

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Ingeniería Mecánica.



**RACIONALIZACIÓN DEL DISEÑO DE LOS GATOS HIDRÁULICOS QUE SE FABRICAN
EN LA EMPRESA OLEOHIDRÁULICA DE CIEINFUEGOS.**

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Por Autor: FIDEL HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ.

Tutores: Dr JUAN JOSÉ CABELLO ERAS.

Ing. ABDEL MENDOZA FERNÁNDEZ

Cienfuegos año 54 del triunfo de la revolución

Año 2012

Frase

Cuando se nos otorga la enseñanza se debe percibir como un valioso regalo y no como una dura tarea. Aquí está la diferencia de lo trascendente.

Albert Einstein

DEDICATORIA

- ❖ Deseo dedicarle este trabajo primeramente a nuestra Revolución por ofrecerme la oportunidad de estudiar y así poder desarrollarme intelectualmente.
- ❖ A mis tutores por todo el apoyo, ayuda y dedicación que recibí para realizarlo.
- ❖ A los profesores de la Facultad de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos.
- ❖ A los compañeros de la fábrica de elementos hidráulicos “José Gregorio Martínez” de la provincia de Cienfuegos.
- ❖ A mi familia por la paciencia y comprensión que tuvieron durante el tiempo de realización del mismo.

TABLA DE CONTENIDO	Pág.
Introducción _____	¡Error! Marcador no definido.
Problema de Investigación _____	3
Objetivo General _____	3
Objetivos específicos _____	3
Hipótesis de la Investigación _____	3
Beneficios esperados _____	3
Capítulo 1:Generalidades de los gatos hidráulicos _____	4
1.1 Introducción al capítulo _____	5
1.2 Estado actual del conocimiento del problema de investigación _____	5
1.3 Tendencia de la produccion de gatos hidráulicos en Cuba y el mundo ____	7
1.4 Diversidad de gatos hidráulicos y mecánicos que se comercializan en Cuba e internacionalmente. _____	13
1.5 Conclusiones del capítulo _____	22
Capítulo 2:Producción actual de gatos hidráulicos en la fábrica oleohidráulica de Cienfuegos _____	23
2.1 Introducción al capítulo _____	24
2.2 Metodología de cálculo seguida para el diseño de los gatos _____	25
2.3 Valores obtenidos de los cálculos realizados _____	38
2.4 Conclusiones parciales del capítulo _____	39
Capítulo 3:Racionalización del diseño de los gatos hidráulicos _____	40
3.1 Introducción al capítulo _____	41
3.2 Metodología de cálculo empleada para la optimizacion de los gatos ____	41
3.3 Tabla de los valores obtenidos _____	43
3.4 Mejoras de diseño de la base,la camisa del cilindro y la rosca de los gatos hidráulicos _ _____	47
3.5 Costos económicos _____	77
3.6 Conclusiones parciales del capítulo _____	81
Conclusiones _____	83

<i>Recomendaciones</i>	85
<i>Referencias Bibliográficas</i>	87
<i>Anexos.</i>	90

RESUMEN

Esta tesis esta realizada sobre la necesidad de hacer más competitivo los gatos hidráulicos que se realizan en la fábrica de elementos hidráulicos OLEOHIDRÁULICA de la provincia de Cienfuegos. En la cual se propone como objetivo general racionalizar y mejorar el diseño. Como objetivo específico optimizar los diámetros que lo requieran, mejorar el diseño de elementos seleccionados, bajar el costo de producción. Y por último lograr un acercamiento a los estándares internacionales. Para poder alcanzar la meta propuesta se tuvo que conformar de la manera siguiente. Un primer capítulo que se titula generalidades de los gatos hidráulicos, en el cual se aborda el estado actual del problema de investigación. Tendencia de los gatos hidráulicos en Cuba y el mundo. Diversidad de los gatos hidráulicos y mecánicos que se comercializan en Cuba e internacionalmente. Un segundo capítulo que se titula producción actual de los gatos hidráulicos en la fábrica OLEOHIDRAULICA de Cienfuegos. En el cual se expone la metodología de cálculo seguida para el diseño de los gatos, así como los valores obtenidos de los cálculos realizados por la referida fabrica. Además de un tercer capítulo de nombre racionalización del diseño de los gatos hidráulicos. En el cual se propone una metodología de cálculo para la optimización de los gatos, así como la tabla de los valores obtenidos de los cálculos realizados. Propuesta de mejora del diseño de la base, la camisa del cilindro y la rosca de los gatos. Y por último los costos económicos. Además en ella están plasmadas las conclusiones generales a que se llego y las recomendaciones que se proponen.

INTRODUCCIÓN

. La sustitución de importaciones es tarea de vital importancia en la situación de nuestro país, así lo reflejan los lineamientos de la política económica y social, aprobada por el Partido Comunista de Cuba en el último congreso.

La empresa OLEOHIDRÁULICA de Cienfuegos tiene un papel importante en esta tarea, al ser la única en el país que fabrica elementos de este tipo.

La producción de gatos hidráulicos se inició en el año 2010 con destino al mercado nacional y específicamente al MINFAR.

Con la experiencia ya adquirida en la fabricación de estos elementos, ahora se pretende mejorar su diseño y fabricación con la intención de que sean más competitivos respecto a las fabricadas en el exterior. Las líneas de trabajo son:

- 1- Reducción del peso de los mismos.
- 2- Reducción del costo y tiempo de producción.
- 3- Mejorar el diseño de la base, cuerpo del cilindro y la rosca.
- 4- Lograr un acercamiento a los estándares internacionales actuales, para una adecuada competitividad en la producción y venta.

Con este trabajo se pretende dejar una base para futuros proyectos similares sobre gatos hidráulicos en nuestro país, debido a que sobre ellos se tiene poca o casi ninguna información respecto a su diseño y construcción.

PALABRAS CLAVES: Gatos hidráulicos, diseño y racionalización.

Problema de Investigación

Necesidad de hacer más competitivo los gatos hidráulicos que se realizan en la fábrica de elementos hidráulicos OLEOHIDRÁULICA de la provincia de Cienfuegos.

Objetivo General

Racionalizar y mejorar el diseño mediante la propuesta que ofrecemos para reducir el paso.

