UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
AREA DE ENERGIA INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES
CARRERA DE INGENIERIA ELECTROMECANICA

TESIS DE GRADO

TITULO:

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA ESPECIALIZADA EN EL CAMBIO DE PINES Y BUJES EN CADENAS DE MAQUINARIA PESADA

AUTOR:
WILSON MANUEL BUSTÁN ROJAS

DIRECTOR:

Ing. ARMANDO SALGADO VALAREZO

ASESORES:

Dr. ALBERTO VELÁZQUEZ DEL ROSARIO

LOJA - ECUADOR
2003- 2004

DECLARACION DEL AUTOR

Yo, Wilson Manuel Bustán Rojas, autor de este Trabajo de Diploma, certifico la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional de Loja y al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, las cuales podrán hacer uso del mismo con la finalidad académica que estimen conveniente.

…….

Ing. Armando Salgado Valarezo

Director de Tesis

…….

Wilson Manuel Bustán Rojas

Autor

DEDICATORIA

Este trabajo de diploma constituye uno de los primeros frutos para alcanzar las metas propuestas; se lo dedico:

A mis queridos padres, Manuel y Enma, por desempeñar su labor de manera adecuada, orientando mi vida hacia el bien, por inspirar en mi las bases suficientes para obtener las metas propuestas y por darme su apoyo, cariño, amor y comprensión para alcanzar mi superación en las diferentes etapas de mi vida. Además esto constituye un logro para ellos.

A mi hermano Jimmy, por su apoyo y confianza incondicional, en la realización de cada una de las etapas del desarrollo del presente trabajo.

A toda mi familia que ha constituido un pilar fundamental en logro de cada una de mis metas en los diferentes períodos de mi formación académica.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas que me prestaron su colaboración durante el desarrollo del presente Trabajo de Diploma, desde su concepción hasta su culminación, especialmente a:

A Dios por hacer realidad uno de mis más grandes anhelos en la vida

A mis queridos padres y a toda mi familia, propulsores de mi formación académica y educación

Al Ing. Armando Salgado por su incentivo apoyo en el desarrollo del trabajo de investigación.

Por otra parte quiero expresar un agradecimiento al Dr. Alberto Velázquez del Rosario por su apoyo incondicional y por tener la voluntad de compartir sus conocimientos para llegar a una feliz culminación del presente trabajo de investigación.

A los que me han dado apoyo durante todo el desarrollo de mi vida profesional

A todos

"MUCHAS GRACIAS"

PENSAMIENTO

"La educación es la clave del futuro. La clave del destino del hombre y de su posibilidad de actuar en un mundo mejor".

RESUMEN

Se presentan los resultados del cálculo de diseño y selección de los elementos componentes de una prensa hidráulica para la extracción de pines y bujes de cadenas de tractor. El sistema hidráulico está formado por una bomba manual de doble efecto que acciona el cilindro hidráulico, de doble efecto, capaz de aplicar esfuerzos de hasta 60 toneladas. Los cálculos realizados comprendieron el cálculo de selección y verificación del cilindro hidráulico, el cálculo de la prensa hidráulica, la selección de la manguera para el circuito hidráulico, el cálculo de comprobación del tornillo de avance , el cálculo de la brida de sujeción del cilindro, la verificación de los elementos de la unión roscada, el cálculo de los ejes de sujeción, el cálculo del cuerpo de la prensa, el cálculo de soldadura en el cuerpo de la prensa y la determinación de la longitud de la manivela del tornillo. Para la realización de los cálculos, se ha realizado una correcta utilización de tablas, catálogos y normas de aceros para el correcto diseño de los diferentes elementos que conforman nuestra máquina.

SUMMARY

The results of the design calculation and selection of the component elements of a hydraulic press are presented for the pines extraction and bujes of tractor chains. The hydraulic system is formed by a manual bomb of double effect that works the hydraulic cylinder, of double effect, able to apply efforts of up to 60 tons. The carried out calculations understood the selection calculation and verification of the hydraulic cylinder, the calculation of the hydraulic press, the selection of the hose for the hydraulic circuit, the calculation of confirmation of the advance screw, the calculation of the flange of subjection of the cylinder, the verification of the elements of the threaded union, the calculation of the subjection axes, the calculation of the body of the press, the welding calculation in the body of the press and the determination of the longitude of the crank of the screw. For the realization of the calculations, he/she has been carried out a correct use of charts, catalogs and norms of steels for the correct design of the different elements that you/they conform our machine.

ÍNDICE

Portada i
Declaración del autor ii
Dedicatoria iii
Agradecimientos iv
Pensamiento v
Resumen vi
Índice vii

ÍNDICE

Pág.

Introducción 8
Antecedentes. 8
Problematización. 9
Problema Científico. 10
Objeto de Investigación 11
Objetivos
Objetivo General. 11
Objetivos específicos. 11
Hipótesis
Hipótesis General 12
Hipótesis específicas 12
Tareas de Trabajo 12

CAPITULO I MARCO TEORICO

1.1 Introducción 14
1.2 Características generales de las prensa hidráulicas 14
1.3 Clasificación de las prensa hidráulicas 14
1.4 Tipos de Prensas Hidráulicas 15
1.5 Elementos de una prensa hidráulica 16
1.5.1 Cilindros hidráulicos 16
1.5.2 Partes de un cilindro hidráulico 16
1.5.3 Características técnicas de un cilindro hidráulico 17
1.5.4 Material de un cilindro hidráulico 17

1.6 Tipos de cilindros 18
1.6.1 Cilindros de simple acción o simple efecto 18
1.6.2 Émbolos buzo 19
1.6.3 Cilindros de doble efecto 20
1.6.4 Cilindros de vástago hueco 21
1.6.5 Cilindro de presión dinámica. 21
1.7 Bombas manuales 22
1.8 Depósitos 23
1.9 Conductos en los circuitos hidráulicos 23
1.9.1 Tubería 24
1.9.2 Tubería flexible o manguera 24
1.9.3 Normas de instalación de las mangueras en los circuitos hidráulicos . . 25
1.9.4 Fluidos hidráulicos 26
1.9.5 Flujo de fluido en tuberías. 27
1.10 Elementos de máquinas 28
1.10.1 Uniones roscadas 28
1.10.2 Características de las roscas 31
1.10.3 Tornillos de ajuste y pernos especiales 32
1.10.4 Interacción entre tornillo y tuerca 33
1.10.5 Verificación de los elementos de rosca 33
1.10.6 Criterios sobre la capacidad de trabajo y selección de los materiales. . . 33
1.11 Aspectos para la selección de materiales 35

CAPITULO II MÉTODOS Y PROCEDIMIENTOS

2.1 Introducción 37
2.2 Cálculo de selección y verificación del cilindro hidráulico. . . . 37
2.3 Cálculo de la bomba hidráulica 39
2.4 Selección de la manguera para el circuito hidráulico 42
2.5 Aceite hidráulico 43
2.6 Cálculo de comprobación del tornillo del cilindro. 43
2.7 Cálculo de la brida de sujeción del cilindro. 47
2.8 Cálculo de los ejes de sujeción 48
2.9 Cálculo del cuerpo de la prensa 50
2.10 Cálculo de soldadura en el cuerpo de la prensa. 52
2.11 Determinación de la longitud de la manivela del tornillo 53

CAPITULO III RESULTADOS Y DISCUSION

3.1 Introducción 56
3.2 Resultados de los cálculos 56
3.2.1 Cálculo verificativo del cilindro hidráulico 56
3.2.2 Cálculo de selección de la bomba hidráulica 58
3.2.3 Cálculo de comprobación del tornillo 59
3.2.4 Cálculo de la brida de sujeción del cilindro 63
3.2.5 Cálculo de los ejes de sujeción 65
3.2.6 Cálculo del cuerpo de la prensa 66
3.2.7 Cálculo de soldadura en el cuerpo de al prensa 68
3.2.8 Longitud de la manivela del tornillo 69
3.2.9 Acoplamiento entre tornillo y botador 70
3.2.10 Botador 71

CAPITULO IV VALORACION ECONOMICA E IMPACTO AMBIENTAL

5.1 Valoración Económica 73
5.2 Impacto Social 76
CONCLUSIONES 77
RECOMENDACIONES 78
BIBLIOGRAFIA 79
ANEXOS

INTRODUCCIÓN

En los sistemas hidráulicos la energía es transmitida a través de tuberías, esta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, mientras que el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo, produce potencia.

Un sistema hidráulico común consta de un sistema de mando, la hidrotransmisión, líneas auxiliares y los dispositivos auxiliares. La hidrotransmisión, sin dudas, es la parte más importante y definitoria de la instalación. En el presente trabajo la hidrotransmisión está formada por una bomba volumétrica manual de doble efecto que acciona un cilindro hidráulico de doble efecto y la línea principal, que constituye el medio por donde circula el fluido hidráulico.

En el desarrollo del presente trabajo se realiza un estudio amplio de los diferentes tipos de sistema hidráulicos, lo cual nos va a permitir obtener el diseño de un sistema hidráulico para extraer los pasadores y bujes de los trenes de rodaje durante las operaciones de mantenimiento de los tractores pertenecientes al Honorable Consejo Provincial de Loja.

1.2 ANTECEDENTES

La hidráulica comenzó como un conjunto de conocimientos adquiridos por la práctica del hombre a lo largo de los siglos, manteniéndose este aspecto experimental hasta la fecha.

Entre los precursores se destaca Leonardo da Vinci, cuyo genio universal abarcó también los estudios hidráulicos en el siglo XV, especialmente en los trabajos que realizó para las ciudades de Milán y Florencia. En 1612 Galileo Galilei presentó un trabajo que

contiene el primer estudio sistemático de los principios básicos de la hidrostática. En 1643, su discípulo, Evangelista Torricelli, enunció la ley de flujo por orificios. En 1650, Blas Pascal descubrió la ley de la distribución en un líquido, principio que lleva su nombre. Alrededor de 1686, y casi simultáneamente, Edmundo Mariotte en Francia e Isaac Newton en Inglaterra, introdujeron la noción de viscosidad en los líquidos, estableciendo leyes para explicar el efecto de la misma. Mariotte, no solamente suministró fórmulas, sino también ofreció datos experimentales sobre la resistencia al movimiento del agua en tuberías.

Otro importante avance en estos tiempos fue el principio de Pascal el cual establece que: toda presión que se ejerce sobre un líquido encerrado en un recipiente se transmite con la misma intensidad a todos los puntos del líquido y a las paredes que lo contiene (Nekrasov, 1968).

La prensa hidráulica es uno de los aportes del principio de Pascal. Está formada por dos cilindros del mismo diámetro, cada una con su respectivo émbolo. Se llena de líquido el tubo y los cilindros y al aplicar una fuerza en el émbolo de menor tamaño la presión que genera, se transmite íntegramente en el émbolo mayor. Con este dispositivo, si una fuerza pequeña actúa sobre el émbolo menor produce una gran fuerza en el émbolo mayor.

Con lo mencionado en el estado del arte se puede decir que nuestro tema de investigación va a tener la aplicación del principio de Pascal, es decir la prensa hidráulica, la cual es una máquina que tiene como finalidad la aplicación de una carga secundaria considerable a partir de la aplicación de una carga primaria de pequeña magnitud.

1.3 PROBLEMATIZACION

El tren de rodaje de maquinaria pesada constituye un elemento que conlleva fuertes cantidades de dinero en el mantenimiento.

Este mantenimiento se puede realizar en forma constante o en forma periódica, dependiendo del daño que haya sufrido el sistema de cadenas. Este daño está dado en función de la cantidad de trabajo que haya realizado el equipo pesado. Si la cantidad de trabajo realizado constituye un largo período de tiempo de contacto de la cadena con la superficie, como es de suponerse, ha de tener una mayor cantidad de desgaste y por consiguiente, requiere una mayor atención por parte del departamento de mantenimiento

Para realizar el cambio de los componentes del tren de rodaje (para este caso los pines y bujes) se propone realizarlo con una prensa hidráulica cuyo accionamiento hidráulico se hace en forma manual, en la cual la hidrotransmisión está formada por una bomba volumétrica manual de doble efecto que acciona un cilindro hidráulico de doble efecto y la línea principal, que constituye el medio por donde circula el fluido hidráulico.

Esta máquina está enfocada para tener aplicación en el taller mecánico del H. Consejo Provincial de Loja, debido a que en la institución se carece de una prensa hidráulica para dar el mantenimiento del tren de rodaje. Para determinar la fuerza con la que se extrae los pines de la cadena de tractor se procedió a realizar ensayos prácticos para determinar la fuerza necesaria para poder extraer los pines de la cadena de tractor. Realizados estos ensayos se determinó que la fuerza con la que se puede extraer los pines es de 60 ton. Teniendo como base este dato experimental se puede decir que para el cálculo y diseño de nuestra prensa hidráulica la fuerza a transmitir es de 60 ton.

1.4 PROBLEMA CIENTÍFICO

Se define como problema científico la ausencia de una metodología de cálculo y diseño de una prensa hidráulica que permita la extracción de elementos que componen las cadenas de tractor durante el mantenimiento de maquinaria pesada que existe en los talleres del H. Consejo Provincial de Loja.

1.4 OBJETO DE INVESTIGACIÓN

El **objeto de investigación** lo constituye la metodología de cálculo, diseño y selección de los elementos de una prensa hidráulica de 60 Ton

1.5 OBJETIVOS

1.5.1. OBJETIVO GENERAL

- Calcular, diseñar y seleccionar los componentes y elementos necesarios para la fabricación de una prensa hidráulica de 60 ton que posibilite la extracción de pines y bujes del sistema de rodaje de tractores

1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el cálculo de selección del cilindro hidráulico y sus componentes.
- Realizar el cálculo de selección de la bomba hidráulica para el accionamiento del cilindro.
- Realizar el cálculo de diseño del tornillo del cilindro, la brida de sujeción, el eje de sujeción y el cuerpo de la prensa.

1.6 HIPÓTESIS

1.6.2 HIPÓTESIS GENERAL

El cálculo, diseño y selección de los elementos de una prensa hidráulica de 60 ton para el cambio de pines y bujes del sistema de rodaje de tractores, posibilita establecer los parámetros de operación de la hidrotransmisión, las líneas hidráulicas y la adecuada selección de los elementos que componen la prensa hidráulica, influyendo en el desarrollo social del H. Consejo Provincial de Loja al tener en perfecto estado de funcionamiento el equipamiento caminero.

1.6.3 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- El cálculo de selección de los componentes normalizados de la prensa hidráulica, permitirá seleccionar, teniendo en cuenta criterios técnico-económicos racionales, los elementos necesarios a adquirir en el mercado mundial.

- El calculo de diseño de los componentes no estandarizados y disponibles en el mercado mundial, permitirá la fabricación de los elementos necesarios para el montaje de la prensa hidráulica

1.7. TAREAS DE TRABAJO

- Revisión bibliográfica y establecimiento del estado del arte.
- Establecimiento del marco contextual.
- Establecer los fundamentos teóricos generales del funcionamiento y montaje de las prensas hidráulicas y sus componentes.
- Calcular, diseñar y seleccionar los componentes y elementos necesarios para la fabricación de la prensa hidráulica.

- Realizar la valoración económica y del impacto social del trabajo

CAPITULO I MARCO TEORICO

1.1 INTRODUCCIÓN

Por su versatilidad operativa (cualidad que le da el útil con el que trabaja), quizás la prensa hidráulica es una de las máquinas más aplicable para los trabajos en que va a ser empleada (diferenciándose en cuanto a la forma de transmisión de la fuerza, su configuración física, su velocidad, su potencia, sus periféricos, etc.). Es obvio que la protección integral es una parte fundamental en las máquinas, lo que se considera como una tarea fundamental y de profunda reflexión.

De manera que, cuando se afronta la responsabilidad de elegir el sistema o los sistemas de protección, debe pensarse que dichos sistemas cumplan las siguientes premisas:

- Ser técnicas y humanamente viables.
- Efectivos desde el punto de vista de la Seguridad e Higiene.
- Económicamente rentables (más que por su amortización, por la influencia que puede tener el ritmo productivo de la máquina).

