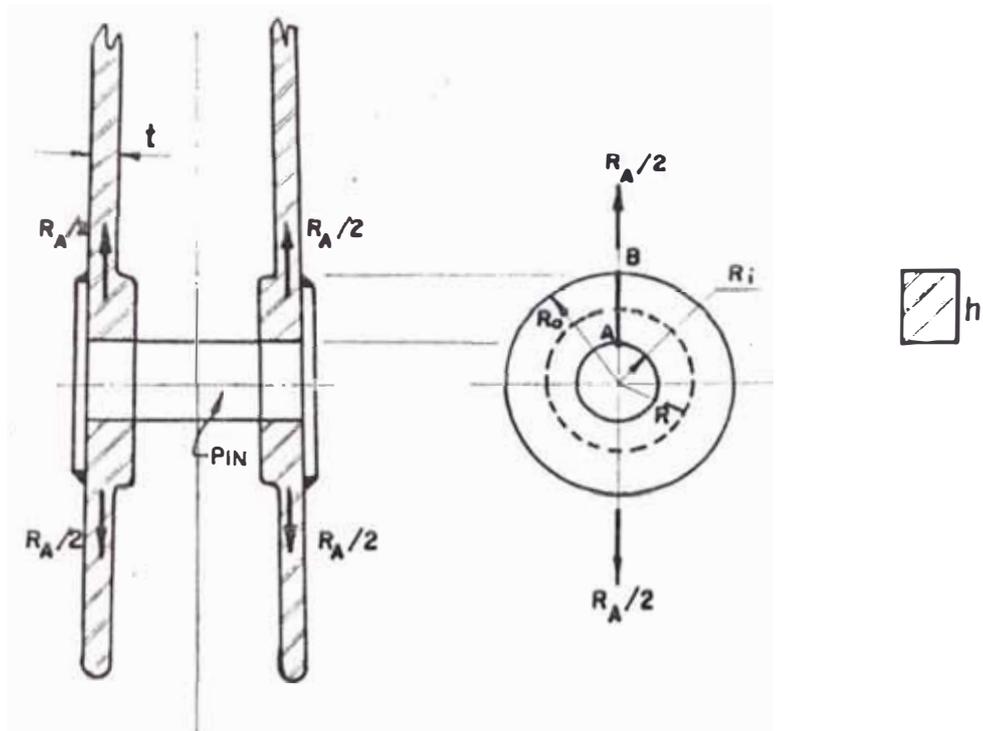


Figura No 26

SEGURO CURVO DEL GANCHO SIMPLE
ALOJAMIENTO DEL PIN DE PIVOTEO

$$\sigma_A = 13.6 < 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Satisfactorio

Esfuerzo de tracción en "B":

$$\sigma_B = 7.24 \text{ Kg/mm}^2 < 14 \text{ Kg/mm}^2$$

Satisfactorio!

Chequeando deformación con la expresión VIII:

$$\sigma_D = 0.050 \text{ mm.}$$

Satisfactorio!

Luego de chequear esfuerzos y deformaciones, concluimos que los valores de "b" y "h" asumidos son satisfactorios:

h	40 mm.
b	28 mm.

Cálculo del espesor de la plancha "t" (Fig. Nº27):

Según se observa en la Figura Nº 27, la zona crítica, o sea la de menor sección transversal es la que tiene por dimensión 30 mm x t. Luego deberá cumplirse por esfuerzo de tracción:

$$30 \times t > \frac{R_A}{2}$$

Donde:

t - espesor de la plancha (Ver Fig. Nº 26)

$R_A/2 = 5,340 \text{ Kg} = \text{fuerza de tracción.}$

$S_d = \text{esfuerzo de diseño por tracción} = 14 \text{ Kg/mm}^2.$

Reemplazando valores y efectuando: $t > 12.8 \text{ mm.}$

Tomaremos:

$$t = 15 \text{ mm.}$$

Cálculo en la montura ó radio de contacto:

Según se observa en la Fig. N^o 28, ésta zona del seguro curvo del gancho simple está sometida a un esfuerzo de aplastamiento, que viene a ser:

$$\sigma_a = \frac{P_s}{A_a} \leq S_{da}$$

Donde:

$$P_s = 137,320 \text{ Kg.}$$

S_{da} = esfuerzo admisible al aplastamiento. Considerando que ésta zona está sometida a una carga intermitente, seleccionamos del Manual de H. Dubbel, para superficies no deslizantes:

$$S_{da} = 7 \text{ Kg/mm}^2.$$

A_a = área de aplastamiento. Para el cálculo de ésta área, hemos tomado los radios de curvatura ó radios de contacto que recomienda la Norma API Spec. 8 A, section 7 para ganchos de 150 Ton. y que se observan en la figura N^o 28 y que corresponden a los radios de curvatura del asa de la cabeza giratoria de inyección. Luego:

$$\text{longitud del arco de } 55 \text{ mm} = 170 \text{ mm.}$$

$$\text{longitud del arco de } 115 \text{ mm} = 130 \text{ mm.}$$

Entonces: $A_m = 170 \times 130 = 22,100 \text{ mm}^2$.