Objetivos específicos

Racionalizar diámetros específicos en los gatos hidráulicos que se fabrican, así como mejorar el diseño de algunos elementos de los mismos, buscando otras formas de construcción. Además bajar el costo de producción y el tiempo de ensamble de ellos. Y por último lograr un acercamiento a los estándares internacionales de construcción, con el objetivo de una preferencia en el mercado nacional.

Hipótesis de la Investigación

Es posible reducir notablemente el peso de los gatos hidráulicos fabricados en la empresa OLEOHIDRÁULICA de la provincia de Cienfuegos.

Beneficios esperados

Racionalizar considerablemente algunos diámetros en específico de la parte del cilindro que poseen los gatos hidráulicos que se están produciendo en la fábrica antes señalada. Además lograr reducir los costos de producción, así como tratar de insertar este producto en el mercado nacional de manera competitiva con los estándares mundiales establecidos para la comercialización de los mismos.

CAPITULO I

Capítulo 1: GENERALIDADES DE LOS GATOS HIDRÁULICOS.

1.1 Introducción al capítulo.

En este capítulo se hará referencia de forma general a los gatos hidráulicos y mecánicos. Se abordará el desarrollo progresivo que han tenido desde sus inicios hasta la actualidad. Además se estudiará el estado actual del conocimiento sobre esta problemática en cuestión, destacando una serie de procedimientos que se siguen de forma general a la hora de diseñarlos. Por último se describirán algunos tipos de gatos hidráulicos y mecánicos que se comercializan en nuestro país y el mundo.

1.2 Estado actual del conocimiento del problema de investigación.

En 1851, al inventor Richard Dudgeon se le concedió una patente para una prensa portable hidráulica, ahora conocida como gato hidráulico, una herramienta que probó ser superior a los gatos de tornillos usados en ese entonces.

Muchos avances tecnológicos como los gatos hidráulicos se rigen mediante el principio de Pascal. Básicamente este principio establece que la presión en un recipiente cerrado es la misma en todos los puntos. La presión es descrita en términos matemáticos como la fuerza dividida entre área. Entonces al tener dos cilindros conectados uno de menor diámetro que el otro, al aplicar una pequeña fuerza al cilindro menor, esto resultará en una presión dada mediante el principio de Pascal. Se dice entonces que dicha presión sería la misma en el cilindro más grande pero al tener este más área, la fuerza emitida por el segundo cilindro será mayor. Es posible representar esto mediante la siguiente fórmula $P = F/A$, a $F = PA$. La presión se mantiene igual en el segundo cilindro pero, al aumentar el área también aumentará la fuerza; mientras mayor sea la diferencia de área de los cilindros, mayor será el potencial de la fuerza en el cilindro mayor.

Inicialmente los gatos hidráulicos eran usados únicamente por

vulcanizadores y los mecánicos, ya que no se consideraban gatos convencionales para llevarlos como herramientas en el propio vehículo. Esto se debía a la creencia de que el gato hidráulico requería de una atención más especializada; ya que era necesario seleccionar las condiciones del suelo, el punto exacto donde levantar el objeto y asegurarse de la estabilidad del mismo. Un gato hidráulico usa un fluido, el cual es incompresible y es impulsado a un cilindro mediante el émbolo de una bomba. El aceite es usado debido a su capacidad de auto-lubricarse y a su estabilidad. Cuando el émbolo va hacia atrás, arrastra aceite fuera de la reserva a través de una válvula para ser introducido a la cámara de la bomba. Cuando el émbolo va hacia adelante, empuja el aceite mediante una descarga de la válvula hacia el cilindro. La válvula de succión se encuentra al lado de la cámara de la bomba y se abre con cada movimiento del émbolo. La válvula de descarga está fuera de la cámara y se abre cuando el aceite es enviado al cilindro. En este punto, la válvula de succión es impulsada y la presión del aceite crece en el cilindro (figura 1,1).

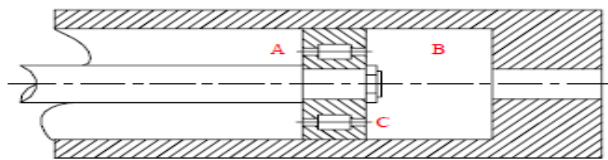


Figura 1.1a: Recorrido del aceite dentro del cilindro.

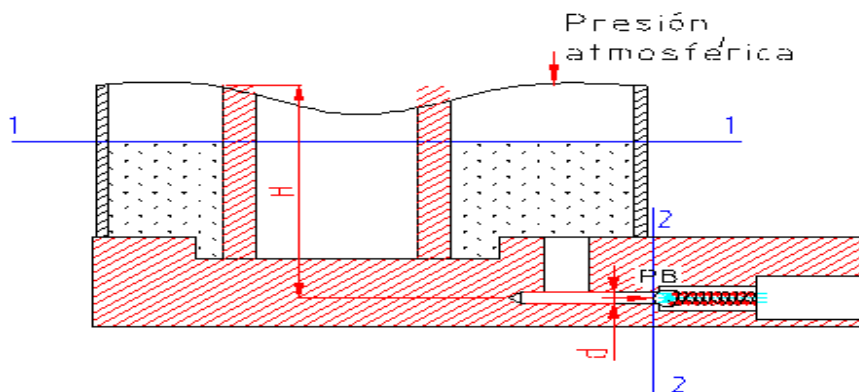


Figura 1.1b: Recorrido del aceite antes de llegar al cilindro.

1.3 Tendencias de la producción de gatos hidráulicos en Cuba y el mundo.

En el mercado internacional la producción de gatos mecánicos o hidráulicos, es dominada en su totalidad por las compañías y países que producen el equipamiento automotor. Como son Estados Unidos de América, Inglaterra, Alemania, Francia, Japón, Rusia, China, España, etc., todos en su totalidad países llamados del primer mundo o desarrollados. No podemos dejar de señalar que también algunos países en vías de desarrollo los fabrican como son los casos de Brasil, Argentina, Venezuela.

La tendencia mundial es producir los gatos hidráulicos debido a que poseen más posibilidades a la hora de realizar su trabajo. Los gatos mecánicos se construyen regularmente como herramienta auxiliar para cada equipo automotor que se fabrica en el mundo.

Las preferencias mundiales de adquisición de este producto se concentran en su totalidad hacia dos tipos diferentes de gatos hidráulicos, los de botella y los de doble acción. Aunque en el mercado internacional se comercializan alrededor de 35 tipos diferentes de gatos hidráulicos, destinados fundamentalmente a la industria automotriz, ferroviaria y talleres de mecánica.