A continuación, se exponen ciertas características esenciales de los elementos que intervienen en el equipamiento de una prensa hidráulica, su forma de funcionamiento, el tipo de material, y algunas especificaciones adicionales.

1.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS

La acción de las prensas se lleva a cabo por medio de una herramienta que es impulsada a presión contra el material a tratar. La herramienta puede ser maciza o hueca, afilada o sin filo y de formas variadas según el caso.

1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS

Una clasificación de las prensas de acuerdo al mecanismo de conducción, puede ser: prensas mecánicas o prensas hidráulicas, pudiendo ser las primeras operadas manualmente, en el caso más elemental, y con motor en la mayoría de los casos.

"Las prensas manejadas con el pie generalmente son llamadas prensas de pedal, y se utilizan solo para trabajos livianos.

Las prensas de manivela, son el tipo más común por su simplicidad. Son usadas para la mayoría de las operaciones de perforado, recorte y de estirado simple.

Las prensas de doble manivela están provistas de un método para mover los soportes de discos o las matrices de acción múltiple.

Las de conducción excéntrica se usan sólo donde se necesita un solo martinete de golpe corto.

Las de acción de leva están provistas de un reposo, en la parte inferior del golpe, por esta razón a veces se usan para accionar los anillos de sostén del disco en las prensas de estampado.

Las de conducción por charnela son usadas donde se requieren grandes adelantos mecánicos junto a una acción rápida, como puede ser en el acuñado, cortado o en el modelado Guerin.

Los mecanismos de palanca acodillada son usados principalmente en las prensas de estirado para accionar el soporte de discos." (Según http:// www. festo.com)

1.4 TIPOS DE PRENSAS HIDRÁULICAS

Entre los principales tipos de prensa hidráulicas se puede mencionar las siguientes: (Según http:// www.festo.com)

- Prensas hidráulicas de 4 columnas.
- Prensas hidráulicas de cuello de cisne: para embutición, con mando electrónico, montaje de matrices.
- Prensas hidráulicas de doble montante.
- Prensa hidráulica horizontal para enderezado.
- Prensa hidráulica de calar ejes y ruedas.

1.5 ELEMENTOS DE UNA PRENSA HIDRÁULICA

Los principales elementos con los que se realiza el funcionamiento de una prensa hidráulica lo constituyen el conjunto bomba y cilindro hidráulico, el mismo que necesita de un fluido hidráulico para realizar el trabajo. A continuación se describe en forma detallada cada uno de estos elementos con sus características fundamentales.

1.5.1 CILINDROS HIDRÁULICOS

"Los cilindros hidráulicos constan de un cuerpo, un cabezal posterior y otro anterior que presenta un agujero para permitir que el vástago se deslice a través del cabezal anterior. La parte móvil del cilindro consta del émbolo y el vástago que transmite la posición del émbolo al exterior. La cámara posterior no presenta problemas, pero en la anterior existe el agujero de salida de vástago, por lo que ésta debe equiparse con las correspondientes juntas.

Su principio de funcionamiento se basa, como ya se dijo anteriormente en la Ley de Pascal" toda presión aplicada sobre un aceite contenido en un recipiente rígido y cerrado se transmite uniformemente en todas direcciones". En una palabra, los cilindros hidráulicos son los brazos de los sistemas hidráulicos." (Según Manual de Mecánica Industrial: HIDRÁULICA Y NEUMÁTICA Tomo II)

1.5.2 PARTES DE UN CILINDRO HIDRÁULICO

- Camisa o tubo. Es un acero estirado sin soldaduras rectificadas y lapeadas.
- Vástagos. Pueden ser normales o reforzados, son de acero cromado y rectificado de gran precisión. Normalmente roscadas al final.
- Tapas. Son de acero soldadas, atornilladas o roscadas.
- Pistón o émbolo. Son de aleación de acero o fundición al cromo-níquel.
- Bocas de aceite. Por donde entra y sale aceite.
- Amortiguación fin de carrera. Para frenar al pistón y que no golpee en las tapas.
- Evacuación de fugas de aire. Se presenta en los cilindros de simple efecto.

- Empaquetaduras y retenes. Para estanqueidad de los vástagos (guarniciones metálicas de alma de caucho, metal blanco-plomo, caucho sintético retenes con labio sellado cargado con un muelle, retén acopado recordar neumática)
- Juntas metálicas. Para estanqueidad entre el pistón y la camisa. Cuero embutido, segmentos, doble segmento en una sola pieza, juntas metálicas expansivas y juntas labiales.

1.5.3 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE UN CILINDRO HIDRÁULICO

En un cilindro hidráulico las principales características están dadas por:

- Diámetro de la camisa, [mm]
- Carrera del vástago, [mm]
- Presión de trabajo, [MPa].
- Diámetro de vástago,[mm]
- Tipo de cilindro. Simple o doble efecto
- Sistema de fijación.
- Rosca de conexión.
- Juego entre pistón y camisa

1.5.4 MATERIAL DE UN CILINDRO HIDRÁULICO

El tubo de acero hidráulico para cilindros debe ser de precisión, con acabado superficial interior lo más fino posible (del orden del lapeado) o bien tubo especialmente fabricado que ya no requiere mecanización posterior.

El émbolo es de acero o fundición, según los casos. El vástago es de acero cromado duro, para protegerlo de los ataques ambientales y lograr un acabado lo más fino posible.

1.6 TIPOS DE CILINDROS

1.6.1 CILINDROS DE SIMPLE ACCIÓN O SIMPLE EFECTO

Cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido. El fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como en la figura 1.

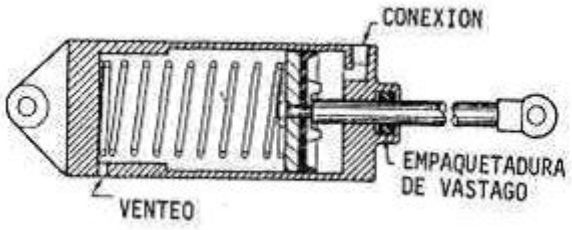


Fig. 1 Cilindro simple efecto

Después que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico. El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón, por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

El resorte de retorno está calculado exclusivamente para vencer la fricción propia del cilindro y "no" para manejar cargas externas.

“Los cilindros de simple efecto con resorte interior se emplean en carreras cortas (máximas 100 mm.) ya que el resorte necesita un espacio adicional en la construcción del cilindro, lo que hace que estos sean mas largos que uno de doble efecto para la misma carrera. En la figura 2 se puede ver un cilindro de simple efecto de empuje. Estos cilindros se emplean en carreras cortas y diámetros pequeños para tareas tales como sujeción de piezas.” (Según http://www.sapiensman.com)

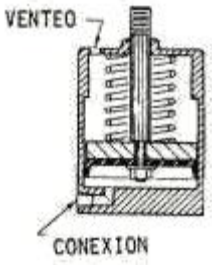
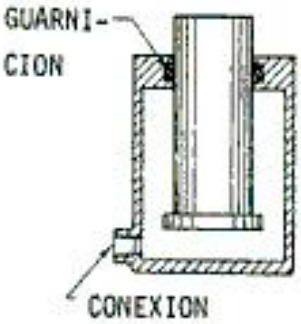


Fig. 2 Cilindro de simple efecto de empuje.

1.6.2. ÉMBOLOS BUZO

En estos elementos, el fluido desplaza al vástago que esta empaquetado por la guarnición existente en el cabezal delantero. Para el cálculo de fuerza, el área neta a tomarse en cuenta esta dada por el diámetro de vástago. figura 3.

Este componente que encuentra su aplicación fundamentalmente en prensas hidráulicas, retorna a su posición original por acción de la gravedad, resortes internos o externos o cilindros adicionales que vemos en la figura 3ª.



.

Fig. 3 Embolo buzo

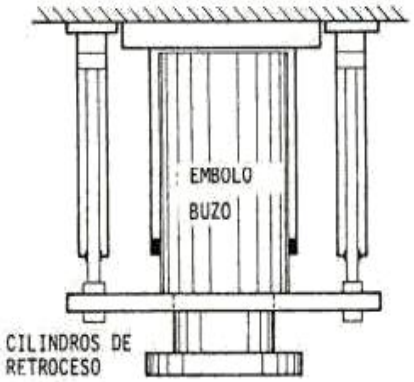


Fig.3ª Aplicación de embolo buzo

El émbolo tiene como ventajas:

⇒ No necesitan orificios de respiración.

⇒ La parte interior del cilindro no tiene por qué ser pulida.

⇒ El vástago es más resistente.

⇒ Las juntas son exteriores y fáciles de cambiar.

En los cilindros con muelle deben llevar un espaciador con el fin de que sea comprimida espira con espira. Los cilindros tipo buzo es necesario purgarlos.

El espaciador es un casquillo que va sobre el vástago y abrazándolo va el muelle; el pistón del cilindro no comprime al muelle en la última parte del recorrido.

1.6.3 CILINDROS DE DOBLE EFECTO

Se caracterizan porque el aceite actúa sobre las dos caras del pistón: por una actúa y por otra vuelve al depósito. Debe hacer casi hermeticidad completa entre el vástago pistón y la tapa

Hay dos tipos de estos cilindros: el diferencial (corriente) en la extensión el movimiento es más lento, pero actúa con más fuerza. El otro tipo es el equilibrado o de doble vástago, muy apropiado para direcciones, rectificadoras, etc.

Los diferenciales son cilindros en los que la superficie del pistón es doble que la superficie anular (pistón del vástago). No confundirlos con los cilindros de doble efecto. Se emplean en montajes diferenciales.

En velocidades de pistón v = 0,1 m/seg. o bien si hay grandes masas a mover, es casi imprescindible que el cilindro lleve amortiguación al final de la carrera.

1.6.4. CILINDROS DE VÁSTAGO HUECO

En este tipo de construcción un orificio pasa de lado a lado el vástago, estos pequeños cilindros se fijan al dispositivo o carga mediante un bulón que los atraviesa, el esquema se muestra en la Figura 4.

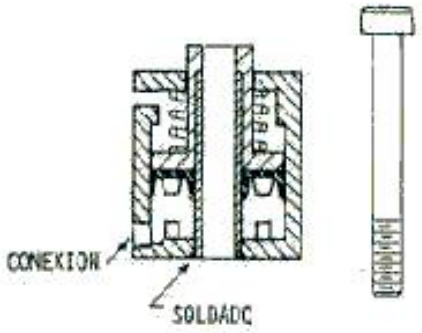


Fig. 4 Cilindro con vástago hueco

1.6.5 CILINDRO DE PRESIÓN DINÁMICA

Lleva la carga en la base del cilindro. Los costos de fabricación por lo general son bajos ya que no hay partes que resbalen dentro del cilindro. El esquema de funcionamiento se lo presenta en la figura 5

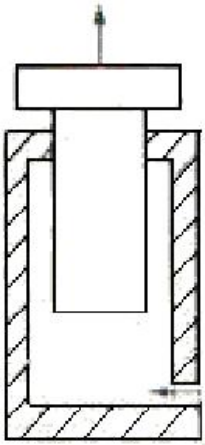


Fig. 5 Cilindro de presión dinámica

1.7 BOMBAS MANUALES

"Las bombas hidráulicas manuales siempre son de pistones de simple o doble efecto. Las de dos etapas o de dos velocidades proporcionan un gran caudal y un tiempo mínimo de bombeo para cargas ligeras; el suministro de la bomba se reduce hasta un nivel predeterminado con el fin de disminuir el esfuerzo necesario para la máxima presión.

Entre otros métodos que proporcionan un funcionamiento de dos etapas se incluyen ciertos sistemas mecánicos de variación del brazo de la palanca, o sea, de la carrera de la bomba y el uso de dos cilindros distintos, uno de los cuales da un elevado suministro, desde presiones bajas hasta las moderadas, y el otro un suministro escaso a alta presión. El cambio tiene lugar por descarga de cilindro de baja presión, manual o mecánicamente.

En una bomba de doble efecto para alta presión el esfuerzo necesario en la palanca es directamente proporcional a la presión generada. Los modelos típicos de dos etapas llevan dos cilindros de doble efecto, uno de ellos con carrera doble que el otro. Cuando la presión alcanza un valor dado, la carga hace que se desconecte automáticamente el cilindro de carrera más larga, y el bombeo sigue en forma reducida hasta la presión más alta. Cada cilindro está dotado de una válvula de admisión y otra de escape. La válvula de salida consta de un pistón de caucho en forma de anillo que queda flotante en su ranura por ajuste de interferencia. Durante la carrera ascendente el anillo obtura una serie de orificios y admite el paso del fluido

En la parte inferior del pistón y el fluido por encima de este, es obligado a salir por la lumbrera correspondiente. Al bajar el pistón el anillo se aparta de los orificios y admite el paso del fluido a través de ellos y de una serie de conductos mecanizados en la parte superior del pistón, hacia el espacio anular sobre éste.

Por lo tanto, el pistón es inoperante en la carrera de bajada y el desplazamiento del fluido se debe al vástago. El área de éste es igual a la del espacio anular y, por consiguiente, la cantidad de fluido bombeado en ambas carreras es la misma.

La válvula de desconexión se sitúa en el cuerpo, entre ambos cilindros, y consiste en un pistón con garganta mantenido por un muelle. Con la válvula en la parte superior del fluido del cilindro izquierdo, este se ve obligado a pasar por un conducto en la camisa, abre después la válvula de bola y pasa hacia el canal común de suministro, a una presión determinada; la válvula del pistón baja venciendo la resistencia del muelle y el cilindro izquierdo se limita a hacer circular el fluido a presión nominalmente nula a través del interior del pistón de la válvula, de vuelta a la cámara de aspiración. Al mismo tiempo, la válvula de la bola se ha cerrado y el cilindro de la derecha puede seguir bombeando fluido a través de la lumbrera de salida."(Según http://www.monografias.com)

1.8 DEPÓSITOS

El depósito o tanque es un elemento normal en la mayoría de los circuitos hidráulicos y sirve para almacenar el fluido. También sirve para la función de llenado y actúa como cámara de expansión que acepta los cambios de volumen del fluido en el circuito principal, debido al desequilibrio volumétrico de los cilindros y/o a la contracción o expansión térmica del fluido. Otras funciones secundarias son la eliminación del aire disuelto en el sistema, la sedimentación de los contaminantes y la disipación del fluido.

El diseño de los depósitos rara vez es normalizado, incluso las dimensiones (volumen) se toman arbitrariamente. En general, su diseño se acomoda a lo aceptado por la práctica, por lo cual a veces forman parte de la propia estructura de la máquina, y otras constituyen depósitos independientes o son solidarios de la bomba. La última solución es bastante frecuente y, en ciertos casos, la bomba va sumergida en el fluido.

1.9 CONDUCTOS EN LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS

La selección o instalación de tubos y empalmes en un circuito hidráulico reviste una importancia primordial. Una tubería incorrecta puede dar lugar a una gran pérdida de potencia o a una polución nociva del aceite

1.9.1 TUBERÍA

Es el término general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el fluido hidráulico entre los componentes. Los sistemas hidráulicos de hoy usan principalmente tres tipos de líneas conductoras: tubería de acero, tubing de acero y manguera flexible.

El tubo es menos costoso, mientras que el tubing y mangueras son más convenientes para hacer conexiones. En el futuro puede que haya líneas de plástico, las cuales en la actualidad ya se está empezando a aplicar. La tubería de acero sin soldadura se recomienda para sistemas hidráulicos con un interior libre de oxidación, atascamiento y polvo**.**

1.9.2 TUBERÍA FLEXIBLE O MANGUERA

Se utiliza cuando la tubería está sujeta a movimiento. Por ejemplo, las tuberías del motor de la cabeza de un taladro, cilindros de maquinaria de obras públicas, etc.