Reemplazando valores y efectuando: $\sigma_m = 6.2 \text{ Kg/mm}^2$.

$$\sigma_m = 6.2 < 7 \text{ Kg/mm}^2.$$

Satisfactorio!

Considerando que por Normas API spec. 8-A, section 7 el máximo desgaste permitido en la zona de contacto ó montura, es aproximadamente 18 mm, tomaremos como espesor de dicha montura (e):

$$e = 25 \text{ mm.}$$

5.4. Cálculo del perno de ensamble y desmontaje (Elemento # 29):

Considerando que éste perno actúa comprimiendo los resortes hasta el punto en que se pueda extraer el anillo seguro partido, según figura Nº 29, y que representa una maniobra peligrosa, es que diseñaremos este perno, para mayor seguridad por fatiga.

En éste caso la fuerza mínima corresponde al preajuste de los resortes y que como se dijo en el item 4.4 es de 600 Kg. que corresponde a una deformación inicial de 98.7 mm.. La fuerza máxima será la fuerza necesaria para comprimir los resortes hasta que el anillo seguro partido quede libre, y ésta fuerza corresponde a una deformación de los resortes de aproximadamente 220 mm (medida tomada en el plano de ensamble incluyendo la deformación inicial).

Según la ecuación de deformación del conjunto de resortes: $\Sigma P = 6.08$.Luego la fuerza máxima:

$$F_{\max} = 6.08 \times 220 = 1,340 \text{ Kg.}$$

Siguiendo el procedimiento de cálculo por fatiga:

$$\text{Fuerza de amplitud} = F_a = \frac{F_{\max.} - F_{\min.}}{2}$$

Donde:

$$F_{\max.} = 1,340 \text{ Kg.}$$

$$F_{\min.} = 600 \text{ Kg.}$$

Reemplazando y efectuando: $F_a = 370 \text{ Kg.}$

$$\text{Fuerza media} = F_m = \frac{F_{\max.} + F_{\min.}}{2} = 970 \text{ Kg.}$$

Esfuerzos:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s}$$

Donde:

A_s = área de esfuerzo

σ_a = esfuerzo por amplitud

El esfuerzo medio será: (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_s}$$

Luego deberá cumplirse que:

$$\frac{1}{N} > \frac{K_f \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

Donde:

K_f = factor de concentración de esfuerzos = 0.4

$N = \text{factor de seguridad} = 5$

El material será: Acero SAE 1020 con las siguientes características:

$$S_u = 38 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 25 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 0.4 S_u = 15.2 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores en la anterior ecuación y efectuando obtenemos: $A_e > 242.7 \text{ mm}^2$

Del Manual de diseño de Elementos de Máquinas de J. Hori, seleccionamos un $A_s = 269.9 \text{ mm}^2 > 242.7 \text{ mm}^2$, que corresponde a un perno:

ROSCA FINA M 20 x 1.5

Considerando que el perno tiene que comprimir los resortes en 120 mm. aprox., y que está enroscado en el cuerpo inferior del gancho una longitud de 80 mm., tomaremos como longitud total del perno: 220 mm. totalmente roscado.

5.5. Cálculo del mecanismo de gatillo que traba el giro

del cuerpo inferior del gancho (Elemento # 21):

Según se observa en la Fig. Nº 30, es necesario calcular el pin y el resorte.

Cálculo de pin

Este pin que ingresa en alguno de los agujeros del anillo chaveta estaría sometido a un esfuerzo de corte, en el caso que se quisiera hacer girar el cuerpo inferior del gancho olvidándose que el pin del mecanismo de gatillo se encuentra dentro del

agujero del anillo-chaveta. En éste caso se deberá cumplir:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} \geq \frac{P}{S_{dc}}$$

Donde:

D_p = diámetro del pin

P = carga probable que puede aparecer (como se explicó en el ítem 4.8) = 970 Kg.

S_{dc} = Esfuerzo de diseño por corte = 10Kg/mm²; considerando como material el AISI 4340 con un $S_y = 75$ Kg/mm².