En nuestro país hace alrededor de 5 años el estado cubano asignó la tarea de diseñar y producir en nuestra industria nacional estos elementos de trabajo, con el objetivo de disminuir importaciones, abastecer el mercado nacional y utilizar la capacidad industrial instalada en nuestro país.

En Cuba siempre se construyeron gatos pero de tipo mecánicos, nunca hidráulicos. Por lo tanto esta tarea se le asignaría a la empresa o fábrica que tuviera por lo menos los elementos necesarios para su diseño y fabricación. Esta le fue asignada a la empresa OLEOHIDRÁULICA Cienfuegos, que posee la experiencia suficiente en la construcción de cilindros hidráulicos. La tendencia de producciones en nuestro país de gatos de tipo hidráulico son las de aumentarlas, hasta dominar el mercado nacional. Se ha comenzado como primer objetivo a abastecer en su totalidad a las FAR y a la empresa de transporte de ómnibus nacionales ASTRO. La fabricación de estas herramientas

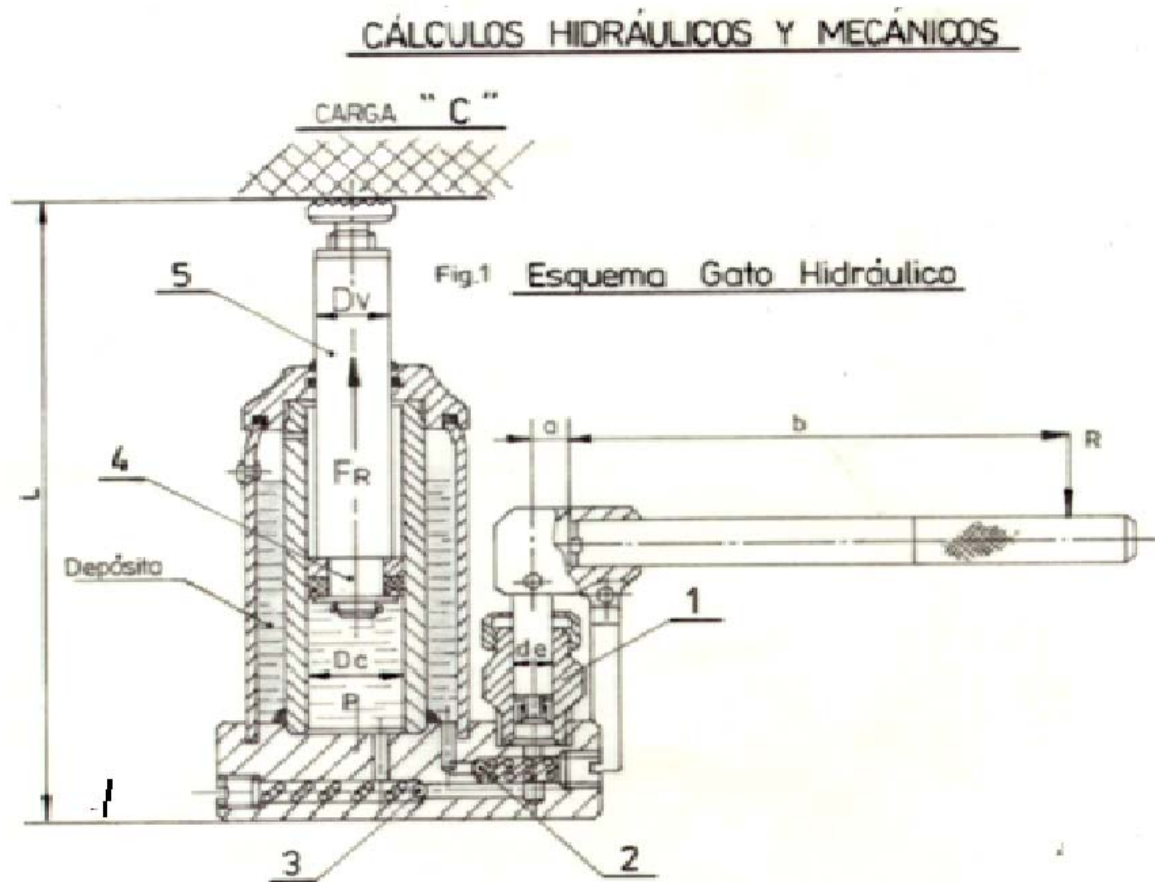


Figura 1.3: Esquema de los Elementos que Conforman el Gato Hidráulico.

- 2- La fuerza ejercida por un hombre sobre la palanca es de 10- 25 kgf aproximadamente.
- 3- La presión de acuerdo al principio de Pascal se transmite íntegramente a toda la masa del líquido y actúa sobre el pistón, de diámetro que se determina previamente.
- 4- En los cálculos de un gato es fundamental conocer el área efectiva de la base donde se apoya todo el peso que va a elevar.

$$\sigma_c = (40 - 150) \frac{Kg}{cm^2}. \quad \text{Para la arenisca.}$$

$$\sigma_c = (50 - 4800) \frac{Kg}{cm^2}. \quad \text{Para el hormigón.}$$

- 5- El caudal corresponde al producto entre la superficie de la sección transversal de la bomba y la velocidad del líquido, Todo esto se manifiesta en un gato hidráulico, como la carga podrá moverse cuando se logra la presión necesaria para ello, la velocidad a la cual se mueve la carga depende del caudal conducido al cilindro mayor por unidad de tiempo. Cuando más rápido se mueva el pistón de la bomba manual, más fluido por unidad de tiempo es conducido al cilindro y más rápido se eleva la carga (ver figura 1,4).

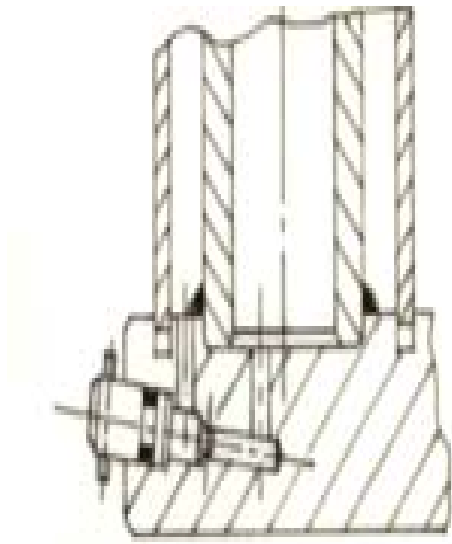


Figura 1.4: Sección Transversal de la Base y el Cilindro.