Se fabrica en capas de goma y en algunos casos, con trenzado de alambre para mayor presión; la parte interior debe ser compatible con el aceite o fluido empleado. Se debe colocar siempre en tramos cortos. En la figura 6 se puede observar un ejemplo de corte de una tubería flexible**.**

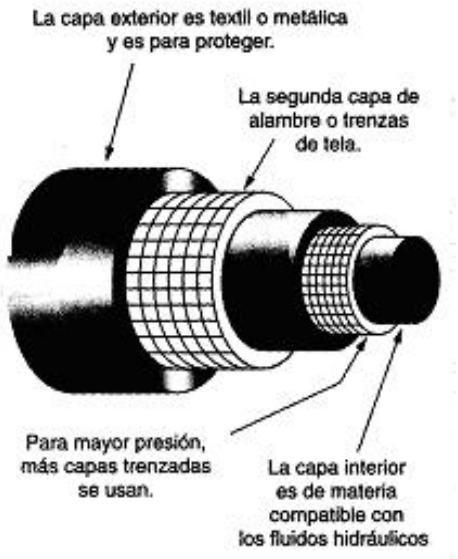


Fig. 6. Corte de una tubería flexible

1.9.3 NORMAS DE INSTALACIÓN DE LAS MANGUERAS EN LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS

- En instalaciones rectas, la manguera deberá tener la magnitud suficiente para absorber los alargamientos o contracciones que ocurrirán cuando la presión de trabajo sea aplicada. Estos cambios de longitud pueden ser de +2% hasta – 4%
- La manguera no puede ser sometida a esfuerzos de torsión, esto puede ser determinado gracias a la línea impresa sobre la manguera. Además estando torsionada y bajo presión tienden a aflojarse los terminales.
- Para evitar esfuerzos de torsión en aplicaciones con movimiento la curva y el movimiento deben pertenecer a un mismo plano.
- Los ambientes con elevada temperatura acortan la vida de la manguera. Instalar lejos de las fuentes de calor. Si esto no es posible, se las debe recubrir con una protección antitérmica.
- Mantener el radio de curvatura tan largo como sea posible para evitar el colapso de la manguera restringiendo la corriente fluida. El radio mínimo de curvatura es medido en el interior de la curva.

- El uso de conexiones apropiadas permite emplear mangueras más cortas y mejorar el aspecto de la instalación, facilitando el mantenimiento y la inspección.
- Instalar la manguera evitando su abrasión debido a rozamientos que ocasionaran una falla prematura de la misma. Si esto no es posible se las debe recubrir con una capa antiabrasiva.
- En las aplicaciones con movimiento debe preveerse la longitud adecuada para que la manguera no sufra flexiones excesivas
- Para que las curvas absorban los cambios de longitud que experimenta la manguera bajo presión, esta debe sujetarse solo en los tramos rectos. No deben sujetarse juntas las líneas de alta y baja presión.

1.9.4. FLUIDOS HIDRÁULICOS

"Se entiende por fluido un estado de la materia en el que la forma de los cuerpos no es constante, sino que se adapta a la del recipiente que los contiene. La materia fluida puede ser trasvasada de un recipiente a otro, es decir, tiene la capacidad de fluir. Los líquidos y los gases corresponden a dos tipos diferentes de fluidos. Los primeros tienen un volumen constante que no puede mortificarse apreciablemente por compresión. Se dice por ello que son fluidos incompresibles. Los segundos no tienen un volumen propio, sino que ocupan el del recipiente que los contiene y a diferencia de los líquidos, sí pueden ser comprimidos.

Los fluidos hidráulicos son un grupo grande de líquidos compuestos de muchos tipos de sustancias químicas. Son usados en transmisiones automáticas de automóviles, frenos y servo dirección; vehículos para levantar cargas; tractores; niveladoras; maquinaria industrial; y aviones. Los tres tipos de fluidos hidráulicos más comunes son aceite mineral, éster de organofosfato, y polialfaolefina. Ciertos fluidos hidráulicos tienen un aroma aceitoso suave, mientras otros no tienen olor; algunos pueden incendiarse en tanto otros no. Algunos fluidos hidráulicos son producidos de petróleo crudo y otros son manufacturados.

El estudio de los fluidos en equilibrio constituye el objeto de la estática de fluidos, una parte de la física que comprende la hidrostática o estudio de los líquidos en

equilibrio, y la aerostática o estudio de los gases en equilibrio y en particular del aire."(Según http:// www.atsdr.cdc .gov. es.)

1.9.5 FLUJO DE FLUIDO EN TUBERÍAS

La situación ideal del flujo en una tubería se establece cuando las capas de fluido se mueven en forma paralela una a la otra. Esto se denomina "flujo laminar" figura 7. las capas de fluido próximas a las paredes internas de la tubería se mueven lentamente, mientras que las cercanas al centro lo hacen rápidamente. Es necesario dimensionar las tuberías de acuerdo al caudal que circulará por ellas, una tubería de diámetro reducido provocará elevadas velocidades de circulación y como consecuencia perdidas elevadas por fricción; una tubería de gran diámetro resultará costosa y difícil de instalar.

Fig. 7 Flujo Laminar

En la figura 8 vemos una situación de flujo turbulento donde las partículas de fluido se mueven en forma desordenada con respecto a la dirección del flujo. La turbulencia es causada por el exceso de velocidad de circulación, por cambios bruscos del diámetro de la tubería, y por la rugosidad interna de la misma la turbulencia produce excesiva pérdida de presión en los sistemas y sobrecalentamiento del aceite. A menudo puede ser detectada por el ruido que produce la circulación por las tuberías. Para prevenir la turbulencia, las tuberías deben ser de diámetro adecuado, no tener cambios bruscos de diámetro u orificios restrictores de bordes filosos que produzcan cambios de velocidad.

Fig. 8 Flujo turbulento

1.10 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Las máquinas están constituidas de piezas. Estas son partes integrantes de la maquina y cada una de ellas se ha fabricado sin empleo de las operaciones de montaje, por ejemplo el árbol.

El número de elementos o piezas en las máquinas complejas puede alcanzar decenas y centenas de miles: por ejemplo, un automóvil contiene más de 15 mil piezas, en la prensa que se está desarrollando se encuentra un número de elementos o piezas no tan elevado; pero que se consideran fundamentales para el funcionamiento de la misma.

La producción de una máquina por elementos (piezas) está relacionada, en primer lugar, con la necesidad de obtener determinados movimientos relativos de sus partes. Cada una de estas partes para su momento de operación han de ser sometidas a un proceso de maquinado, dentro del cual intervienen diversas operaciones de fabricación, como torneado, cilindrado, fresado roscado, entre otras. En nuestra máquina que se está diseñando, los principales elementos de unión son las uniones por rosca; es así que se hace un análisis de estas uniones y se da a conocer los diversos tipos de roscas, su aplicación y características principales.

1.10.1 UNIONES ROSCADAS

"Se llaman uniones roscadas a las uniones desmontables, mediante piezas de unión a rosca: tornillos, pernos, espárragos, tuercas, o bien por la rosca tallada directamente en las piezas a unir.

La rosca se forma haciendo en las piezas prismas (canales en formas de hélice) de sección según el perfil de la rosca. Dichos prismas se llaman hilos o filetes de rosca. El tornillo se emplea como término común (significa también pernos y espárragos) y como término particular (tornillo que se introduce girando en la pieza). El término tornillo (con canales en forma de hélice) ha servido de base para otros términos:

movimiento helicoidal, línea helicoidal, superficie helicoidal. El término rosca viene de su producción: el roscado.

Al hacer o deshacer una unión roscada, los tornillos de sujeción giran o se mantienen inmóviles mediante herramientas apropiadas (llave destornillador) o directamente sujetando con la mano la cabeza del tornillo. Existen también tornillos con cabezas metidas que se mantienen contra el giro por una de las piezas en unión. Los tornillos se trabajan en conjunto con las tuercas o con otras piezas que tienen rosca.
La tuerca es una pieza con un agujero roscado necesario para que pueda atornillarse, y tiene forma apropiada para cogerla con la llave o bien con la mano. También existen tuercas metidas que se mantienen contra el giro por una de las piezas en unión.

Las uniones roscadas tienen innumerables aplicaciones en la construcción de maquinaria. En las máquinas modernas las piezas con rosca constituyen más de 60 % de la cantidad total de piezas de sujeción (pernos, tornillos, tuercas).

Los tornillos de ajuste pertenecen a las piezas muy tensadas; en las máquinas se producen averías relacionadas con la destrucción (rotura) de importantes piezas roscadas. En las condiciones de control de apriete inicial y de buena inmovilización, las uniones roscadas aseguran la fiabilidad adecuada.

La aplicación en gran escala de las uniones a rosca se determina por las causas siguientes:

1) Posibilidad de originar grandes fuerzas axiales debido a la acción de cuña de la rosca, así como también, a la gran relación entre el paso de la llave y el radio de la rosca.
2) Posibilidad de fijar el apriete en cualquier posición, debido al autofrenaje.
3) Formas cómodas y pequeñas dimensiones exteriores.
4) Sencillez y posibilidad de fabricación precisa.

Además de los fines de sujeción, los pares helicoidales se emplean en las máquinas para transmitir el movimiento de avance, y en particular, para levantar cargas y para

desplazamientos precisos. Por su aplicación, las roscas se dividen en los grupos siguientes:

1.- Roscas de sujeción: Se destinan a fijar las piezas. Se fabrican, como regla, en forma de perfil triangular con los vértices truncados. El empleo del perfil triangular obedece a:

a) Rozamiento elevado que asegura un menor peligro de aflojamiento de la rosca apretada.
b) Resistencia elevada de la rosca.
c) Comodidad de fabricación.

2.- Roscas de sujeción y estancas: Sirven tanto para afianzar las piezas como para evitar la salida de gases o líquidos (en las uniones de tuberías y en los accesorios). Estas roscas, por las causas citadas, se hacen también en forma de perfil triangular, pero sin juegos radiales para evitar la salida de gases o líquidos.
A fin de evitar el aplastamiento de los vértices, los perfiles se ejecutan con redondeos suaves

3.- Rosca para transmisión de movimientos: Son utilizadas en los husillos de avance y de elevación. Para disminuir el rozamiento se fabrican en forma trapecial con perfil simétrico y asimétrico (dientes de sierra) y a veces, con perfil rectangular. Las roscas con dientes de sierra están diseñadas para soportar grandes fuerzas axiales que actúan en una sola dirección.

Es preciso tener en cuenta que la clasificación mencionada de roscas según su aplicación no es rigurosa. Así por ejemplo, las roscas triangulares se utilizan a veces para husillos extraprecisos de avance, con paso pequeño, mientras que las roscas con dientes de sierra se usan como elementos de sujeción."(Según Reshetov, D: ELEMENTOS DE MAQUINAS, 1975)

1.10.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS ROSCAS

Rosca Withworth.- Se caracteriza por el perfil triangular, con los vértices y los fondos redondeados y con el ángulo de perfil igual a 55º.

Rosca para tubos de sujeción y estanca: Se utiliza para unir tubos y accesorios de tuberías que tienen medidas nominales de 1/8 a 6”. Es una rosca withworth con redondeamiento del vértice y del fondo sin juegos en estos últimos para hacerla más estanca.

Rosca trapecial.- es la principal para la pareja tornillo tuerca. Tiene menores pérdidas por rozamiento que la rosca triangular, es más cómoda en la fabricación y más resistente que la rosca rectangular. En caso de necesidad, admite supresión de juegos, acercando las mitades de la tuerca. Tiene el ángulo de perfil igual a 30º, altura de contacto $h = 0,5p$, diámetro medio $d_2 = d – 0,5p$; juego en función de la rosca, de 0.25 a 1 mm. La rosca trapecial está normalizada en los diámetros de 8 a 640 mm; se ha previsto la posibilidad de utilizar las roscas de paso fino, medio y grande.

Rosca con dientes de sierra.- se emplea para tornillos sometidos a la acción de carga axial en un solo sentido, en las prensas, en los dispositivos de presión de laminadores, en los ganchos de carga, etc. El perfil de los filetes es asimétrico trapecial. Las roscas con dientes de sierra reforzadas tienen el ángulo del flanco inactivo de perfil igual a 45º.

Redondas.- se usan fundamentalmente para tornillos sometidos a la acción de altas tensiones dinámicas, y que se atornillan y desatornillan en un medio contaminado (accesorios para aparatos extintores de incendios, husillos de unir vagones de ferrocarril).

Las roscas redondas pueden emplearse también en los accesorios de tuberías, ya que producen un cierre estanco. Las roscas redondas de baja altura de perfil pueden tallarse en las piezas de paredes delgadas, por ejemplo, en los zócalos y porta-lámparas. El perfil de la rosca redonda reforzada consiste en arcos enlazados por cortas líneas

rectas, el ángulo de perfil es igual a 30º. Los grandes radios de redondeo excluyen la notable concentración de tensiones.

1.10.3 TORNILLOS DE AJUSTE Y PERNOS ESPECIALES

Los tornillos de ajuste sirven para evitar que se produzca el desplazamiento mutuo de las piezas y para soportar esfuerzos cortantes. Estos tornillos difieren de los de uso común en que trabajan no a la tracción, sino a la compresión y transmiten el esfuerzo a la pieza, acoplada con otra roscada, no por la cabeza sino por su extremo. Debido a lo dicho se fabrican cortos, predominante con rosca a todo lo largo del cuerpo.

Los tornillos en cuestión según sus puntas se dividen en los tipos siguientes:

a) Tornillos con punta plana.- se emplean en casos en que actúan insignificantes fuerzas laterales casuales y con pequeño espesor de la pieza en la cual se enroscan.

b) Tornillos con punta cilíndrica.- se usan para absorber grandes esfuerzos laterales, a condición de que exista caña cilíndrica perforada en la pieza, en la cual entra la punta cilíndrica del tornillo.

c) Tornillos con punta cónica y con punta escalonada.- consisten en una banda cilíndrica y un chaflán cónico. Si la pieza está perforada se utilizan una cara cónica para absorber insignificantes fuerzas laterales: el primero se emplea si es pequeño el espesor de la pieza, en la cual se enrosca el tornillo; el segundo tipo, si es suficiente el espesor de la pieza ;

d) Tornillos con punta hueca.- se utilizan para la inmovilización sin perforar las piezas no templadas, así como para apretar una bola o piezas semejantes.

e) Tornillos con punta cónica truncada.- se usan si la pieza tiene un hueco cilíndrico perforado, y que aseguran una buena inmovilización.

1.10.4 INTERACCIÓN ENTRE TORNILLO Y TUERCA

La distribución de la fuerza axial entre los filetes de la rosca será uniforme, si la rosca se hubiera fabricado con precisión absoluta, y la flexibilidad de la rosca fuera notablemente más alta que la flexibilidad del tornillo y de la tuerca.

En la realidad, ninguno de los dos factores tiene lugar. La influencia de la flexibilidad del tornillo sobre la distribución de las fuerzas entre los filetes es fácil mostrarla para el caso de enroscar un tornillo en una pieza maciza que se considera indeformable. La fuerza entre cada par de filetes en contacto del tornillo y de la tuerca, según la Ley de Hooke, es proporcional a los desplazamientos elásticos de dichos filetes. Mientras tanto, los desplazamientos elásticos por los extremos de la tuerca se difieren en el alargamiento del tornillo por la altura de la tuerca (longitud de desenroscamiento).

1.10.5 VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA UNIÓN ROSCADA

Si los materiales del tornillo y de su pieza-tuerca son semejantes, es peligroso el corte de los filetes de la rosca en el tornillo por la superficie cilíndrica de diámetro d_1, si el material de la pieza-tuerca es menos resistente que el del tornillo, entonces casi siempre, es peligroso el corte de los filetes en la tuerca, por la superficie de diámetro d.

1.10.6 CRITERIOS SOBRE LA CAPACIDAD DE TRABAJO Y SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

Las piezas de máquinas han de satisfacer las condiciones de fiabilidad, es decir, que conservando sus índices de explotación, tienen que ser capaces de cumplir las funciones prefijadas durante el plazo de servicio establecido, así como las condiciones de rendimiento, teniendo el coste mínimo necesario de producción y explotación.