Reemplazando valores y efectuando: $D_p > 11.11$ mm

Tomamos el siguiente valor dado que éste diámetro del pin servirá como apoyo superior del resorte:

$$D_p = 20 \text{ mm.}$$

Cálculo del resorte:

En éste caso nos ayudaremos del diagrama ó ábaco para calcular resortes que se muestra como la Fig N^o 31.

Para ésto tenemos como datos:

$P = 10$ Kg = fuerza posible de jalar por una persona para comprimir el resorte.

$D = 17.5$ mm = diámetro medio de la espira del resorte; se ha tomado por limitaciones de espacio.

$\tau = 40 \text{ Kg/mm}^2$ esfuerzo admisible recomendado, teniendo en cuenta como material: acero alto carbono SAE 1085.

$X = 42 \text{ mm}$ = deformación total del muelle necesaria para poder accionar correctamente el mecanismo de gatillo (tomada del plano ensamble).

Del diagrama que se muestra en la Fig. N°31: Construyendo una línea horizontal por el punto $P = 10 \text{ Kg.}$, siendo el esfuerzo $\tau = 40 \text{ kg/mm}^2$ (columna izquierda), hasta su intersección con la curva de carga para $D = 17.5 \text{ mm}$ (red de líneas llenas), obtenemos:

$$d = 2.5 \text{ mm.}$$

d = diámetro del alambre del resorte.

Construyendo una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 2.5 \text{ mm.}$ se encuentra con la curva de flexión para $D = 17.5 \text{ mm.}$ (red de líneas finas) hasta la intersección con la ordenada $\tau = 40 \text{ Kg./mm}^2$ en la columna izquierda, encontramos que la flexión de una espira $X = 1.5 \text{ mm.}$ Resulta entonces que el resorte debe tener: $42/1.5 = 28$ espiras de trabajo.

La longitud del resorte será: (en estado libre):

$$L_{\text{libre}} = t(i - 2) + d(i_{\text{ap}} - 1)$$

Donde:

i - 28 espiras.

i_{ap} - 2 espiras muertas.

t - paso - 6.5 mm., valor asumido

Reemplazando y efectuando:

$$L_{libre} = 176.5 \text{ mm.}$$

Es importante anotar la tensión de apertura previa del resorte que tomaremos como 0.4 de F (recomendación de V. Dobrovolski) o sea de 4 Kg., que es cuando el pin ingresa en el agujero del anillo chaveta; tensión necesaria para que no se salga el pin. Esta tensión inicial corresponde a una deformación inicial del resorte de 17 mm.

De acuerdo a las dimensiones del resorte y del espacio disponible en la cavidad del cuerpo inferior del gancho, se ha dado las dimensiones del eje, en cuanto a longitud; así como de la cavidad del cuerpo inferior del gancho, de tal manera que sea factible instalar éste mecanismo de gatillo.

5.6. Cálculo del mecanismo de gatillo que asegura el seguro curvo (Elemento # 20):

Según se observa en la Fig. Nº 32, es necesario calcular el pin y el resorte:

Cálculo del pin:

Este pin ingresa en una cavidad del cuerpo inferior del gancho (según se observa en la figura Nº 32) impidiendo que se salga el seguro curvo del gancho

simple. En ésta posición el pin está sometido a un esfuerzo de corte por acción de la componente horizontal de la Reacción R_A (la reacción R_A se calculó en el capítulo del gancho simple). Esta componente es aproximadamente: $R_A \cos 80^\circ$, o sea 1,854.5 kg. Luego deberá cumplirse:

$$\frac{\pi D_p}{4} \geq \frac{1,854.5 \text{ kg}}{S_{dc}}$$

Donde:

D_{cp} = diámetro del pin.

S_{dc} = esfuerzo de diseño por corte = 10 Kg/mm²; considerando como material acero AISI 4340 con un $S_y = 75 \text{ Kg/mm}^2$.

Reemplazando valores y efectuando: $D_p \geq 15.4 \text{ mm}$.

Tomamos:

$$D_p = 20 \text{ mm.}$$

Cálculo del resorte:

Nos ayudaremos del diagrama de la Fig. Nº 31:

Para lo cual tenemos como datos:

$P = 10 \text{ Kg.}$ = fuerza posible de realizar por una persona para comprimir el resorte.

$D = 40 \text{ mm.}$ = diámetro medio de la espira del resorte. Se ha tomado éste valor por limitaciones de espacio disponible.