- 6- Las válvulas que intervienen en el gato hidráulico tienen la función de distribuir el flujo de aceite, lo que presupone la existencia de un cuerpo dotado de un número conveniente de cámaras interiores, dentro de las cuales se desplazan elementos móviles capaces de abrir determinados pasos y de cerrar otros (figura 1,5).

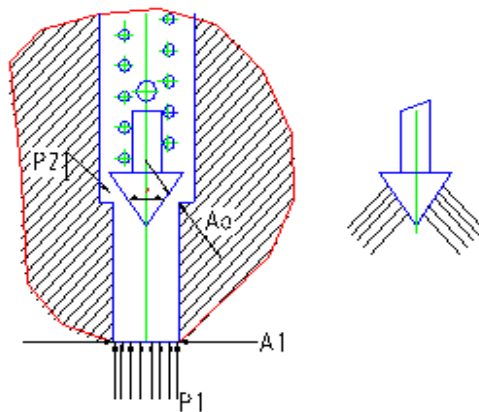


Figura 1.5: Ejemplo de cámara interior dentro de un gato hidráulico.

- 7- Según recomendaciones prácticas la velocidad máxima del aceite admitida en los canales de las válvulas es igual a 6 m/seg, con el objetivo de que el régimen de la vena líquida no sea inestable o turbulento (ver figura 1,6),

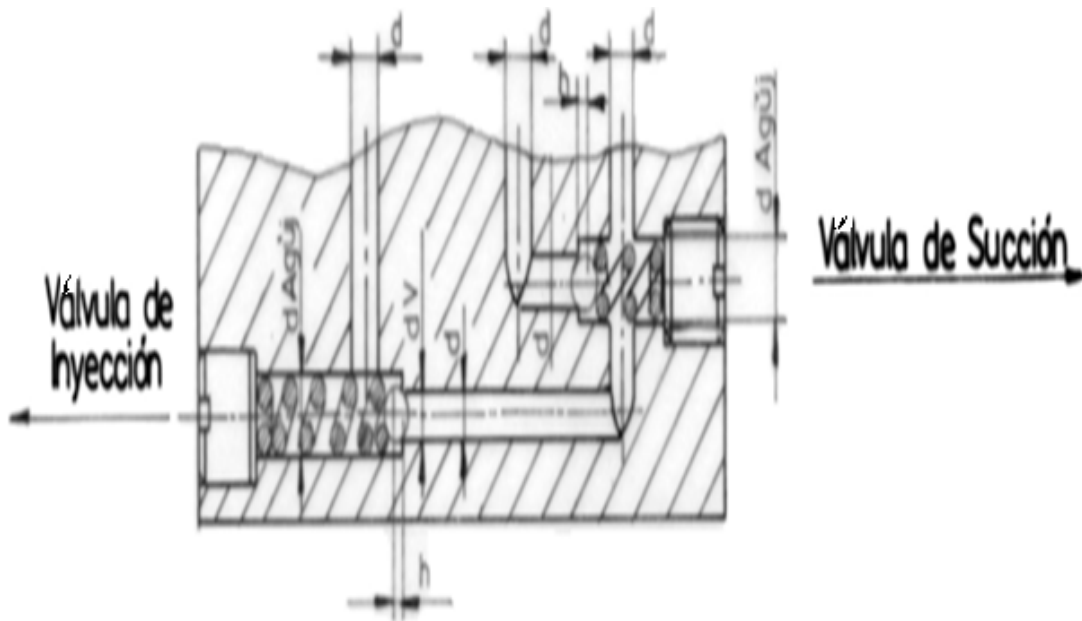


Figura 1.6: Canales de las Válvulas y sus Elementos Principales.

- 8- El régimen laminar es el recomendado para todo circuito hidráulico, lo que es favorecido por pequeños diámetros, pequeñas velocidades y las viscosidades elevadas, siendo estas características las que corresponden al circuito hidráulico de un gato (ver figura1, 7).

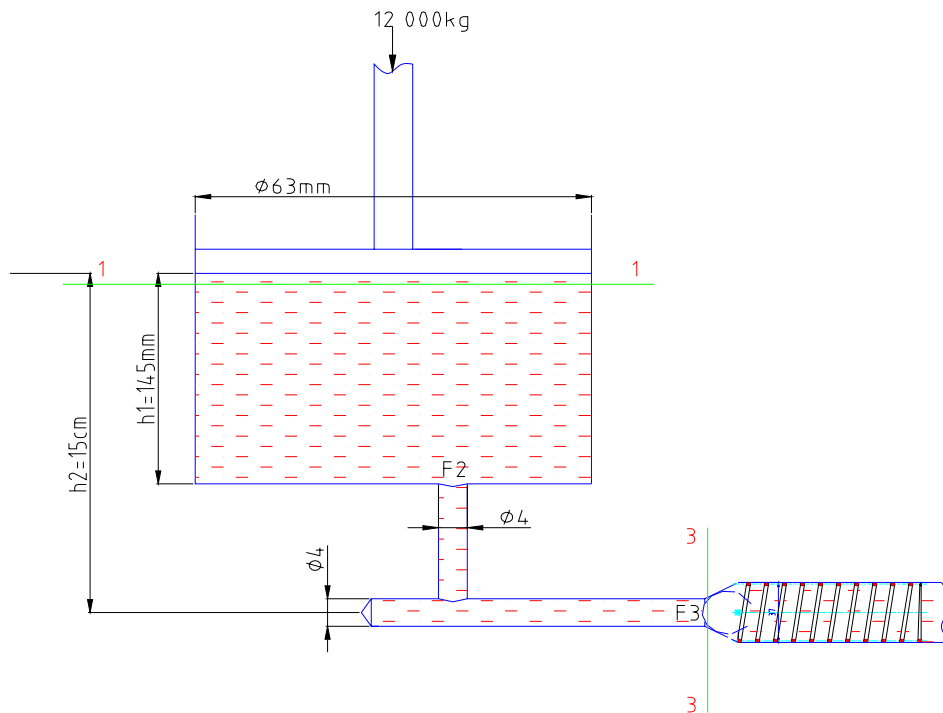


Figura 7: Circuito Hidráulico de un Gato.