La capacidad de trabajo y la fiabilidad de las piezas de máquinas se caracterizan por condiciones o criterios bien determinados. Los criterios mas importantes son los

siguientes 1) resistencia mecánica;2) rigidez; 3) resistencia al desgaste; 4) resistencia a cambios de temperatura; 5) resistencia a vibraciones.

Los cálculos de resistencia se llevan a cabo partiendo de las tensiones admisibles, de los coeficientes de seguridad o bien por la probabilidad de funcionamiento sin fallos. Los cálculos según los coeficientes de seguridad tienen en consideración, en forma evidente, algunos factores que afectan la resistencia a saber: concentración de tensiones, dimensiones de las piezas, endurecimiento por deformación plástica y por eso dichos cálculos son más precisos.

La tensión de rotura de un material es la tensión necesaria para romper un trozo del mismo. La resistencia de un elemento estructural es la capacidad de soportar las cargas o acciones con tensiones adecuadas. Será la misma para distintos elementos compuestos por el mismo material, aunque sea empleado en distintos tipos de estructuras

Una barra solicitada se deformará de acuerdo al tipo de esfuerzo externo hasta una cierta posición de equilibrio (elástico) desarrollándose internamente en la misma esfuerzos internos (tensiones) que equilibran los esfuerzos externos. Por lo tanto, a mayor esfuerzo externo se tendrá mayor deformación y como consecuencia, mayor esfuerzo interno.

El concepto de "falla estructural" se refiere a la condición en la cual la estructura no responde a los fines previstos. Si el material que la compone es **frágil**, la falla sobreviene con la tensión de rotura σ_r del mismo.

Si el material es **dúctil**, como es el caso de acero, al período elástico, en el cual las tensiones son directamente proporcionales a las deformaciones (Hooke), le sigue otro caracterizado por grandes deformaciones plásticas (período plástico o de fluencia). En este período la probeta presenta un estrechamiento en la zona central, y con muy poco incremento de carga la deformación aumenta considerablemente.

1.11 ASPECTOS PARA LA SELECCIÓN DE MATERIALES

El material a seleccionar debe satisfacer, generalmente, requerimientos tecnológicos, funcionales y económicos. Desde el punto de vista funcional, el material debe cumplir con los requisitos establecidos para la asignación de servicio expresados en términos de resistencia mecánica, estabilidad química o propiedades físicas, como pueden ser: resistencia a la torsión, flexión, fatiga, desgaste, cortante, altas temperaturas, a la corrosión, ligereza, etc. Mientras que en lo tecnológico, el material debe satisfacer o adecuarse a la tecnología establecida para la fabricación del producto elemento o pieza, y las propiedades están referidas a la maquinabilidad, soldabilidad, conformabilidad, fluidez, templabilidad etc. De todos los materiales que satisfagan los requisitos funcionales y tecnológicos se ha seleccionar el mas económico.

CAPITULO II DISEÑO METODOLOGICO - METODOS Y PROCEDIMIENTOS

2.1 INTRODUCCIÓN

Para la realización de la metodología de cálculo de la prensa hidráulica se tiene como dato principal la fuerza que se necesita aplicar para extraer los pines y bujes de la cadena del tractor. Para obtener este dato técnico se procedió a realizar ensayos prácticos los cuales nos sirven para determinar la fuerza necesaria que permita extraer los pines de la cadena de tractor. Realizados estos ensayos se determino que la fuerza con la que se puede extraer los pines es de 60 ton, con este dato se procede a la selección del cilindro hidráulico y aparte de la fuerza que se ha determinado se debe tener en cuenta la longitud del pin, la misma que va a constituir la longitud de carrera del cilindro, para nuestro caso la longitud es de 250 mm. A partir de estos valores se procederá a realizar la selección del cilindro hidráulico para luego determinar la presión en la bomba hidráulica, también conocida como bomba de mano o gato hidráulico para accionar el cilindro hidráulico y de la rosca del tornillo de avance de la prensa. Con estos parámetros los elementos deben reunir las condiciones necesarias que permita satisfacer las necesidades de trabajo.

2.2 CÁLCULO DE SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Para la realización del circuito hidráulico de la prensa se tiene que los elementos que la conforman son el cilindro hidráulico, la bomba hidráulica accionada en forma manual y los elementos de conexión entre el cilindro y la bomba en este caso que viene a ser conformada por la tubería.

Para ello, se cuenta que la fuerza que se necesita para extraer los pines de la cadena del tractor es de 60 ton y se procede, primeramente, a seleccionar el tipo de cilindro hidráulico que garantice la fuerza que se necesita para realizar el trabajo sin ningún tipo de dificultad.

Luego de haber consultado y elegido el cilindro hidráulico con el valor de la fuerza antes mencionada, y que tiene la longitud de carrera igual a la longitud del pin, se procede a realizar el cálculo verificativo de este elemento con los parámetros que indica el catálogo.

Se procede a realizar el cálculo del diámetro interior del cilindro hidráulico, para ello se debe tener en cuenta la fórmula (1):

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

En donde se tiene

d = diámetro interior del cilindro [mm]

A = área efectiva del cilindro hidráulico [mm^2]

Con este valor a continuación se procede a determinar el espesor del cilindro, para ello se aplica la fórmula

$$t = D - Di. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

t = espesor [mm]

D = Diámetro exterior [mm]

Di = Diámetro interior [mm]

Para determinar si el cilindro hidráulico que se ha seleccionado es de pared gruesa debe cumplirse la expresión:

$$\frac{Di}{t} \leq 16 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

2.3 CÁLCULO DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Para realizar el cálculo del conjunto de la prensa hidráulica se toma como esquema de análisis el mostrado en la figura 9 (Nekrasov, 1986), en la que se muestra el esquema general de una prensa hidráulica, compuesta por la bomba de mano **A** y el cilindro hidráulico **B**

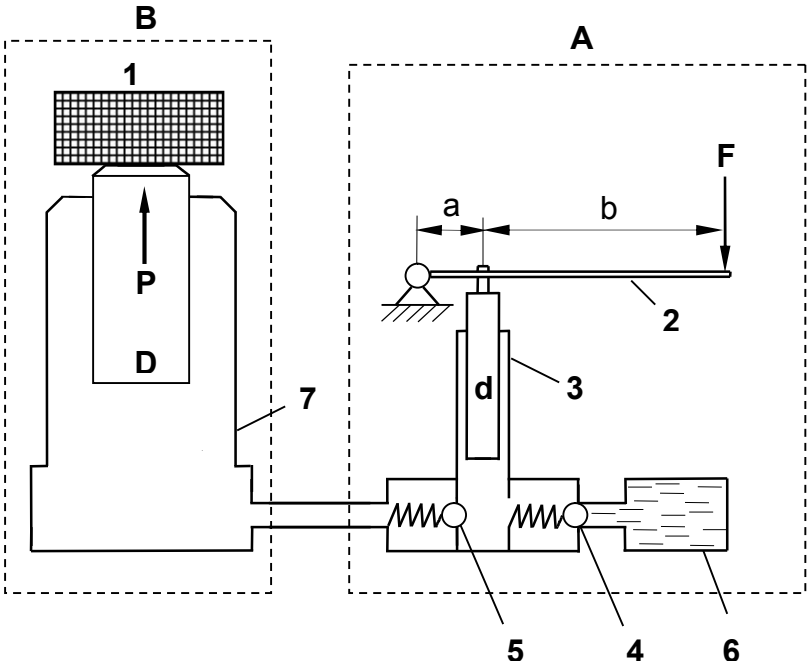


Figura 9. Esquema de análisis para el cálculo de la prensa hidráulica

En este caso, el cuerpo **1** representa la carga a vencer. Cuando se aplica la fuerza **F** a la palanca **2**, se acciona el émbolo de diámetro **d** ubicado en el cilindro **3** que a su vez, por los efectos de la variación de presión (positiva y negativa) acciona las válvulas de aspiración **4** y de descarga **5**, e impulsa el líquido hidráulico contenido en el recipiente **6**. Bajo los efectos de presión hidrostática, el líquido hidráulico origina una presión en el interior del cilindro **7** que actúa sobre el émbolo de diámetro **D** y provoca un esfuerzo **P** a lo largo del mismo.

La longitud de la palanca de la bomba manual según Nekrasov, 1986, se puede calcular:

$$L = a + b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Donde:

a = Distancia desde el punto de apoyo hasta el centro del cilindro, [mm]

b = Distancia de aplicación de la fuerza, [mm]

Aplicando las propiedades de la presión hidrostática entre las cámaras de los cilindros 3 y 7 y aplicando ecuaciones de la estática en la palanca 2 para determinar el momento de la fuerza F, se obtiene:

$$P = F\frac{a+b}{a}\left(\frac{D}{d}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Donde:

P = Esfuerzo a trasmitir, en [N]

D = Diámetro del cilindro exterior, [mm]

F = Fuerza aplicada en el brazo, [N]

d = Diámetro del émbolo de la bomba, [mm]

Conociendo el diámetro del cilindro exterior "D" y despejando el diámetro "d" máximo requerido para el émbolo de la bomba de mano de la prensa se tiene que:

$$d_{máx} = \sqrt{\frac{FD^2(a+b)}{P.a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Con este valor del diámetro se procede a determinar el área, del embolo para ello se utiliza la formula (7)

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

De acuerdo a la hidrostática la presión es igual en los cilindros de donde se tiene:

$$P_1 = P_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

La presión en el cilindro pequeño será:

$$P_1 = \frac{4p_1}{\pi d_1^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

La presión en el cilindro mayor esta dada por:

$$P_2 = \frac{4p_2}{\pi d_2^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Igualando P_1 y P_2 se tiene

$$\frac{4p_1}{\pi d_1^2} = \frac{4p_2}{\pi d_2^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

entonces el valor de p_1 se tiene

$$p_1 = p_2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Entonces se tiene:

p_1 = fuerza aplicada en el cilindro de la bomba [N]

p_2 = fuerza aplicada en el cilindro mayor [N]

d_1 = diámetro del embolo de la bomba [mm]

d_2 = diámetro del cilindro mayor [mm]

Con este valor de la fuerza se procede a determinar la presión que va a tener la bomba para ello se aplica la formula (13)

$$P_1 = \frac{4p_1}{\pi d_1^2}$$

P_1= presión de la bomba [MPa]

p_1 = fuerza [N]

A = área [mm^2]

2.4 SELECCIÓN DE LA MANGUERA PARA EL CIRCUITO HIDRÁULICO

La manguera se utiliza para la conexión del sistema hidráulico, es el medio por donde fluye el aceite desde el depósito de la bomba hasta llegar al cilindro.

En el anexo 3 se indica las características técnicas del tipo de manguera que se va a utilizar para la elaboración del circuito hidráulico

Se utiliza una manguera adecuada para garantizar el rendimiento del sistema. La utilización de mangueras que no cumplen las especificaciones requeridas puede causar la contaminación del sistema o crear problemas de resistencia al paso de los fluidos que puede llegar a obligar a cambiar las mangueras con mayor frecuencia que la recomendada. Para evitar estos problemas, se recomienda utilizar las mangueras que cumplen todas las especificaciones de la máquina.

Para el circuito de nuestra prensa hidráulica de acuerdo con la bomba seleccionada que es una P460D de doble efecto la cual utiliza una manguera con las siguientes características técnicas. Se ofrece en dos tamaños: 6.4 ó 9.5 mm de diámetro interior. Es una manguera nominal de 2 capas, reforzada con dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión. La cubierta de goma es resistente al aceite y a la intemperie. Todas tienen accesorios NPTF de 3/8” en ambos extremos. La presión operativa es de 70 Mpa. La presión mínima de estallido es de 140Mpa. Estas mangueras han sido aprobadas por MSHA. En la Tabla 1 se presenta las características técnicas de la manguera.

Tabla 1 Características de la manguera hidráulica

ϕ interior de la manguera (mm)	Tipo de manguera	Longitud de la manguera (m)	Extremos de la manguera	No de orden
6.4 – 9.5	Goma con alambre trenzado	1.8	Macho NPTF de 3/8	9756

En el anexo 3 se indica las características técnicas de diferentes tipos de mangueras y además se muestra la que se va a utilizar para la elaboración del circuito hidráulico de nuestra máquina. Una vez seleccionado los elementos de la prensa

hidráulica, a continuación en el anexo 3.1 se presentan los componentes de funcionamiento de todo el conjunto de la prensa hidráulica.

2.5 ACEITE HIDRÁULICO

El tipo de aceite hidráulico utilizado para el accionamiento de la bomba hidráulica es del tipo Estándar. El cual brinda un rendimiento confiable de la bomba y cilindros hidráulicos, tiene un elevado índice de viscosidad y además contiene aditivos que suprimen la espuma. En la Tabla 2 se presentan las características técnicas del tipo de aceite a utilizarse en la prensa hidráulica

Tabla 2 Características del aceite hidráulico.

Descripción	Grado ASTM	Densidad a 16ºC (60ºF)	Color (ASTM)	Punto de inflamación	Punto de Combustión	Punto de Fluidez	Ind. de viscosidad
Aceite Standard	215	.88	2.0	204 ºC (400ºF)	221 ºC (430ºF)	-34 ºC (-30ºF)	100 min

En el anexo 4 se presenta los diversos tipos de aceites y se presentan las características principales del aceite hidráulico Standard utilizado para el funcionamiento de la prensa hidráulica

2.6 CÁLCULO DE COMPROBACIÓN DEL TORNILLO DEL CILINDRO

Se realiza el diseño de un tornillo el cual es roscado y que pasará por el agujero central del cilindro hidráulico.

Según los parámetros constructivos del elemento a fabricar, se requiere de una longitud roscada del tornillo de 891 mm y se toma esta longitud haciendo un análisis de la longitud de recorrido que debe tener para poder deslizarse por el agujero central del cilindro de hidráulico, el avance que va a tener para poder colocarse en forma lineal con el pin de la cadena. El diámetro exterior de 53.97 mm. A la longitud de 200mm se instalara la manivela que permitirá dar el avance del tornillo

Para el diseño de este tornillo se procede a seleccionar un material que brinde la mayor dureza para que no exista alguna falla en el momento de realizar el trabajo.

El tipo de acero se selecciona de acuerdo a la tabla de aceros especificada por la ASTM A-297 presentada en el Anexo 5.

Para el seleccionamiento de este material se lo hace en función del límite de fluencia del material y teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad. Se procede a realizar el cálculo de resistencia a las condiciones admisibles.

De donde se obtiene que

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

$[\sigma]$ = tensión admisible del material [N/mm^2]
σ_f = Limite de fluencia [N/mm^2]
n = coeficiente de seguridad

Para la realización del cálculo se tiene en cuenta la relación de las tensiones admisibles del tornillo en función de la fuerza que va a ser aplicada y el área en donde va a actuar.

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

σ_{adm} = tensión admisible [N]
F = fuerza [N]
A = Área [mm^2]

En este caso el tornillo además de estar sometido de un esfuerzo a compresión se encuentra a pandeo por lo que cuando exista algún esfuerzo máximo puede ocurrir la destrucción del mismo. Para ello se procede a realizar el cálculo al pandeo del tornillo. (Según Larburu Nicolás, 1.968)

El tipo de pandeo al que esta sometido el tornillo es como se muestra en el esquema de la figura 10

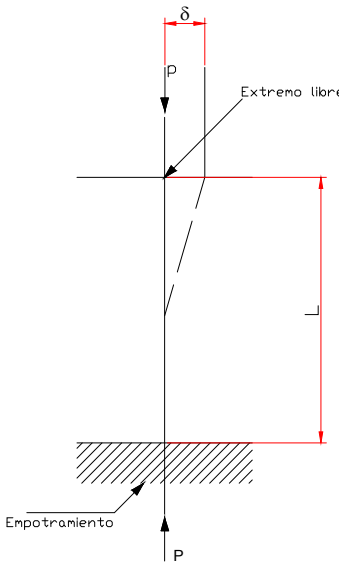


Figura 10 Diagrama de empotramiento del tornillo

En este tipo de empotramiento la longitud de pandeo esta definida por:

$l_p = 2 \times l$. . . . . (16)

La carga que actúa en el tornillo es de forma constante por lo que el coeficiente de ponderación de carga constante.