- τ 40 Kg/mm² esfuerzo admisible recomendado, teniendo como material: acero alto carbono SAE 1085.
- X 54 mm deformación total del resorte que es necesaria para poder accionar correctamente el mecanismo de gatillo (tomada del plano de ensamble).

Del diagrama que se muestra en la Figura N^o 31: Si se traza una línea horizontal por el punto $P = 10$ Kg. siendo el esfuerzo $\tau = 40$ Kg/mm² (columna izquierda), hasta su intersección con la curva de carga para $D = 40$ mm. (red de líneas llenas), obtenemos:

$$d = 3.5 \text{ mm.}$$

d = diámetro del alambre del resorte.

Construyendo una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 3.5$ mm. se encuentra con la curva de flexión para $D = 40$ mm. (red de líneas finas) hasta su intersección con la ordenada $\tau = 40$ Kg/mm². en la columna izquierda, encontramos que la flexión de una espira es: $X = 6$ mm.. Resulta entonces que el resorte debe tener: $54/6 = 9$ espiras de trabajo.

La longitud del resorte en estado libre es:

$$L_{\text{libre}} = t(i-2) + d(i_{\text{ap}} + 1)$$

Donde:

$$i = 9 \text{ espiras}$$

$i_{mp} = 2$ espiras

$t =$ paso = 14 mm., valor escogido

Reemplazando y efectuando:

$$L_{libre} = 108.5 \text{ mm.}$$

La tensión de apretura previa será de 4 Kg. para una deformación inicial de 21 mm.

De acuerdo al dimensionamiento del seguro curvo del gancho simple, se ha dado las dimensiones del eje en cuanto a su longitud. El resto de componentes del mecanismo de gatillo no necesita mayor cálculo y sus dimensiones y detalles se muestran en los planos.

5.7. Chequeo del peso del cuerpo inferior del gancho asumido:

A continuación se muestra una relación de los pesos de los componentes del gancho. Para el caso de los elementos de acero de 7.8 Kg/dm^3 , la cual se ha multiplicado por el volumen de cada uno de éstos elementos (considerando las dimensiones finales del gancho que se muestran en los planos A-1, A-2, A-3 y A-4) para así obtener el peso en Kg.:

1. Eje	105.0 Kg.
2. Rodamiento	12.0 "
3. Anillo suplemento	6.0 "
4. Anillo equalizador	24.0 "

5.	Resortes (2)	85.0	"
6.	Tuerca de resortes	64.0	"
8.	Sello de aceite	6.2	"
9.	Anillo "O" neoprene	0.1	"
10.	Anillo chaveta	6.0	"
11.	Anillo sujetador	5.0	"
12.	Anillo seguro partido	12.0	"
13.	Cuerpo superior del gancho	350.0	"
14.	Asa	80.0	"
15.	Pines (2)	8.0	"
16.	Cuerpo inferior del gancho	560.0	"
18.	Seguro curvo del gancho simple	70.0	"
20.	Mecanismo gatillo del seguro curvo	3.0	"
21.	Mecanismo gatillo traba giro	2.0	"
22.	Tapa	0.5	"
23.	Empaque	0.1	"
24.	Tapa	1.0	"
25.	Anillo "O" neoprene	0.1	"
26.	Tuercas (2)	4.0	"
27.	Seguros (2)	0.1	"
29.	Perno ó tapón	0.5	"
30.	Perno seguro	0.2	"
32.	Fin	3.5	"
33.	Cerraduras de seguridad	3.5	"

PESO TOTAL: 1,405.9 Kg.

El peso que se asumió como peso del cuerpo inferior del gancho para realizar los cálculos (item 4.1) son los

correspondientes a los elementos: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 16, 18, 20, 21, 21, 29, 30, 32, y 33; cuya suma es de 952 Kg. que está muy cerca a los 950 Kg. que se asumió; además de que la diferencia de 2 Kg. no afecta los cálculos realizados por ser una diferencia despreciable.