- 9- Las pérdidas por fricción y las de carga por resistencias locales son insignificantes y no se toman en cuenta a la hora del cálculo hidráulico de un gato.
- 10- Para los aceros de mediano y alto contenido de carbono la fórmula de Euler solo se puede aplicar para esbelteces $\lambda \geq 70$. Para el caso de los gatos hidráulicos por lo general siempre se cumple la fórmula de Euler, para cálculos de resistencia a flexión.

1.4 - Diversidad de gatos hidráulicos y mecánicos que se comercializan en Cuba e internacionalmente.

Se debe destacar que casi en su totalidad los gatos que se construyen y comercializan en el mundo son hidráulicos o mecánicos. Especificar que aún cuando son de tipos diferentes su objetivo de trabajo es el mismo, elevar carga (ver figura1, 8).



Figura 1.8: Diferentes Tipos de Gatos Hidráulicos y Mecánicos.

En los catálogos de compra que se muestran en el mercado internacional, se puede observar muy claramente que los gatos cuando pertenecen a un mismo tipo, entre ellos existen diferencias en cuanto a forma y funcionamiento,

Por ejemplo:

Gato hidráulico tipo de botella: El émbolo se encuentra en posición vertical y ofrece soporte directo a la plataforma que tiene contacto con el objeto a levantar. Con una sola acción del émbolo, la carga a levantar es considerablemente menor en doble proporción al colapso del gato hidráulico, convirtiéndolo en una herramienta rentable para la mayoría de vehículos con peso promedio. Para levantar estructuras como las casas, la interconexión hidráulica de múltiples gatos de botella a través de sus válvulas, deshabilita la distribución de fuerzas y el peso neto de la carga. Es el más comercializado en la actualidad y además se está produciendo en nuestro país (ver figura 1,9).



Figura 9: Gato Hidráulico de Botella.

Gato hidráulico de doble pistón: Tiene el mismo principio de funcionamiento que los de botella, pero posee doble pistón permitiendo levantar la carga, sin importar la superficie en que se encuentre. Se realiza el menor esfuerzo en el accionar de la palanca durante la subida del peso, se diseñó originalmente para furgonetas, camiones y en los ferrocarriles. Su principio de funcionamiento es el siguiente: El émbolo se encuentra en posición vertical y ofrece soporte a la plataforma que tiene contacto directo con el objeto a levantar. Con una doble acción del émbolo, la carga a levantar es considerablemente menor en doble proporción al colapso del gato hidráulico convencional (ver figura 1,10).



Figura 1.10: Gato Hidráulico de Doble Pistón.

Gato mecánico de tornillo: Su principio de funcionamiento es muy simple. Está constituido por dos crucetas que las unen: bujes, el tornillo pasa entre estos bujes y por accionamiento mecánico, recoge o estira las crucetas subiendo y bajando la carga que debe levantar. Este es el tipo de gato que se vende como accesorio de los microbuses y paneles de carga pequeña de hasta 5 toneladas (ver figura 1,11).



Figura 1.11:Gato Mecánico de Tipo Tornillo.

El gato hidráulico de piso: Tiene el émbolo en posición horizontal el cual se impulsa mediante una manivela, con un largo brazo que lo provee de movimientos verticales para la plataforma de levantamiento, manteniéndola horizontalmente. Los gatos de piso usualmente incluyen ruedas, permitiendo la compensación del arco formado por la plataforma de levantamiento. Este mecanismo provee una tasa de colapso mínima y fácilmente maniobrable debajo de un vehículo, pues permite una considerable extensión del gato hidráulico (ver figura 1,12).



Figura 1,12: Gato Hidráulico de Piso.

Gato hidráulico de patín: Presentan las mismas características de los de piso, pero estos siempre llevan ruedas. Ellos tienen el émbolo en posición horizontal el cual se impulsa al término de una manivela, con un largo brazo que le permite movimientos verticales manteniéndola horizontal. Las ruedas que poseen permite la compensación del arco formado por la plataforma de levantamiento. Este mecanismo provee una tasa de colapso mínima y fácilmente maniobrable debajo de un vehículo pues permite una considerable extensión del gato hidráulico. Son los generalmente usados en los talleres de mecánica (ver figura 1,13).



Figura1.13: Gato Hidráulico Tipo Patín.

Gato mecánico de piñón: Es por excelencia el gato más usado en el mundo, puesto que cada auto fabricado en la actualidad posee uno de este tipo como accesorio, su principio de funcionamiento es netamente mecánico. Tiene un mecanismo de piñones, los cuales están distribuidos de manera tal que una persona pueda realizar la maniobra de levantar la carga con el menor esfuerzo posible (ver figura 1,14):



Figura 1.14: Gato Mecánico de Piñón.

Gato hidráulico de potencia: Posee el mismo principio de funcionamiento y características que los gatos de botella, es decir: El émbolo se encuentra en posición vertical y ofrece soporte a la plataforma que tiene contacto con el objeto a levantar. Pero sus dos características diferentes radican en: primero, el pistón se encuentra en la misma posición pero se la agrega en su parte superior un mecanismo con tenazas incorporadas, que son las que levantan la carga. Y segundo la carga se levanta por el lado, no por debajo como en los gatos de botella tradicionales. Este tipo de gato se utiliza casi siempre para levantar pesos estáticos en los puertos o grandes almacenes. (Ver figura 1.15).



Figura 1.15: Gato Hidráulico de Potencia.

Gato hidráulico de crucetas: El sistema de funcionamiento de este tipo de gato es idéntico al de piso, es decir tienen el émbolo en posición horizontal. El cual es impulsado por una manivela con un largo brazo, que lo provee de movimientos verticales para la plataforma, manteniéndola horizontalmente. Pero utiliza unas crucetas que se colocan debajo de la carga, logrando mayor área de agarre. Tiene dos ventajas muy apreciadas que son: Posee mayor estabilidad en la carga por tener más área sujeta por las crucetas, y distribuye mejor el peso que se va a levantar debido a las crucetas. Son los preferidos a nivel mundial por los choferes de camiones con remolques, que transportan grandes cargas (ver figura 1,16).



Figura 1,16: Gato Hidráulico de Cruceta.