El radio de giro i esta determinado por:

$$i = \frac{\phi}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

i = Radio de giro [mm]

ϕ = diámetro del tornillo [mm]

La esbeltez mecánica del material esta dado por:

$$\lambda = \frac{l_p}{i} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

De donde:

λ = esbeltez mecánica del material

l_p = longitud de pandeo [mm]

i = radio de giro [mm]

Definidas estas formulas se procede a comprobar la tensión límite en la barra sometida a compresión centrada, con pandeo para ello se utiliza la formula:

$$\sigma = \frac{F\,\omega}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

De donde se tiene

σ = Tensión límite del material [N/mm^2]

F = Fuerza [N]

ω = coeficiente de pandeo

A = Área [mm^2]

El tipo de rosca que se ha de utilizar para el avance del tornillo es del tipo Whitworth debido a que posee muchas ventajas, entre ellas es la de mayor aplicación y de fácil construcción en cualquier taller de trabajo así como también se encuentra normalizada

Teniendo en cuenta el diámetro del agujero central y el tipo de rosca que se ha de utilizar este diámetro se lo normaliza con un diámetro que nos permita realizar la rosca. En vista de que la rosca va a estar sometida a un trabajo de empuje a continuación se realiza el análisis de esfuerzo en los elementos de rosca.

La tensión de corte en la rosca del tornillo se determinará aplicando la siguiente fórmula. (Según Reshetov, D, 1.975)

$$\tau_1 = \frac{P}{\pi\, d_1 k\, H\, k_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

En la rosca de la tuerca el esfuerzo es:

$$\tau_1 = \frac{P}{\pi\, d\, k\, H\, k_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Donde H es la altura de tuerca; K es el coeficiente de la rosca, K = 0.87 para rosca triangular; k = 0.65 para la rosca trapecial; K = 0,4 para rosca rectangular; K_m es el coeficiente de uniformidad de la carga por los filetes de la rosca, teniendo en cuenta la deformación plástica, K_m = 0,55 a 0.75 (los valores para la rosca métrica de paso grande y a condición de que el material del perno sea mucho más resistente que el de la tuerca.

2.7 CÁLCULO DE LA BRIDA DE SUJECIÓN DEL CILINDRO

La brida es un elemento de la prensa hidráulica que se ajustará en la rosca del collar del cilindro hidráulico y sirve como sostén de los ejes de sujeción de la prensa. La forma de la misma será cuadrada con dos agujeros roscados a los lados para realizar el apriete de los ejes de sujeción.

Para determinar las distancia entre centros a la que irán acoplados los ejes de sujeción se utiliza la formula

$$d = 1.2 - 1.5\ d_{e\ cilindro} \qquad (22)$$

De donde

d = distancia entre ejes [mm]
d_e= diámetro exterior del cilindro [mm]

Se efectúa el diseño de la brida para disponer de un soporte donde ajustar los ejes de sujeción que irán acoplados en el cuerpo de la prensa. El tipo de acero se elige de acuerdo a la tabla de aceros especificada por la ASTM A-297 presentada en el Anexo 5.

En primer lugar se procede a realizar el cálculo del diámetro interior de la rosca para ello se aplica la fórmula, (según Casillas, 1.987)

$$Di = De - \frac{32{,}512}{N} \qquad (23)$$

De donde
Di = Diámetro interior, [mm]
De = Diámetro exterior [mm]
N = numero de hilos por pulgada

Una vez obtenido el valor del diámetro interior, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo de la rosca entre la brida y la rosca del collar del cilindro, para luego determinar el material con el que va a ser construida. Para determinar el esfuerzo cortante medio en esta rosca se utiliza la fórmula. (Según Shigley, 1.979).

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_i h} \quad (24)$$

De donde

τ = esfuerzo cortante medio [N]

F = fuerza [N]

h = altura de la tuerca [mm]

d_i = diámetro interior [mm]

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentarán cortante en el diámetro mayor, y en consecuencia, el esfuerzo medio de corte en esta rosca es:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d h} \quad (25)$$

Determinado los esfuerzos en la rosca se procede a determinar la longitud de la brida para ello se ira sumando cada distancia entre centros. Lo cual quedaría determinado aplicando la formula:

$$L = 1.2\ (d_{e\ cilindro}) + 1.2\ (d_{e\ eje\ de\ sujeción}) \quad (26)$$

De donde se tiene:

L = longitud de la brida [mm]

$d_{e\ cilindro}$ = diámetro exterior del cilindro [mm]

$d_{e\ cilindro}$ = diámetro exterior del eje de sujeción [mm]

2.8 CÁLCULO DE LOS EJES DE SUJECIÓN

Los ejes de sujeción se hacen para poder darle a la prensa la rigidez y estabilidad entre el cuerpo y la brida que es de donde van a estar sujetos. Para la realización del cálculo de los mismos se realizará seleccionando un acero que nos brinde las condiciones de dureza para realizar su trabajo.

Los extremos de cada eje irán roscados, y se introducirá una tuerca, la misma será diseñada de acuerdo al diámetro de cada eje. El coeficiente de seguridad que se utiliza es de 2.1 debido a la fuerza con la que se está trabajando. Este valor ha sido tomado en virtud de las condiciones de diseño que sugieren algunos autores de diseño mecánico (según Shigley, 1.979).

Se procede a realizar el cálculo del diámetro del eje. Para ello, se parte del valor de la tensión admisible del material, se empieza a deducir la fórmula de diámetro desde la ecuación (27), para luego poder llegar a determinar el diámetro adecuado.

Se procede a realizar el cálculo comparativo entre la tensión admisible del material en relación a la tensión admisible a la tracción. (Según Jutz Hermann, Scharkuz Eduard, Lobert Rolf, 1.984)

$$\sigma_{adm} < [\sigma] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

Luego se procede a sustituir el valor de la tensión admisible

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A} < [\sigma] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

A continuación se procede a deducir el valor de la tensión admisible

$$\frac{F}{A} < [\sigma] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Despejando el área se tiene

$$A > \frac{F}{[\sigma]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Reemplazando el valor del área se tiene

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{F}{[\sigma]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Despejando el diámetro se tiene la siguiente ecuación

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

Además cabe indicar que estos valores de las tensiones admisibles son los correctos ya que para su comprobación se utiliza la formula (Según Reshetov, D, 1.975) :

$$\tau = (0.2 - 0.3)[\sigma_f]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

De donde se tiene

τ = tensión cortante del material [N/mm^2]

$[\sigma_f]$ = limite de fluencia[N/mm^2]

2.9 CÁLCULO DEL CUERPO DE LA PRENSA.

El cuerpo de la prensa hidráulica es el elemento que se va a sujetar en la cadena del tractor de orugas. Para establecer las medidas de este elemento la recolección de datos se basa en citas experimentales a estos equipos camineros.

Este elemento debe tener una resistencia lo suficiente, de modo que en el proceso de extracción de los pines se lo realice con la mayor rigidez posible. El material que se va a utilizar para la fabricación de la misma, debe tener la mayor dureza posible.

El material se ha elegido de acuerdo a la norma ASTM A-297 Acero AISI 1045 es plancha de acero estirado en frío mostrada en el Anexo 5. El espesor de la plancha es de 25.4 mm. La fuerza aplicada es de 588000 N, la cual se encuentra repartida entre la dos planchas, por lo tanto cada plancha tendrá que soportar un esfuerzo de 294000 N.

Teniendo el valor del espesor y la fuerza que va a soportar cada plancha se procede a determinar el valor de la base de la sección rectangular de la plancha para ello se empieza por aplicar la formula:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{adm}]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

En vista de que es una sección rectangular se procede a simplificar el valor del área en sus componentes con lo que se tiene:

$$\frac{F}{a\,e} \leq [\sigma_{adm}] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

despejando *a* que es el valor que se desea conocer de la ecuación (19) se tiene:

$$a \geq \frac{F}{e[\sigma_{adm}]}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

De donde:

a = base de la sección rectangular de la plancha [mm]

F = fuerza aplicada al cuerpo [N]

e = espesor del material [mm.]

$[\sigma_{adm}]$ = Tensión admisible [N/mm^2]

A continuación se presenta la solución para el calculo del cuerpo de la prensa, el cuerpo de la misma tiene la forma de una C por lo que la solución esta determinada mediante la aplicación de esfuerzos combinados tanto a la tracción como a la flexión.

Determinando estos esfuerzos se tiene:

$$\sigma_{adm} = [\sigma_t]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

Descomponiendo el valor de σ_{adm} se tiene:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{flexión} + \sigma_{tracción}$$

El Momento de flexión esta determinado por la fuerza F y la distancia d_1

$$M_f = F \; + (63 + \frac{d_2}{2}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Sustituyendo los valores del esfuerzo a la flexión como a la tracción se tiene

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f}{W} + \frac{F}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

De donde se tiene que:

$$\frac{M_f}{W} + \frac{F}{A} \leq [\sigma_t]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

2.10 CÁLCULO DE SOLDADURA EN EL CUERPO DE LA PRENSA

El cuerpo de la prensa va a ser sujetado mediante una plancha soldada en la parte inferior, con lo que se logra la unión de las dos placas que son las que se sujetan en la cadena, para realizar la extracción del pin.

La plancha que va a ser unida mediante el cordón de soldadura posee un espesor de 25.4 mm y para la cual se va a calcular el cateto de soldadura. El cateto va a tener su aplicación tanto por dentro como por fuera de la plancha. El tipo de electrodo que se va a utilizar para la soldadura es E6011 ya que es el recomendado para aceros con bajo contenido de carbono, el cual tiene una resistencia a la tracción de 911N/mm^2.

En primer lugar se procede a determinar el valor de la tensión admisible del material para ello se tiene en cuenta la expresión (41).Según (Aneiros Parada, José M, 1.987)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{n}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

$[\sigma]$ = tensión admisible del material [N/mm^2]

σ_f = Limite de fluencia [N/mm^2]

n = coeficiente de seguridad

A continuación se procede a determinar el esfuerzo tangencial admisible el cual para uniones en ángulo viene dado por:

$$[\tau] = \varphi\,[\sigma]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

De donde se tiene:

$[\tau]$ = tensión cortante [N/mm^2]

φ = coeficiente de soldadura en función del tipo de electrodo

$[\sigma]$ = tensión admisible del material [N/mm^2]

Ahora se procede a determinar el espesor del cordón de soldadura para ello se va a partir de la siguiente desigualdad.

$[\tau] \leq [\tau']$

Descomponiendo $[\tau]$ se tiene:

$$\frac{R}{4 \cdot 0{,}7 \cdot a \cdot l} \leq [\tau']$$

Despejando a se tiene:

$$a \geq \frac{R}{4 \cdot 0{,}7 \cdot l \cdot [\tau']} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43)$$

De lo anterior expuesto se tiene que

a = espesor del cordón de soldadura (mm)

l = longitud del cordón de soldadura [mm]

$[\tau']$ = tensión cortante [N/mm^2]

R = fuerza aplicada en la plancha [N]

2.11 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA MANIVELA DEL TORNILLO

Se procede a realizar el cálculo de la longitud de la manivela, la cual es la que sirve para dar el avance al tornillo roscado. La longitud de la manivela se calcula en función del peso del tornillo. El tipo de rosca que va a tener el tornillo está en función del diámetro exterior del mismo. Según (A.S. Hall, A.R. Holowenco,H.G. Laughlin, 1971)

El momento requerido por esta está en función de la expresión:

$$T = W\left[r_m\left(\frac{\tan\alpha + f\cos\theta\eta}{1 - f\tan\alpha/\cos\theta\eta}\right) + f_c r_c\right]. \quad (44)$$

Luego se procede a determinar el radio medio aplicando la fórmula

$$r_m = \tfrac{1}{4}\,(D + d_{núcleo}) \quad (45)$$

De donde se tiene:

r_m = radio medio [mm]

D = diámetro exterior [mm]

$d_{núcleo}$ = diámetro del núcleo [mm]

El ángulo se lo determina aplicando la siguiente expresión:

$$\tan\alpha = \frac{avance}{2\pi r_m} \quad (46)$$

Se toma θ_n = 55º debido a que es el ángulo de una rosca whitworth y está normalizada.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (41) se tiene:

$$T = W\left[r_m\left(\frac{\tan\alpha + f\cos\theta\eta}{1 - f\tan\alpha/\cos\theta\eta}\right) + f_c r_c\right]$$

La longitud de la manivela se la determinara a partir de la ecuación

$$L = \frac{T}{F}. \quad (47)$$

De la ecuación (29) se tiene

L = longitud de manivela [mm]

T = momento torsor [N/mm]

F = fuerza a vencer por un hombre [N]

W = peso del tornillo [kg]

CAPÍTULO III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los resultados de cada uno de los pasos ejecutados para el cálculo y diseño de los elementos de la máquina con las mejores condiciones de trabajo. Se parte, en primer lugar, de la fuerza que se necesita para extraer los pines, seleccionando así los elementos para la operación de la prensa hidráulica.

El sistema de mando, como se indicó anteriormente, se realizará en forma manual mediante el accionamiento de una bomba hidráulica manual de doble efecto con 70MPa de presión de trabajo de la firma SPX POWER TEAM la cual es la que transmite presión al cilindro hidráulico con agujero central, con lo que se acciona el tornillo de potencia y se extrae los pines de la cadena del equipo pesado.

Para la realización de este trabajo se tiene además elementos adicionales como los ejes de sujeción, la brida de sujeción y el cuerpo de la prensa que viene a constituir todos los elementos que conforman los resultados.

3.2 RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS

3.2.1 CÁLCULO VERIFICATIVO DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Considerando la fuerza a suministrar, se selecciona el cilindro cuyas especificaciones se exponen en la Tabla 3 según el Anexo 1.

Tabla 3. Parámetros del cilindro hidráulico.

Marca	Diámetro exterior	Área efectiva	Carrera	Capacidad
SPX Power Team	158.8 mm	8480 mm^2	257.2 mm	588000 N/mm^2

Tomando en cuenta estos valores, se procede a realizar el cálculo verificativo del cilindro para demostrar que es el cilindro que proporciona las condiciones necesarias para realizar el trabajo En este caso, se requiere un cilindro con capacidad de 60 ton de empuje.

Para calcular el diámetro interior se lo hará a partir del área efectiva del cilindro el mismo que nos proporciona el catalogo de la firma SPX POWER TEAM que se encuentra en el Anexo 1 para ello se procede a aplicar la fórmula (1)

$$d = \sqrt{\frac{(8480)\ (4)}{3.1416}}$$

d = 103.9 mm

Obtenido este valor se realiza el cálculo del espesor del cilindro y para ello se tiene en cuenta la fórmula (2)

t = 158.8 – 103.9

t = 54.89 mm.

Determinado el espesor del cilindro hidráulico ahora se procede a determinar si el cilindro es de pared delgada o de pared gruesa para ello se procede a sustituir los valores del diámetro interior y el espesor en la fórmula (3).

$$\frac{103.9}{54.9} \leq 16$$

$$1.89 \leq 16$$

Obtenido este valor se determina que el tipo de cilindro hidráulico con el que se va a extraer los pines y bujes de la cadena del tractor es de pared gruesa.