CAPITULO VI

COSTO DE FABRICACION

Para evaluar este costo se ha consultado sobre precios a los principales fabricantes de los diferentes componentes del gancho; así se ha logrado establecer los siguientes costos promedios (incluidos material y mano de obra):

1. Eje	\$ 1,000
2. Rodamiento (FAG)	960
3. Anillo suplemento	30
4. Anillo equalizador	100
5. Resortes (2)	800
6. Tuerca de resortes	300
8. Sello de aceite	10
9. Anillo "O" neoprene	
10. Anillo chaveta	70
11. Anillo sujetador	70
12. Anillo seguro partido	200
13. Cuerpo superior del gancho	4,000
14. Asa	3,000
15. Pines (2)	100
16. Cuerpo inferior del gancho	10,000
18. Seguro curvo del gancho simple	1,000
20. Mecanismo gatillo seguro curvo	100
21. Mecanismo gatillo traba giro	100
22. Tapa	3
23. Empaque	2

24. Tapa	3
25. Anillo "O" neoprene	2
26. Tuercas (2)	80
27. Seguros (2)	2
28. Tapa	3
29. Perno (tapón)	2
30. Perno seguro	1
32. Pin	50
33. Cerradura de seguridad (2)	40
35.36.37.38. Pernos	5
Otros Gastos (considerando un 20%)	4,400
TOTAL:	\$ 26,435

CONCLUSIONES

1. Operar el gancho hasta una capacidad máxima de 150 toneladas cortas, indicada en los instrumentos medidores de tensión que posee un equipo de perforación; aunque en un equipo de perforación el elemento crítico, por su menor resistencia a la tracción es la tuberías de perforar.
2. El gancho no debe ser operado girando con la carga máxima, puesto que la capacidad dinámica del rodamiento no es suficiente para soportar esta carga en movimiento; y además por que durante la operación no es necesario que el gancho gire con la carga total, a lo mucho gira con el peso de 3 botellas de perforar.
3. Los resortes de compresión sirven de alivio de recepción de carga y amortiguación de golpes, aún así la carga no debe ser colocada con brusquedad en el gancho simple ó gancho doble, según sea el caso; debe evitarse los golpes bruscos. Cabe anotar que los resortes soportan solamente una pequeña fracción de la carga.
4. El gancho doble está sometido a desgaste, por lo que conforme disminuye el valor de "h" (Fig. Nº 21), la capacidad del gancho doble se va reduciendo. Para calcular la nueva capacidad del gancho doble es necesario reemplazar el nuevo valor de "h" en las

expresiones del cálculo de esfuerzo en el gancho doble (acápites 5.2, Páginas 91, 93 y 94).

5. Las piezas fundidas (elementos: 2, 6, 13, 14, 16, 17, 18, 19) deben cumplir con las especificaciones ASTM A781, sobre todo por el peligro de la formación de defectos interiores del metal en la colada (propiedades).
6. El mantenimiento total del gancho debe ser anual, para realizar cambio de rodamiento e inspección de otros elementos importantes como: resortes (evaluar reemplazo), anillo seguro partido; evaluación del desgaste en el gancho doble y montura del seguro curvo del gancho simple, de acuerdo con los máximos permitidos por la norma API (especificación 8A).
7. La altura total del gancho a diseñar es importante, de allí que el presente diseño se ha tenido en cuenta en lograr la menor altura posible del gancho, ya que ésta altura influye en la operación de perforar, de acuerdo a la altura de la torre de perforación.
8. El costo de fabricación de un gancho de fabricación nacional sería aproximadamente 40% menor que el adquirir un gancho importado ya que el costo de éste último es de aproximadamente U.S \$ 42,000.

BIBLIOGRAFIA

1. M. ALEXANDROV "Aparatos y Máquinas de elevación y Transporte". Editorial MIR Moscú. 1,976.
2. H. DUBBEL "Manual del Constructor de Máquinas. Tomo I y II. Edición Alemana. Editorial Labor 1945; y 5ta. Edición Año 1,980.
3. V. DOBROVOLSKI "Elementos de Máquinas" 3ra. Edición. Editorial MIR Moscú 1,985.
4. FAG S.A "Programa Standar FAG. Catálogo 41510 S.A."
5. FEODOSIEV "Resistencia de Materiales" Editorial MIR Moscú.
6. JUAN J. HORI "Esfuerzos y Deformaciones" Lima Año 1,975.
7. G.D. JERIE "Máquinas Elevadoras" 3ra Edición. Barcelona. Editorial Labor 1,962.
8. LIONEL S. MARKS "Manual del Ingeniero Mecánico" 5ta. Edición New York Mc. Graw Hill 1,951.
9. P. ORLOV "Ingeniería de Diseño" 2da. Edición. Editorial MIR Moscú 1,985.
10. R.J ROARK "Formulario de Resistencia de Materiales"
11. SKF "Rodamientos". Un Manual para Escuelas.
12. STANDAR API
13. STANDAR ASTM
14. STANDAR SAE
15. STANDAR ASME
16. MANUAL DE ACEROS BOEHLER DEL PERU
17. N.G. SEREDA "Perforación de pozos de Petróleo y Gas Natural. Editorial MIR Moscú 1,978.