1.5 Conclusiones parciales del capítulo.

Después de analizar las informaciones que se recopilaron para adentrarnos en el estudio de los gatos, se puede llegar a las siguientes conclusiones parciales sobre los mismos:

- 1- Los gatos hidráulicos tienen el mismo principio de funcionamiento independientemente del fabricante.
- 2- La producción de gatos hidráulicos tiene importancia en nuestro país y su tendencia es a incrementarse.
- 3- La producción de gatos hidráulicos a nivel internacional está dominada por compañías de países desarrollados.
- 4- Los cálculos que se deben realizar para el diseño de gatos hidráulicos son muy similares a los que se deben realizar para los cilindros hidráulicos.

CAPITULO II

CAPITULO 2: PRODUCCIÓN ACTUAL DE GATOS HIDRÁULICOS POR LA FÁBRICA OLEOHIDRÁULICA

2.1 Introducción.

En este capítulo se trata en primer lugar a la metodología de cálculo que se empleó para la obtención de los datos necesarios que son utilizados en el diseño y posterior construcción de los gatos hidráulicos. Se dejará constancia de los cálculos que realizaron los diseñadores, además se muestran las normas de consumo que se están utilizando en la actualidad, para la obtención de tres modelos de gatos hidráulicos del tipo botella como se representa en la figura 2,1.

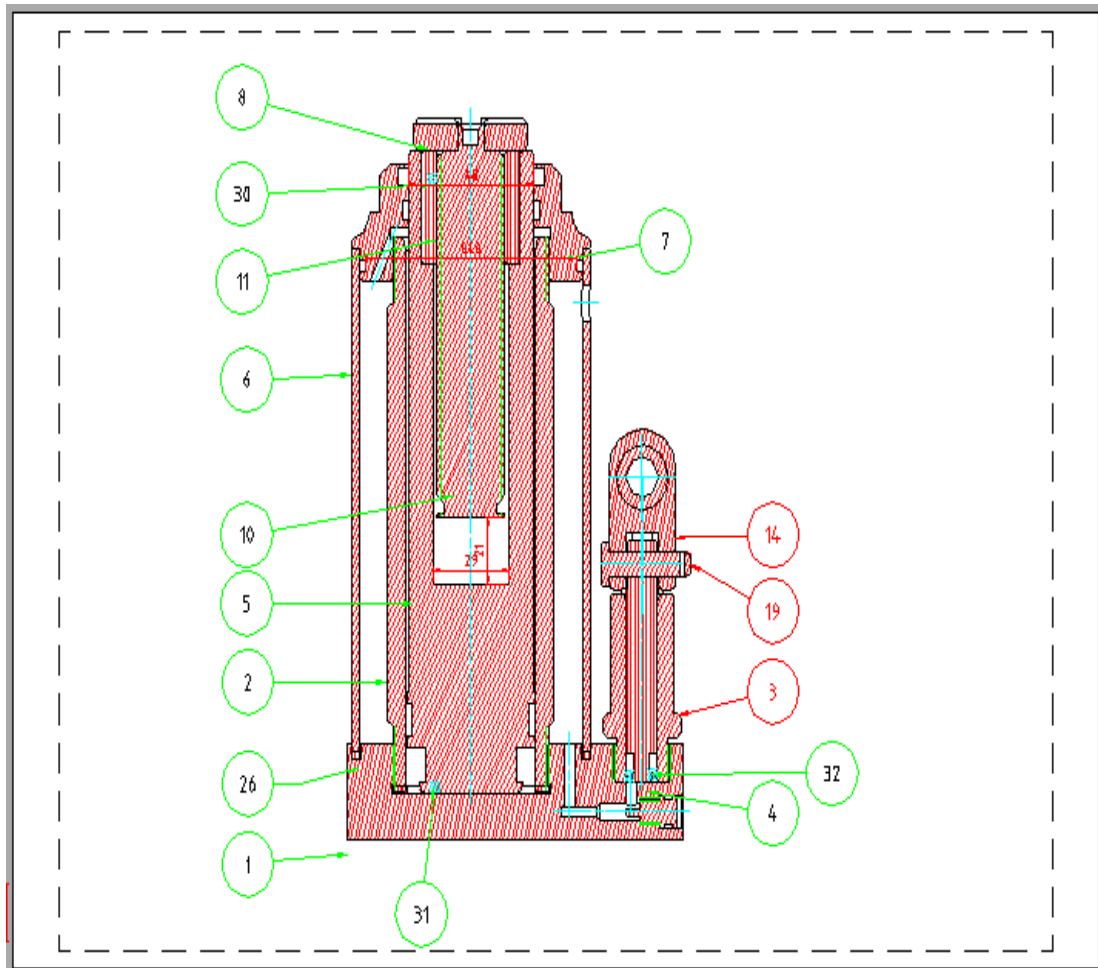


Figura 2.1 Diseño de gato hidráulico empleado por la fábrica.

2.2 Metodología de cálculo seguida para el diseño de los gatos hidráulicos.

A continuación expondremos los pasos que se siguieron para obtener los datos que permitieron diseñar los gatos hidráulicos que se están construyendo.

1- Determinación de la Fuerza Resultante cuando actúa la Bomba Manual.

Al plantear la condición de equilibrio de momento de la palanca, respecto al punto O, se puede expresar la fuerza R, aplicada por el hombre figura 2,2.

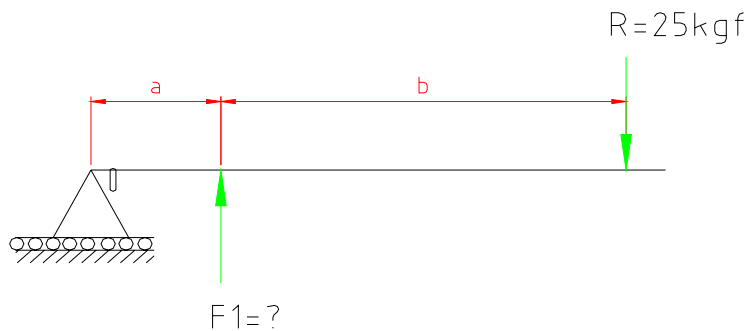


Fig. 2.2 Condición de equilibrio de la palanca.

$$\sum M_o = 0$$

$$\sum M_o = R \times (a + b) - F1 \times a = 0 \quad (1)$$

La presión de acuerdo al principio de Pascal, se transmite íntegramente a toda la masa del líquido y actúa sobre el pistón de diámetro D_c . Por lo que podemos plantear lo siguiente:

$$P_o = \frac{F1}{\frac{\pi \times d_e^2}{4}} = \frac{Fr}{\frac{\pi \times D_c^2}{4}} \quad (2)$$

Por tanto:

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}} \quad (3)$$

2- Presión dentro del cilindro.

$$F_r = p \times A_1 \quad (4)$$

$$F_r = F_1 \times \left(\frac{D_c}{d_e}\right)^2 \quad (5)$$

Donde:

Fr= Fuerza resultante, (N).