3.2.2 CÁLCULO DE SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Se determina la longitud de la palanca de la bomba hidráulica manual mediante la aplicación de la ecuación (4)

Donde a = 50 y b = 670
Sustituyendo en (5) se tiene:

L = 50 + 670
L = 720 mm

Considerando una fuerza mínima a aplicar en el brazo de la palanca F = 44 Kgf (431.2 N) y sustituyendo estos valores en la ecuación (6) se determina el diámetro máximo del émbolo de la bomba de mano:

$$d_{máx} = \sqrt{\frac{431.2.(92,1)^2}{588000}\left(\frac{50+670}{50}\right)}$$

$d_{máx}$ = 9.46 mm

Con este valor del diámetro se procede a determinar el área, del embolo para ello se sustituye el valor del diámetro en la formula (7)

$$A = \frac{\pi(9.46)^2}{4}$$

A = 70.34mm^2

Luego se procede a determinara el valor de la fuerza p_1 que actúa en el cilindro de la bomba, para ello se sustituye el valor del diámetro del embolo de la bomba, el diámetro del cilindro y la fuerza que se transmite en el cilindro mayor en la ecuación (12)

$$p_1 = 588.000\left(\frac{9.46}{92.1}\right)^2$$

p_1 = 6208.98 N

Teniendo este valor de la fuerza se procede a determinar la presión que va a tener la bomba para ello se sustituye el valor de la fuerza p_1 y el valor del diámetro del embolo de la bomba en la ecuación (13)

$$P_1 = \frac{4\ 6208.98}{\pi\ 9.46^2}$$

P_1= 69.37 MPa

Con este valor de presión, se selecciona una bomba de mano de la firma SPX Power Team del tipo P460D de doble efecto, de acuerdo al catálogo Power Team mostrado en el Anexo 2 y 2.1 en el cual se muestran todas las características técnicas de la bomba hidráulica. Los parámetros principales de la misma son:

Longitud de la palanca L = 743 mm
Presión máxima en baja presión = 22 bar = 2,2 MPa
Presión máxima en alta presión = 700 bar = 70 MPa
Esfuerzo máximo a aplicar en la palanca = 40,8 Kgf = 392 N
La bomba de mano seleccionada cumple con todas las condiciones que se requiere para realizar el trabajo y con todos los parámetros que se ha realizado en el cálculo, y además es una bomba de doble efecto ya que debe accionar y transmitir la fuerza a un cilindro hidráulico de doble efecto.

3.2.3 CÁLCULO DE COMPROBACIÓN DEL TORNILLO DEL CILINDRO

En primer lugar se realiza un cálculo a las tensiones admisibles para comprobar si el material resiste los esfuerzos de tracción-compresión a los que estará sometido. Para la realización de este cálculo se aplica la fórmula (14). Se toma un material apropiado para la fabricación de elementos de máquinas, en este caso el acero AISI C1045 templado a 850 ºC y revenido a 315 ºC. Las propiedades de este material se presentan en la Tabla 4 Este un material con buena maquinabilidad y templabilidad regular

Tabla 4. Propiedades del Acero AISI 1045 Revenido a 315 ºC

$[\sigma]_{Fluencia}$ (N/mm^2)	$[\sigma]_{Tracción}$ (N/mm^2)	δ (%)	ψ (%)	**Dureza (HB)**
784.98	1026.06	8	33	312

Tomando un coeficiente de seguridad de 2.1

$$[\sigma] = \frac{[784.98\, N/mm^2]}{2.1}$$

$[\sigma]$ = 373.8 N/mm^2 = 373.8 MPa

En la figura 11 se presenta la forma como actúa la fuerza en el tornillo, y además el esfuerzo de compresión que se efectúa en el tornillo.

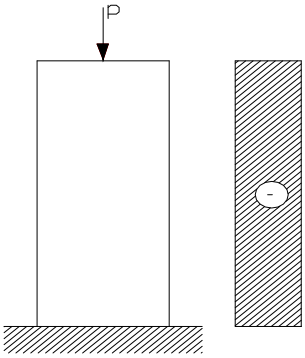


Fig. 11 Esfuerzo de compresión del tornillo de avance

Como datos se tienen:

F = 588000 N

D = 53.97 mm

Sustituyendo estos valores en la fórmula (15) y efectuando, se tiene:

$$\sigma = \frac{4.(588000)}{3{,}1416.(53.97^2)}$$

por tanto, σ = 257.902 N/mm^2

En este caso, debe cumplirse la condición:

$\sigma \leq [\sigma]$

$\therefore$ 257.902 N/mm^2 $\leq$ 373.8 N/mm^2

De esta manera, se comprueba que el material elegido garantiza el esfuerzo a compresión.

De acuerdo al tipo de empotramiento se procede a determinar la longitud de pandeo la cual se obtiene sustituyendo el valor de la longitud total del tornillo multiplicada por una constante de valor 5 en la formula (16)

$l_p = 2 \times (891)$

$l_p = 1782$ mm

La carga que actúa en el tornillo es de forma constante por lo que el coeficiente de ponderación se elige de la Tabla 5 presentada en el Anexo 7

Tabla 5 Coeficiente de ponderación para cargas constantes

CASO DE CARGA		CLASE DE ACCION	Coeficiente de ponderación si el efecto de la deformación es		
			Desfavorable		Favorable
CASOI Acciones constantes y combinación de dos acciones variables independientes	la	Acciones constantes	1.33	1.33	1.00
		Sobrecarga	1.33	1.50	0.00
		Viento	1.50	1.33	0.00
	lb	Acciones constantes	1.33		1.00
		Sobrecarga	1.50		0.00
		Nieve	1.50		0.00
	lc	Acciones constantes	1.33		1.00
		Viento	1.50		0.00
		Nieve	1.50		0.00

El radio de giro i se determina dividiendo el diámetro del tornillo para una constante 2; sustituyendo estos valores en la ecuación (17) se tiene:

$$i = \frac{53.97}{2}$$

i = 26.985 mm

La esbeltez mecánica se determina por la sustitución de la longitud de pandeo y el radio de giro en la ecuación (18)

$$\lambda = \frac{1.782}{26.985}$$

$$\lambda = 66.03$$

La esbeltez mecánica y el coeficiente de pandeo del material están en igual función por lo que se considera la más desfavorable, en este caso se elige λ y ω de la Tabla 6, presentada en el anexo 8

Tabla 6. Coeficientes λ y ω para acero AISI 1045

λ	Coeficiente de pandeo ω AISI 1045										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
60	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.29	1.30	1.31	1.33	**60**
70	1.34	1.36	1.37	1.39	1.40	1.42	1.44	1.46	1.47	1.49	**70**
80	1.51	1.53	1.55	1.57	1.60	1.62	1.64	1.66	1.69	1.71	**80**
90	1.74	1.76	1.79	1.81	1.84	1.86	1.89	1.92	1.95	1.98	**90**
100	2.01	2.03	2.06	2.09	2.13	2.16	2.19	2.22	2.25	2.29	**100**

Definidos estos valores se procede a comprobar la tensión límite en las barras sometidas a compresión centrada, con pandeo para ello se sustituye los valores de la fuerza el coeficiente de pandeo y el área en la ecuación (16)

$$\sigma = \frac{588000\,1.33}{2287.67}$$

$$\sigma = 341 \text{ N/mm}^2$$

El tornillo se va a realizar con una rosca whitworth cuyas características se presentan en la Tabla 7 mostrada en el Anexo 6

Tabla 7. Valores de Rosca corriente Whitworth

ROSCA CORRIENTE WHITWORTH B.S W					
Diámetro en pulgadas	Diámetro en mm	Núm. De hilos por pulgada	Paso en mm	Diámetro medio mm	Diámetro al fondo mm
2 1/8	53.97	4.5	5.645	50.36	46.74

Teniendo estos valores de la rosca a continuación se hará la comprobación de los esfuerzos de la rosca, debido a que estas constituyen concentradores de tensiones. Para ello se hará el análisis tanto en la rosca, en el tornillo como en la tuerca.

Para el análisis de tensión de corte en la rosca del tornillo se procede a sustituir los valores de la fuerza, el diámetro medio, el valor de el coeficiente de carga por los filetes de rosca ,la altura de la tuerca y el valor de la deformación plástica en la fórmula (20),

$$\tau_1 = \frac{588000}{\pi(50.36)(0.87)(47.630)(0,75)}$$

$\tau_1 = 119.58$ N/mm^2

Para el análisis de tensión de corte en la rosca de la tuerca se reemplazara los mismos valores pero ahora con la diferencia que se utilizara el diámetro exterior para ello se tiene en cuenta la aplicación de la fórmula (21)

En la rosca de la tuerca es:

$$\tau_1 = \frac{588000}{\pi(53.97)(0.87)(47,63)(0,75)}$$

$\tau_1 = 111.5$ N/mm^2

Para demostrar que el material seleccionado resiste tanto a la compresión como a cortante se utiliza la formula (33)

$\tau = (0.3 \text{ x } 373.77)$

$\tau = 112.13$ N/mm^2

Obtenidos estos valores tanto a compresión, pandeo y cortante se demuestra que el material nos resiste si se lo somete a estos tres esfuerzos.

3.2.4 CÁLCULO DE LA BRIDA DE SUJECIÓN DEL CILINDRO

Para la realización del cálculo de la brida de sujeción, se toma en cuenta el diámetro de la rosca de collar del cilindro hidráulico en donde va a ser sujetada, el diámetro "d" de la rosca del collar del cilindro es de 6 ¼ x12. A continuación se procede a determinar el diámetro interior del agujero de la brida.

Para ello, se sustituyen los valores del diámetro exterior y el número de hilos por pulgada en la ecuación (23).

De = 158.8 mm

N = 12 hilos por pulgada

Di = 155.4 mm

Con este valor del diámetro interior se procede a realizar el cálculo de esfuerzo de rosca entre la rosca de la brida y la rosca de collar del cilindro. Para ello se tiene en cuenta los siguientes datos:

F = 588000N

d_i = 155.84 mm

h = 47.63 mm

Sustituyendo estos valores de la fuerza, el diámetro interior y la altura de la tuerca en la fórmula (24) el esfuerzo cortante será

$$\tau = \frac{2(588000)}{\pi(155.84)(47.63)}$$

$$\tau = 50.44 \text{ N/mm}^2$$

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentarán cortante en el diámetro mayor y en consecuencia, el esfuerzo medio de corte en esta rosca está determinado por la fuerza que actúa en el diámetro interior, y en la altura de la tuerca,

Sustituyendo estos valores en la fórmula (25) se tiene:

$$\tau = \frac{2(588000)}{\pi(158.8)(47.63)}$$

$$\tau = 49.49 \text{ N/mm}^2$$

Para comprobar que el material brinda la resistencia a cortante se hace sustituyendo el valor de la tensión límite multiplicado por 0.3 que es una constante de comprobación en la formula (33)

$\tau = (0.2 - 0.3)[\sigma]$.

$\tau = (0.3)[\ 203.35\ N/mm^2]$.

$\tau = 61\ N/mm^2$

Con estos valores obtenidos se procede a determinar el material con que va a ser construida la brida, el material se presenta en la Tabla 8 en la cual se indica las características del acero del tipo AISI C1045

Tabla 8. Propiedades del Acero AISI C1045 Estirado en frío

$[\sigma]_{Fluencia}$ (N/mm^2)	$[\sigma]_{Tracción}$ (N/mm^2)	δ (%)	ψ (%)	Dureza (HB)
406.7	675.22	8	33	312

Determinado los esfuerzos en la rosca se procede a determinar la longitud de la brida para ello se ira sumando cada distancia entre centros. Lo cual quedaría determinado aplicando la formula (26):

L = 1.2 (158.8)+ 1.2 (52)

L = 504.8 mm

3.2.5 CÁLCULO DE LOS EJES DE SUJECIÓN

Para la realización del cálculo del diámetro de los ejes de sujeción en primer lugar se realizará el diagrama de cuerpo libre para dar a conocer en forma esquemática el modo en que están actuando las fuerzas en el sistema. En la figura 12 se muestra el modo en que actúan las fuerzas

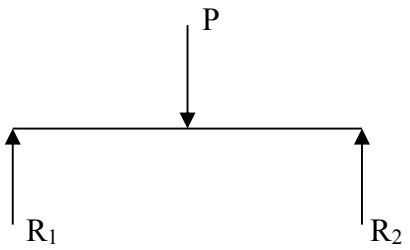


Fig. 12 Diagrama de cuerpo libre de ejes de sujeción

Realizando la ecuación de equilibrio estático se tiene:

P = 588000 N

R_1 = 294000 N

R_2 = 294000 N

A continuación se procede a determinar el tipo de material que brinde las condiciones de trabajo. El tipo de material es acero AISI 1040 estirado en frío presentado en la Tabla 9, mostrada en el Anexo 5

Tabla 9. Propiedades del Acero AISI 1040 Estirado en frío

$[\sigma]_{Fluencia}$ (N/mm^2)	$[\sigma]_{Tracción}$ (N/mm^2)	δ (%)	ψ (%)	Dureza (HB)
605.64	688.94	8	33	312

Tomando estos valores se realiza el cálculo del diámetro del eje con los cuales se va a sujetar la brida y el cuerpo de la prensa.

Aplicando la fórmula (32) y sustituyendo los valores de la fuerza que actúa en cada eje, la tensión admisible del material .se determina el valor del diámetro del eje de sujeción

$$d \geq \sqrt{\frac{4(588000)}{\pi[302.82]}}$$

$d \geq 49.72$ mm

Normalizando el diámetro 49.72 mm se obtiene que la rosca tendrá un $d \geq 52$ mm. De donde se obtiene que son dos ejes con rosca M52 x 5 en los extremos y el diámetro de la tuerca es de M52 x 5

3.2.6 CÁLCULO DEL CUERPO DE LA PRENSA

El material que se va a utilizar es plancha de acero AISI 1040 estirado en frío cuyos valores se presentan en la Tabla 10 mostrada en el Anexo 5 el cual tiene los siguientes valores

Tabla 10. Propiedades del Acero AISI 1040 Estirado en frío

$[\sigma]_{Fluencia}$ (N/mm^2)	$[\sigma]_{Tracción}$ (N/mm^2)	δ (%)	ψ (%)	Dureza (HB)
605.64	688.94	8	33	312

El espesor de la plancha es de 25.4 mm. La fuerza es de 588000 N, la cual se encuentra repartida entre la dos planchas, por lo tanto cada plancha tendrá que soportar un esfuerzo de 294000 N.

Teniendo el valor del espesor y la fuerza que va a soportar cada plancha, se procede a determinar el valor de la base de la sección rectangular de la plancha. En este caso, se la procede a aplicar la fórmula (36)

$$a \geq \frac{294000}{25.4[605.64]}$$

$$a = 19.11 \text{ mm} \approx 20\text{mm}$$

A continuación se presenta la solución para el cálculo del cuerpo de la prensa, el cuerpo de la misma tiene la forma de una C por lo que la solución va a estar determinada mediante la aplicación de esfuerzos combinados tanto a la tracción como a la flexión.

Para determinar el valor de M_f se analiza como una viga empotrada, para ello se lo hace en la figura 13

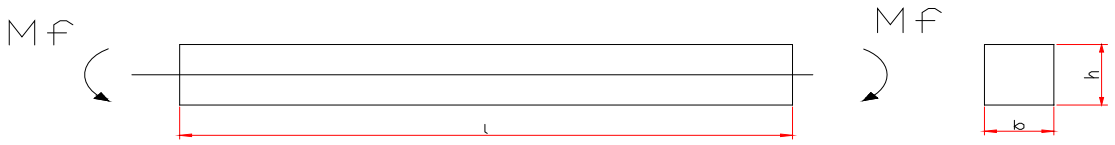


Figura 13. Momento de flexión de la viga

El valor de M_f se determina sustituyendo los valores de la fuerza por la distancia de la plancha en la ecuación (38) se tiene:

$$M_f = F \ +(63+\frac{d_2}{2})$$

Además como se tiene que es una sección cuadrada se debe tener en cuenta el Módulo polar de inercia W el cual se ha definido por $W = \frac{bd_2^2}{6}$

El esfuerzo a la tracción esta determinado en función de la fuerza respecto al área de don se tiene: $\frac{30x10^3}{bd^2}$

Sustituyendo los valores del esfuerzo a la flexión como a la tracción en la formula (39) se tiene:

$$\frac{30x10^3(6.3+20)}{\frac{2.54(20)^2}{6}} + \frac{30x10^3}{2.54(20)} \leq 605.64 N/mm^2$$

$4.659 + 590 \leq 605.64$ N/mm^2

Se demuestra lo especificado que la sumatoria del esfuerzo a la flexión mas el esfuerzo a la tracción es menor que la tensión limite del material

517 N/mm^2 $\leq$ 605.64 N/mm^2

3.2.7 CÁLCULO DE SOLDADURA EN EL CUERPO DE LA PRENSA

En primer lugar se procede a determinar el valor de la tensión admisible del material para ello se sustituyen los valores de la tensión límite de fluencia y con un coeficiente de seguridad n = 2 en la expresión (41):

$$[\sigma] = \frac{605.64}{2}$$

Teniendo como resultado

$[\sigma] = 302.82$ N/mm^2

Luego se determina el esfuerzo tangencial admisible en las uniones en ángulo Sustituyendo los valores de la tensión admisible en la expresión (42):

$[\tau] = 0.5 \times 302.82$ N/mm^2

$[\tau] = 151.41$ N/mm^2

El espesor del cordón de soldadura se determina sustituyendo los valores de la fuerza que actúa sobre el cuerpo de la prensa, el esfuerzo tangencial, la longitud de cordón, el coeficiente 0.7 es utilizado de acuerdo al tipo de electrodo en este caso electrodo 6013, y el factor 4 se toma en cuenta porque el cordón de soldadura va a ser aplicado a los dos lados de la plancha y como son dos planchas se tiene que son cuatro cordones de soldadura. Sustituyendo en la ecuación (43):

$$a \geq \frac{588000N}{4 \cdot 0{,}7 \cdot 340 \cdot [151.41]}$$

$a \geq 4$ mm.