Dc= Diámetro del cilindro mayor que eleva la carga. (m).

$$F_r = \frac{R(b)}{a} \times \left(\frac{D_c}{d_e}\right) \times \eta \quad (6)$$

$$\eta = 0.8 \div 0.9$$

Se le añadió el coeficiente (η), que representa la eficiencia o rendimiento del gato.

3- Determinación de la superficie de apoyo de la base del gato

σ_c = Límite de resistencia a la compresión.

$\sigma_c = (0,4 - 1,5)$. kN Para la arenisca.

$\sigma_c = (0,5 - 4,8)$. kN Para el hormigón

$$[F]_c \geq \frac{C}{A} = \sigma_c \quad (7)$$

4- Cálculo de la embolada.

$$\frac{H_c}{H_b} = \frac{S_b}{S_c} \quad (8)$$

La expresión anterior significa que las longitudes (H) son inversamente proporcionales a las áreas (S).

$$H_c = \frac{H_b * S_b}{S_c} \quad (9)$$

Donde:

Hc = Altura que se desplaza el cilindro, (m).

Hb =Recorrido del pistón de la bomba manual, (m).

5- Cálculo de las válvulas del gato.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (10)$$

El volumen de fluido V también es igual al producto de la superficie S por la longitud H.

$$V = H \times t \quad (11)$$

6- Esfuerzos del fluido sobre las válvulas del gato.

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = P_1 \times A_1 + \frac{Q^2}{A_1} \times \rho - \frac{Q^2}{A_0} \times \rho \times \cos \alpha. \quad (12)$$

Por lo tanto

$$P_2 \times A_{0x} \cos \alpha \quad (13)$$

Despreciando $P_2 \times A_{0x} \cos \alpha$

Lo cual puede interpretarse como si la fuerza de apertura de la válvula $P_1 \times A_1$.

$\frac{Q^2}{A_1} \times \rho - \frac{Q^2}{A_0} \times \cos \alpha$ Por el valor relativamente pequeño del término $\frac{Q^2}{A_1} \times \rho$, suele

tomarse como la fuerza de cierre.

$$F_1 = -\frac{Q^2}{A_0} \times \rho \times \cos \alpha \quad (14)$$

Siendo:

F_1 = Fuerza de apertura. (N)

Q = Flujo instantáneo. (m)

Ao = Área de paso que abre la válvula. (m²)

P1-Presión entrante (MPa)

P2- Presión saliente (Mpa)

ρ = Densidad del aceite. ($0.85 \frac{Kg}{dm^3}$)

α = Ángulo del cono de la válvula.

Dado que el derrame a través de Ao se expresa por:

$$F_1 = Cd^2 \times Ao \times \sqrt{\frac{2}{\rho}} \times (P_1 - P_2) \quad (15)$$

Sustituyendo

$$F_1 = -Cd^2 \times Ao \times 2 \times (P_1 - P_2) \quad (16)$$

Cd=Coeficiente de derrame.

Considerando Cd =0.61, puesto que el ángulo de apertura es muy pequeño.

$$F_1 = -0.75 \times (P_1 - P_2) \times \cos \alpha . \quad (17)$$

7- Cálculo del diámetro “d” de los canales.

$$d = 4.6 \times \sqrt{\frac{Q}{v_{\max}}} \quad (18)$$

Donde: d = Diámetro de los canales, (m).

Q = V = Volumen de aceite de la bomba (m)

Vmax.= Velocidad máxima permitida por el flujo. (m/seg)

Vmax.= $6(\frac{m}{seg})$. Valor crítico recomendado para los canales de las válvulas.

Velocidad crítica. Número de Reynolds.

$$R_E = \frac{v_{CRIT.} * d}{g} \quad (19)$$

Donde:

Re = número de Reynolds, (adimensional)

g =Viscosidad cinemática, (Stokes.)

Por tanto para: Re<2320-Flujo laminar.

Re>2320-Flujo turbulento.

8- Cálculo del diámetro de los canales de las válvulas.

El diámetro de la válvula constituye habitualmente $d_{val.} = (1.15-1.25) d$

9- Cálculo de la altura de elevación de la válvula.

$$h = \frac{Q}{\mu \times \pi \times d_{val.} \times \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}} \quad (20)$$

Donde:

$\Delta p = p_b$ – Presión de la bomba. (MPa)

μ = Coeficiente de gasto para la válvula.

$\mu = (0.52-0.56)$. Para válvula de bola.

γ = Peso específico,

$$\gamma = 0.9 \frac{gr}{cm^3}$$

10-Cálculo de la cantidad de aceite necesario.

10.1- Cálculo del volumen del cilindro en toda su carrera.

$$V_c = \frac{\pi \times D_{ic}^2 \times R}{4} \quad (21)$$

Donde:

V_c - volumen del cilindro (m)

D_i - diámetro interior del cilindro (m).

R - recorrido del émbolo. (m)

10.2- El volumen que debe contener el depósito será igual a:

$$V_T = V_{ic} + (10 \div 20\%) \times V_c \rightarrow cm^3 \quad V_t = V_{ic} + (10: 20\%) * V_{ic} (m) \quad (22)$$

10.3-Cálculo de las dimensiones del depósito.

$$V_t = (A_{id} - A_{ec}) * L \quad (23)$$

Donde:

A_{id} = Área del diámetro interior del depósito (m²)

$$A_{id} = \frac{\pi * (D_{id})^2}{4} \quad (24)$$

D_{id} – diámetro interior del depósito. (m)

A_{ec} – área de la sección del tubo. (m²)

$$A_{ec} = \frac{\pi * (D_{ec})^2}{4} \quad (25)$$

D_e –diámetro exterior del tubo cilindro. (m)

L - longitud de llenado. (m)

$$V_t = \left(\frac{\pi * (D_{id})^2}{4} - \frac{\pi * (D_{ec})^2}{4} \right) * L \quad (26), (27)$$

$$D_{id} = \sqrt{\frac{V_t + 0.7854 * (D_{ec})^2}{0.7854 * L}}$$

D_{id} – diámetro interior del depósito. (m)

11-Cálculos mecánicos para la determinación del muelle de las válvulas.