3.2.8. LONGITUD DE LA MANIVELA DEL TORNILLO

Para la realización del cálculo de la manivela se tiene presente el diámetro exterior del tornillo, el cual está en función del diámetro del agujero central que presenta el cilindro hidráulico. El tipo de rosca que va a dar el avance del tornillo es rosca whitworth En la Tabla 11se presenta las características de la rosca Whitworth

Tabla 11 Valores de la rosca Whitworth

ROSCA CORRIENTE WHITWORTH B.S W					
Diámetro en pulgadas	Diámetro en mm	Núm. De hilos por pulgada	Paso en mm	Diámetro medio mm	Diámetro al fondo mm
2 1/8	53.97	4.5	5.645	50.36	46.74

La rosca como es de avance por lo que se tiene en cuenta:

Coeficiente de rozamiento en la rosca = 0.12

Coeficiente de rozamiento del collar = 0.25

Carga en valor máximo = 454.54 kg

En primer lugar se procede a determinar el radio medio aplicando la fórmula (45)

$r_m = ¼ \ (53.97 + 50.36)$

$r_m = 26.08$ mm

El ángulo se lo determina sustituyendo los valores en la expresión (46) de donde se tiene.

$$\tan\alpha = \frac{1/4.5}{2\pi(26.08)}$$

$$\tan\alpha = \frac{1/4.5}{163.86}$$

$$\tan\alpha = 1.35 \times 10^{-3}$$

Para determinar el momento torsor se toma $\theta_n = 55º$ debido a que la rosca que será fabricada en el tornillo es una rosca whitworth y está normalizada.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (44) se tiene:

$$T = 454.54 \text{ kg } [26.08 \left(\frac{0.077 + 0.12/(0.573)}{1 - 0.12(0.077/(0.573)} \right)]$$

T = 11854 kg mm

T = 11854 kg mm se divide para 44 kg que es el esfuerzo que puede realizar un hombre cómodamente.

Para obtener la longitud de la manivela se obtiene a partir de la aplicación de la fórmula (47)

$$L = \frac{11854}{44}$$

$$L = 269.40 \approx 270 \text{ mm}$$

3.2.9 ACOPLAMIENTO ENTRE TORNILLO Y BOTADOR

Este elemento es un accesorio adicional el cual sirve como medio de unión entre el tornillo y el botador para extraer los pines de la cadena del tractor.

Este accesorio en el un extremo es roscado, la rosca es de la misma medida que la del diámetro del tornillo, y con una longitud de rosca de 50mm en el otro extremo tiene un agujero que permite que se instale el botador. El agujero tiene un diámetro de

50mm con una longitud equidistante de 50mm. Con este accesorio se logra un acondicionamiento total de todo el conjunto de la prensa hidráulica. Teniendo una longitud de rosca de 50mm y una longitud del agujero de 50mm, este accesorio tendrá una superficie sin maquinar de 50mm. Sumando estas tres longitudes, la longitud total del accesorio será de 150mm y con un diámetro exterior de 61.86mm. El material de este elemento es un acero AISI C1045 templado a 850 ºC cuyas características son similares a las del tornillo de avance.

3.2.10 BOTADOR

Este elemento constituye el accesorio final para la instalación completa de la prensa hidráulica. El diámetro de este elemento es de 50mm debido a que el pin tiene un diámetro de 50mm, cabe indicar que este accesorio tiene un chaflán en la punta de 10 x 45º. La longitud es de 280mm, de los cuales 50mm se introducen en el agujero del acoplamiento y quedan 230mm los cuales permiten realizar la extracción de los pines. Se determina esta longitud en virtud de que el pin tiene una longitud de 250mm, y además el cilindro hidráulico debe recorrer esta distancia para poder extraer los pasadores de la cadena.

CAPITULO IV VALORACION ECONOMICA E IMPACTO SOCIAL

4.1. Valoración Económica

El análisis del efecto económico del presente trabajo esta enfocado en esencia, hacia los beneficios que pueda reportar la implementación de la metodología de calculo y diseño de la prensa hidráulica para dar el mantenimiento a la maquinaria pesada existente en el taller mecánico del H. Consejo Provincial de Loja.

Un aspecto importante a tomarse en cuenta es que en nuestra ciudad aparte de la maquinaria pesada que tiene el H. Consejo Provincial de Loja, existen compañías constructoras particulares que poseen equipo caminero y por lo tanto el empleo de nuestra maquina tendría un mayor campo de aplicación.

La valoración económica de este trabajo de diploma tiene la visión de brindar un aporte en el desarrollo económico de la ciudad y en mejorar la eficiencia en el mantenimiento de las cadenas del tractor, con lo que se aumentaría la productividad y calidad en la vida útil del tren de rodaje.

En virtud de que la maquina ha sido diseñada dentro de los mejores parámetros técnicos, se desea en el momento en que sea puesta en funcionamiento por algún constructor tenga la mayor eficiencia es su estado de operación. Tomando en cuenta estos parámetros se obtuvo una máquina que satisface las demandas con un gasto que se lo detalla a continuación, en las Tablas 12, 13

Tabla 12. Gastos de materiales

No	Descripción	U/M	Cant.	Precio unit.	Importe
1	Barra de acero de ϕ 54.4 mm	kg	9.12	1.50	13.68
2	Barra de acero de ϕ 52 mm	kg	8.335	1.50	12.50
3	Barra de acero de ϕ 50 mm	kg	4.62	1.50	6.93
4	Barra de acero de ϕ 62 mm	kg	3.53	1.50	5.29
5	Chapa de acero espesor de 25.4mm	kg	23.13	1.50	34.69
6	Chapa de acero espesor de 47.63mm	kg	36.99	1.50	55.49
7	Acetileno	Balón	0.5	11.00	11.00
8	Oxígeno	Balón	0.5	4.00	4.00
9	Electrodos AWS 6011	kg	0.50	2.00	2.00
				TOTAL	***$145.58***

Tabla 13. Equipos Hidráulicos

No	Descripción	Cant.	Precio unit.	Importe
1	Bomba hidráulica manual	1	600	600
2	Cilindro hidráulico doble efecto	1	700	700
3	Manguera con racores y accesorios	2	60	60
4	Aceite	1	20	20
			TOTAL	***$1.380***

Total de gastos = gastos materiales + equipos hidráulicos.

Total de gastos = 145.58 +1.380

Total de gastos = $1525.00

La evaluación económica de los materiales con los que van a ser fabricados los elementos de la prensa hidráulica se ha realizado en USD. Los valores económicos de estos elementos son los más actuales y se encuentran disponibles en los lugares especializados a la comercialización de diverso tipos de aceros, el costo del cilindro y la bomba hidráulica están dados por la firma SPX Power Team ya que esta es la casa comercial proveedora de estos equipos industriales

El trabajo realizado tiene un valor de $1525.00 considerando que este equipo es adquirido en el mercado mundial por un valor aproximado de $2500 por lo que se consigue un ahorro de $975.00

En la actualidad el mantenimiento que se realiza al sistema de cadenas de maquinaria pesada, se lo hace con una prensa hidráulica la cual es en forma vertical, con lo cual surgen costos de montaje y desmontaje de la cadena, además un costo de transporte por llevar la cadena a un taller que tenga este tipo de prensa.

De esta manera el mantenimiento con este tipo de herramienta constituye un gasto considerable, dentro de estos gastos se considera los siguientes:

Costo de montaje y desmontaje de cadena: $300
Costo de transporte: $200
Costo de mantenimiento: $300
Por lo que se tiene un costo de mantenimiento con otro tipo de maquina de $800

Para la recuperación de la inversión en nuestro caso como viene a constituir un equipo portátil, en primer lugar estaría el ahorro de costos de transporte, montaje y desmontaje de cadena y el costo de mantenimiento que se lo realiza con otra máquina.

En este caso si el mantenimiento para cadenas de tractor tiene un costo de $800 se tendría que ver la cantidad de cadenas a las que se va a realizar el mantenimiento. Si la maquina para su fabricación tiene un valor $1.525 y el mantenimiento de cada cadena es de $800 se puede decir que dando mantenimiento a dos cadenas de tractor se puede recuperar la inversión.

4.2 IMPACTO SOCIAL

El uso de las maquinas en la actualidad se lo hace para obtener diferentes fines, entre ellos el principal es la producción, ya que constituyen un pilar fundamental en el desarrollo económico de cualquier empresa, además son utilizadas como un medio de desarrollo y apoyo para la comunidad en general.

Para nuestro caso específicamente se propone una máquina para dar el mantenimiento al sistema de rodaje de maquinaria pesada, con lo que se pretende lograr mantener en constante funcionamiento la maquinaria que posee el H. Consejo Provincial de Loja.

Al tener en funcionamiento esta maquinaria se puede brindar un apoyo a la comunidad de la ciudad de Loja, esto se puede ver reflejado en mantener en buen estado las vías terrestres, caminos vecinales y en fin en todo lo que constituye la comunicación vial, entre los diversos sectores de la ciudad de Loja.

Por lo tanto al mantener en buen estado las vías de comunicación el aporte que va a dar nuestra máquina va a estar marcado en el desarrollo la sociedad, ya que ellos son los principales usuarios de las mismas, por lo que se logra un desarrollo económico de la sociedad en general.

En lo que se refiere a contaminación nuestra maquina no presenta ningún tipo de contaminación, ya que la cantidad de fluido hidráulico que utiliza para realizar su trabajo no afecta en el medio ambiente y por otra parte la cantidad de ruido durante las operaciones de mantenimiento es mínima, a partir de estos puntos de vista se puede decir que el aporte de esta máquina esta enfocada a dar un desarrollo de la sociedad en general.

CONCLUSIONES

Con este trabajo de cálculo y diseño de la prensa hidráulica para cambio de pines y bujes, se da a conocer una máquina que puede ser de fácil operación de sus elementos, además se puede mencionar que es un equipo portátil que puede ser utilizado en cualquier terreno en el que sea necesario dar el mantenimiento al tren de rodaje.

En el desarrollo del mismo, realizando los cálculos y comprobaciones necesarios, se llegó a las siguientes conclusiones:

1. La metodología empleada en el desarrollo del presente trabajo ha permitido calcular y diseñar una prensa hidráulica para cambio de pines y bujes.

2. Se ha logrado demostrar mediante cálculos que los esfuerzos de rosca a los que están sometidos los diferentes elementos de unión resisten a los esfuerzos por tensión cortante.

3. La utilización de esfuerzos combinados en el calculo del cuerpo de la prensa demuestran que son los esenciales para permitir que el cuerpo no tenga ningún tipo de deformación.

4. Para la elaboración del presente trabajo se ha tenido una correcta utilización de tablas, catálogos, normas de aceros para el correcto diseño de los diferentes elementos que conforman nuestra máquina.

RECOMENDACIONES

Una vez concluido nuestro trabajo de investigación y demostrando que se han realizado los cálculos de los elementos de la prensa hidráulica se da a conocer algunas recomendaciones.

1. Aplicar los resultados del trabajo para la fabricación de la prensa hidráulica para cambio de pines y bujes de tractores.

2. Durante la fabricación del equipo, verificar que se cumplan las especificaciones y parámetros establecidos en el trabajo referidos a: material seleccionado, tratamientos térmicos, dimensiones calculadas, etc.

3. Aplicar pintura anticorrosivo en las partes exteriores de la prensa para minimizar los efectos de la corrosión.

4. Planificar un ciclo de mantenimiento que garantice la detección de cualquier desajuste u otro fallo posible, de modo que se garantice un óptimo funcionamiento del equipo en el tiempo.

BIBLIOGRAFIA

- **[1]** Aneiros Parada, José M: PROBLEMAS DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Primera Parte. Impreso por el combinado Poligráfico "Haydee Santamaría". 1.987

- **[2]** A.S. Hall ,A.R. Holowenco,H.G. Laughlin TEORIA Y PROBLEMAS DE DISEÑO DE Máquinas, Serie de compendios Schaum, Editorial Dossat S.A. Madrid – España.1.971

- **[2]** Catálogo de cilindros hidráulicos de la firma Power Team. En: http://WWW.POWERTEAMSPX.COM 10 marzo 2004.

- **[3]** Jutz Hermann, Scharkuz Eduard, Lobert Rolf: PRONTUARIO DE METALES, Tercera Edición, Editorial Reverte S.A. 1.984, Madrid -España.

- **[4]** Larburu Nicolás: PRONTUARIO DE MAQUINAS, Duodécima edición, Thomson Editores Spain Paraninfo S.A. Madrid - España 1.968

- **[5]** Manual de Mecánica Industrial : HIDRÁULICA Y NEUMÁTICA Tomo II Edición 2002, Ediciones Cultural S.A. Madrid- España

- **[6]** Nekrasov, B: HIDRAULICA. Editorial Pueblo y Educación. C. Habana, 1988

- **[7]** Reshetov, D: ELEMENTOS DE MAQUINAS. Editorial Construcción de Maquinarias. Moscú, 1975

- **[8]** S. Bogoliubov: DIBUJO TECNICO, Editorial MIR, Moscú 1.988

- **[9]** Shigley, J: DISENO DE MÁQUINAS, Segunda Edición. Poligráfica S.A. México, 1979

DIRECCIONES EN INTERNET

[10] Bombas manuales. Disponible en http/ www.monografias.com

[11] Fluidos Hidráulicos. Disponible en http/ www.atsdr.cdc .gov. es.

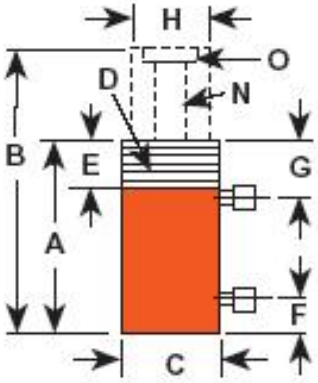
[12] Flujo de fluido en tuberías. Disponible en http/ www.monografias.com

[13] Tipos de cilindros hidráulicos. Disponible en http/ www.sapiensman.com

[14] Tipos de prensa hidráulicas. Disponible en http/ www.festo.com

ANEXO 1 CARACTERISTICAS TECNICAS DEL CILINDRO HIDRAULICO DE 60 toneladas

Cap. del cilindro (ton.) Empuje	Cap. del cilindro (ton.) Tracción	Carrera (mm)	No. de orden	Cap. de aceite (cu. cm) Empuje	Cap. de aceite (cu. cm) Tracción	A Altura retráctil (mm)	B Altura extendida (mm)	C Diámetro Dia. (mm)	D Rosca del collar (in.)	E Largo de rosca del collar (mm)	F Base a conexión (mm)	G Extremo del pistón a conexión (mm)	H Diám del vástago del pistón (mm)	N Diám. del agujero central (mm)	O Tamaño de rosca de inserción (mm)	Agujeros de montaje y circ. del perno (mm)	Área efectiva del cilindro (sq. cm) Empuje	Área efectiva del cilindro (sq. cm) Tracción	Presión interior a plena carga (bar) Empuje	Presión interior a plena carga (bar) Tracción	Ton. Mét. a 700 bar Empuje	Ton. Mét. a 700 bar Tracción	Peso del producto (kg)
30	15	76.2	RH303	288	167	179.4	255.6	120.7	Ninguna	Ninguna	25.4	41.3	63.5	32.5	2-12	⅜-16 x 92.1	38.0	21.9	704	612	26.8	15.3	13.5
		152.4	RH306D	579	333	281.0	433.4									7/16-20 x 92.1							20.4
	20	257.2	RH3010	1,082	672	438.2	695.3	114.3	4 ½-12	41.28	44.5	81.0	60.3	33.3	1 ⅞-16	Ninguna	42.2	26.1	633	683	29.7	18.3	27.6
60	25	101.6	RHA604D	807	338	241.3	342.9	177.8	Ninguna	Ninguna	39.7	57.2	101.6	54.0	3-12		79.4	33.2	673	670	55.8	23.3	16.1
		127.0	RH605*	1,009	422		368.3	165.9			25.4	44.5				½-13 x 130.2							33.1
	40	257.2	RH6010*	2,180	1,420	458.8	715.9	158.8	6 ¼-12	47.63	54.0	81.8	92.1	54.4	3-16	Ninguna	84.8	55.4	630	643	59.6	38.9	54.4
100	45	38.1	RH1001*	526	233	165.1	203.2	212.7	Ninguna	Ninguna	31.8	58.7	127.0	79.8	4–16		138.0	61.0	645	659	97.0	42.7	38.5
	50	152.4	RH1006*	1,970	1,075	314.3	466.7	184.2			37.3	59.1	111.1	52.4	None	½-13 x 139.7	129.2	70.5	689	631	90.8	49.6	43.0
	45	257.2	RH10010*	3,550	1,565	495.3	752.5	215.9	8 ½-12	57.15	63.5	91.7	139.7	79.8	4 ½-12	Ninguna	138.0	60.8	645	659	97.0	42.7	108.7
150	70	127.0	RH1505*	2,473	1,206	311.2†	438.2	215.9	Ninguna	Ninguna	37.3	68.3		65.1	None		194.1	94.8	686	657	136.9	66.8	67.0
	75	203.2	RH1508*	3,927	2,085	349.3	552.5	247.7			39.3	61.1	152.4	80.2	5 - 12		193.2	102.6	691	651	135.9	72.1	102.8
200			RH2008*	5,304	2,091	408.0	611.2	273.1			57.2	81.8	190.5	103.2	6 - 12	1 ¼-12 x 198.1	260.9	102.9	682	649	183.5	72.4	140.9

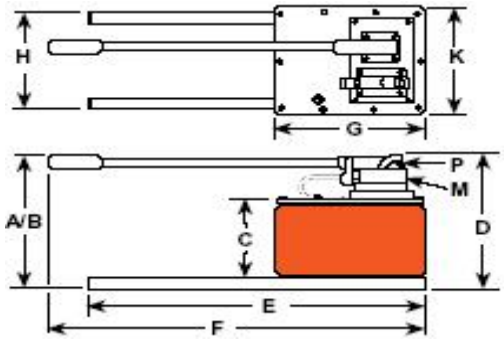


ANEXO 2. DIMENSIONES DE LA BOMBA MANUAL

DIMENSIONES (mm)

Bomba No.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
P12	102	—	—	102	343	85.7	55.5	—	45°	4.7	85.9	—	28.6	—
P19	140	371	73.0	116	348	101.6	82.6	281	53°	7.9	101.6	⅜" NPTF	35.7	
P23	159	330	88.9	141	346	108.0		262	38°		120.7		41.3	
P55	165	533			584			502						
P59	178			127										
P59F	89	425		152	591			514	—		114.3		42.9	
P157/ P159	197	521	123.8	175	578	98.4	76.2	502	39°		95.3		57.2	
P300	210	533	114.3		575	215.9	190.5 / 76.2	526						
P460	283	787	171.5	289	610	743.0	279.4	229	80°	241.3	—		—	¼" NPTF

ANEXO 2.1 ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA BOMBA HIDRAULICA MANUAL



Para uso con	No. de orden	Volumen y presión					Esfuerzo de la manivela (kg)	Depósito		Orificio de aceite	Peso del producto (kg)
		Etapa	Volumen por carrera (cu. cm)		Presión máxima (bar)			Cap. de aceite (cu. cm)	Cap. de aceite utilizable (cu. cm)		
			LP	HP	LP	HP					
Single-Acting Cylinders (Pump includes 2-Way Valve)	P12	1	-	1.1	-	700	34.0	197	148	⅜" NPTF	2.6
	P19	2	5	1.5	22	700	44.7	400	328		3
	P23	1	-	2.6	-	200	31.8	390	333		5.4
	P55					700	65.8	901	738		7.2
	P59	2	10.8	2.6	22	700					7.8
	P59F		9.0	2.1			54.5				6.4
	P157		10.7	2.6	97	700	63.5	2491	2245		11.8
	P159		42.6	2.6	22	700					
	P300							5.7 liters	5081		25.1
	P460		120.5	4.6			40.8	9.5 liters	7539		24.9
Double-Acting Cylinders (Pump includes 4-Way Valve)	P157D	2	10.7	2.6	97	700	63.5	2491	2245		13.1
	P159D		42.6	2.6	22	700					12.7
	P300D							5.7 liters	5081		25.9
	P460D		120.5	4.6			40.8	9.5 liters	7539		26.3

ANEXO 3 CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA MANGUERA HIDRAULICA

D.I. de la manguera(mm)	Tipo de manguera	Longitud de la manguera	Extremos de la manguera	No. de orden
6.4	Núcleo de nylon-poliuretano reforzada con fibra sintética* (presión nominal de estallido: 1400 bar)	0.6	Macho NPTF de 3/8"	9765
		0.9		9766
		1.8		9767
		1.8		9764**
		2.4		9768
		3.1		9769
		3.7		9770
		6.1		9771
		15.3		9772
9.5 Flujo elevado	Poliuretano. Núcleo de nylon-poliuretano reforzada con fibra sintética* (presión nominal de estallido: 2100 bar)	1.8		9780
		3.1		9781
		6.1		9782
		15.3		9783
6.4	Goma con alambre trenzado (2 capas, presión nominal de estallido: 1400 bar)	0.9		9755
		1.8		9756
		1.8		9754**
		2.4		9757
		3.1		9758
		3.7		9759
		6.1		9760
		9.2		9761
		15.3		9762
9.5 Flujo elevado		0.9		9733
		1.8		9776
		3.1		9777
		4.6		9734
		6.1		9778
		9.2		9735
		12.2		9736
		15.3		9779
6.4	"No-Conductora" (presión nominal de estallido: 2800 bar)	1.8		9773
		3.1		9774
		6.1		9775
6.4	CE (presión nominal de estallido: 2800 bar)	0.6		9765E
		0.9		9766E
		1.8		9767E
		2.4		9768E
		3.1		9769E
		3.7		9770E
		6.1		9771E

ANEXOS

ANEXO 3.1 CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRAULICA

Tipo de cilindro	Cap. del cilindro (ton)	Carrera (mm)	Altura Retráctil (mm)	No de Bomba	No de manguera	No de acoplador	Velocidad	Peso del producto (kg)
Cilindro Serie "C"	10	156.6	248	P55	9756	9798	Simple	14.5
	15	104.8	200	P55	9756	9798	Simple	13.1
	55	158.8	283	P159	9756	9798	Doble	37.5
	60	257.2	458.8	P460	9756	9798	Doble	58.3

ANEXO 4. CARACTERISTICAS DEL ACEITE HIDRAULICO

Descripción	Grado (ASTM)	Densidad @ 16°C (60°F)	Color (ASTM)	Punto de inflamación	Punto de combustión	Punto de fluidez	Viscosidad		Índice de viscosidad	Prueba de espuma (ASTM)
							SUS @ 38°C (100°F)	SUS @ 99°C (210°F)		
Aceite extánder	215	.88	2.0	204°C (400°F)	221°C (430°F)	-34°C (-30°F)	215	48	100 min.	Aprobado
Flame Out®	220	.91	Ambar claro	260°C (500°F)	288°C (550°F)	-26°C (-15°F)	220	55	140 min.	Aprobado
Biodegradable	—	.92	2.0	224°C (432°F)	NA*	-30°C (-22°F)	183	53	213 min.	Aprobado
Baja temperatura	—	.87	6.5 (Rojo)	180°C (356°F)	204°C (399°F)	-45°C (-48°F)	183	52	190 min.	Aprobado

ANEXO 5. PROPIEDADES DE LOS ACEROS AISI DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A - 297

MATERIAL	DIMENSIONES	TRATAMIENTO (Temperaturas ºC)	Limite de fluencia Kg/cm²	Resistencia a la tracción Kg/cm²
Acero AISI 1040	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	4.080	6.430
		Estirado en frío	6.180	7.030
		Revenido a 538ºC	6.040	7.750
Acero AISI 1042	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	4.150	6.540
		Estirado en frío	6.250	7.170
		Revenido a 538ºC	6.330	8.150
Acero AISI 1045	Redondo 1plg	Laminado en caliente	4.150	6.890
		Estirado en frío	6.330	7.240
		Revenido a 315ºC	8.010	10.470
		Revenido a 425ºC	7.310	10.190
	Redondo 2 plg	Revenido a 425ºC	4.640	7.590
	Redondo 4 plg	Revenido a 425ºC	4.430	7.170
	Redondo 6 plg	Revenido a 425ºC	4.430	7.170
	Redondo 1 plg	Revenido a 538ºC	5.630	8.440
	Redondo 1 plg	Revenido a 650ºC	5.130	7.310
Acero AISI 1095	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	5.830	9.980
		Revenido a 425ºC	9.700	14.060
Acero AISI C1137	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	4.010	6.470
		Estirado en frío	6.330	7.380
		Revenido a 538ºC	6.180	7.680
Acero AISI C1141	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	4.150	6.820
		Estirado en frío	6.540	7.730
		Revenido a 538ºC	7.030	8.860
Acero Rytense AA	Redondo 1 plg	Laminado en caliente	4.220	6.820
		Estirado en frío	6.540	7.730
Acero AISI 2015	Redondo 13/16plg	Laminado en caliente	3.090	4.500
	Redondo 0.762plg	Estirado en frío	5.340	5.920

ANEXO 6 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS ROSCAS WHITHWORTH

ROSCA CORRIENTE WHITWORTH B.S W					
Diámetro en pulgadas	**Diámetro en mm**	**Núm. de hilos por pulgada**	**Paso en mm**	**Diámetro medio mm**	**Diámetro al fondo mm**
1/8	3.17	40	0.635	2.76	2.36
3/16	4.76	24	1.058	4.08	3.40
¼	6.35	20	1.270	5.53	4.72
5/16	7.93	18	1.411	7.03	6.13
3/8	9.52	16	1.588	8.50	7.49
7/16	11.11	14	1.814	9.95	8.78
½	12.70	12	2.117	11.34	9.99
5/8	15.87	11	2.309	14.39	12.91
¾	19.05	10	2.540	17.42	15.79
7/8	22.22	9	2.822	20.41	18.61
1	25.40	8	3.175	23.36	21.33
1 1/3	28.57	7	3.629	26.25	23.92
1 ¼	31.75	7	3.629	29.42	27.10
1 3/8	34.92	6	4.233	32.21	29.50
1 ½	38.10	6	4.233	35.39	32.68
1 5/8	41.27	5	5.080	38.02	34.77
1 ¾	44.45	5	5.080	41.19	37.94
1 7/8	47.62	4.5	5.645	44.01	40.39
2	50.80	4.5	5.645	47.18	43.57
2 1/8	53.97	4.5	5.645	50.36	46.74
2 ¼	57.15	4	6.350	53.08	49.02
2 3/8	60.32	4	6.450	56.26	52.19
2 ½	63.50	4	6.350	59.43	55.37
2 5/8	66.67	4	6.350	62.61	58.54
2 ¾	69.85	3.5	7.257	65.20	60.55
2 7/8	73.02	3.5	7.257	68.38	63.73

ANEXO 7 TABLA DE COEFICIENTES DE PONDERACION A CARGA CONSTANTE.

CASO DE CARGA		CLASE DE ACCION	Coeficiente de ponderación si el efecto de la deformación es		
			Desfavorable		**Favorable**
CASO I **Acciones constantes y combinación de dos acciones variables independientes**	la	Acciones constantes	1.33	1.33	1.00
		Sobrecarga	1.33	1.50	0.00
		Viento	1.50	1.33	0.00
	lb	Acciones constantes	1.33		1.00
		Sobrecarga	1.50		0.00
		Nieve	1.50		0.00
	lc	Acciones constantes	1.33		1.00
		Viento	1.50		0.00
		Nieve	1.50		0.00
CASO II **Acciones constantes y combinación de tres acciones variables independientes**		Acciones constantes	1.33		1.00
		Sobrecarga	1.33		0.00
		Viento	1.33		0.00
		Nieve	1.33		0.00
CASO III **Adiciones constantes y combinación de cuatro acciones variables independientes incluso las sísmicas**		Acciones constantes	1.00		1.00
		Sobrecarga	r (1)		0.00
		Viento	0.25 (2)		0.00
		Nieve	0.50 (3)		0.00
		Acciones sísmicas	1.00		0.00

ANEXO 8 COEFICIENTE DE PANDEO DEL ACERO AISI 1045

λ	***Coeficiente de pandeo* ω AISI 1045**										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	**20**
30	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	**30**
40	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.12	1.12	**4 0**
50	1.13	1.14	1.14	1.15	1.16	1.17	1.18	1.19	1.20	1.21	**50**
60	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.29	1.30	1.31	1.33	**60**
70	1.34	1.36	1.37	1.39	1.40	1.42	1.44	1.46	1.47	1.49	**70**
80	1.51	1.53	1.55	1.57	1.60	1.62	1.64	1.66	1.69	1.71	**80**
90	1.74	1.76	1.79	1.81	1.84	1.86	1.89	1.92	1.95	1.98	**90**
100	2.01	2.03	2.06	2.09	2.13	2.16	2.19	2.22	2.25	2.29	**100**
110	2.32	2.35	2.39	2.42	2.46	2.49	2.53	2.56	2.68	2.64	**110**
120	2.67	2.71	2.75	2.79	2.82	2.86	2.90	2.94	2.90	3.02	**120**
130	3.06	3.11	3.15	3.19	3.23	3.27	3.32	3.36	3.40	3.45	**130**
140	3.49	3.54	3.58	3.63	3.67	3.72	3.77	3.81	3.86	3.91	**140**
150	3.96	4.00	4.05	4.10	4.15	4.20	4.25	4.30	4.35	4.40	**150**
160	4.45	4.51	4.56	4.61	4.66	4.72	4.77	4.82	4.88	4.93	**160**
170	4.99	5.04	5.10	5.15	5.21	5.26	5.32	5.38	5.44	5.49	**170**
180	5.55	5.61	5.67	5.73	5.79	5.85	5.91	5.97	6.03	6.09	**180**
190	6.15	6.21	6.27	6.34	6.40	6.46	6.53	6.59	6.65	6.72	**190**
200	6.78	6.85	6.91	6.98	7.05	7.11	7.18	7.25	7.31	7.38	**200**
210	7.45	7.52	7.59	7.66	7.72	7.79	7.56	7.93	8.01	8.08	**210**
220	8.15	8.22	8.29	8.36	8.44	8.51	8.58	8.66	8.73	8.80	**220**
230	8.88	8.95	9.03	9.11	9.18	9.26	9.33	9.41	9.49	9.57	**230**
240	9.64	9.72	9.80	9.88	9.96	10.04	10.12	10.20	10.28	10.36	**240**
250	10.44										**250**