Orden a seguir para el cálculo del muelle. (Ver resultados en anexo 1).

1_. Cálculo del coeficiente de forma “K”.

K – Depende de la relación $c = D_{md} / d_{al}$, llamado índice del muelle.

d_{al} – Diámetro del alambre.

Los valores del coeficiente K para los diferentes ángulos “ α ” de subida de las espiras. Para valores corrientes de $\alpha (6^\circ - 12^\circ)$, el coeficiente K se expresa mediante la fórmula siguiente:

$$K = \frac{4c + 2}{4c - 3} \quad (28)$$

2_. Basándonos en las dimensiones, se prefija previamente el valor del diámetro medio del muelle “ $D_{med.}$ ”.

3_. Cálculo del diámetro del alambre.

$$d_{al} = 1.37 * \sqrt[3]{\frac{K * f * D_{med.}}{[\tau]_{abm.}}} \quad (29)$$

$$d_{al} = 1.6 * \sqrt[2]{\frac{K * f * c}{[\tau]_{abm.}}} \quad (30)$$

Donde:

Capítulo 2: Producción Actual de Gatos Hidráulicos por la Fábrica Oleohidráulica.

f = Fuerza que actúa sobre el muelle, (N).

D_{med} = Diámetro medio, (m).

$[\tau]_{adm.}$ = Tensión admisible a torsión, (MPa)

4_. Se comprueba la corrección de la evaluación previa para el índice de los muelles. Si es necesario el cálculo se repite.

5_. Cálculo del número de espiras activas “ i ” necesario para obtener la deformación prefijada “ l_1 ”.

$$i = \frac{l_1 * G * d^4}{8 f * D_{med}^3} \quad \text{o'} \quad i = \frac{l_1 * G * d}{8 c^3 * f} \quad (31), (32)$$

Donde:

G = Módulo de deslizamiento, (Kg/m)

6_. Determinación de la longitud del muelle en estado comprimido. $L_{comp} = t_{comp} (i - 2) + d (i_{ap} + 1)$

Donde:

i_{ap} - número de espiras de apoyo.

$t_{comp.}$ - paso de las espiras activas.

$$t_{comp} = d_i + s \quad (33)$$

d_1 - diámetro del alambre

s - holgura mínima entre las espiras activas.

Si las dimensiones axiales del muelle resultan inadmisibles, se repite el cálculo, aumentando el diámetro del muelle.

7_ Determinación de la longitud del muelle en estado libre.

$$L = L_{COMP.} + l_1 \quad (34)$$

l_1 - Deformación prefijada.

8 _ Determinación del paso de las espiras activas del muelle en estado libre. (Paso de enrollamiento).

$$t = \frac{L - d_1(iap + 1)}{i - 2} \quad (35)$$

9_ Comprobación de la longitud del muelle en estado completamente comprimido.

$$L^1 = (1.1 - \dots - 1.15) * d(i + iap - 1) \quad (36)$$

12-Cálculo a la Explosión.

$$e = \frac{p \times Dc}{2[\sigma]} \quad (37)$$

Donde:

e=espesor de pared. (m).

Dc=diámetro del cilindro mayor. (m)

p- presión. (MPa).

$[\sigma]$ -tensión admisible de trabajo. (MPa).

1-Cálculo del espesor del fondo (ef.); en [m].

$$e_f \geq \frac{d}{2} \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \quad (38)$$

d- Diámetro efectivo de la primera etapa [m].

p – Presión de trabajo (MPa)

$[\sigma]$ - Tensión admisible límite de fluencia (Mpa).

13-Cálculo de Resistencia a la Flexión.

$$\lambda = \frac{\mu * l}{i_{\min.}} \quad (39)$$

Donde:

λ - esbeltez de la barra.

μ -coeficiente de reducción de la longitud de la barra.

$i_{\min.}$ Radio de giro mínimo de la sección transversal (m).

$$i_{\min.} = \sqrt{\frac{I_{\min.}}{A}} \quad (40)$$

Donde:

$I_{\min}$.- momento de inercia mínimo (m^4).

A-área de la sección (m^2)

Para un círculo

$$I_{\min} = \frac{\pi * d_0^4}{64} \quad (41)$$

Donde:

D_0 =diámetro exterior de la sección. (m).

Para un anillo.

$$I_{\min} = \frac{\pi * D_0^4}{64} * \left(1 - \frac{d_1^4}{D_0^4}\right) \quad (42)$$

Donde:

$I_{\min}$.- momento de inercia mínimo (m^4).

A-área de la sección (m^2)

Se compara λ calculado $[\lambda]$.

I- Si $\lambda \leq [\lambda]$ cumple la fórmula Yasinsky.

II- Si $\lambda > [\lambda]$ cumple la fórmula Euler.

Fórmula Yasinsky.

$$P_{\text{crit.}} = A * (a - b \lambda) \quad (43)$$

Donde:

$P_{\text{crit.}}$ -carga crítica (Kg...

a y b – coeficiente que para acero grado 45.

a- 46,90 kN

b- 0,26 kN

$[\lambda]$ - Esbeltez admisible.

$\lambda = 100$ para acero grado 45 como es el caso de los vástagos.

I- Fórmula Euler. ($\lambda > [\lambda]$)

$$P_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 * E * J_{\min.}}{(\mu * l)^2} \quad (44)$$

Donde:

$$J_{\min} = I_{\min}.$$

E- módulo de elasticidad.

$$E = 2 \times 10^6 \frac{Kg}{cm^2}$$

Comparar la carga crítica P_{crit} Y la carga nominal " P_n ".

$$P_{crit} > P_n$$

Por tanto el factor de seguridad se debe encontrar de la siguiente manera:

$$n = \frac{P_{crit}}{P_n} \quad (45)$$

$$n = (1.5 - 2).$$

14-Cálculo de las Uniones Roscadas y de Responsabilidad del Gato.

- **Verificación en los elementos de rosca.**(ver resultados en anexo 2)

Diámetro de núcleo o de cálculo del tornillo.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 F_{AX}}{\pi * [\sigma]}} \quad (46)$$

Donde:

d_c - diámetro del núcleo. (m)

F_{ax} - fuerza axial (N)

$[\sigma]$ -tensión admisible a la tracción. (MPa).

Número de filetes para evitar el aplastamiento de la rosca.

$$Z \geq \frac{4t}{\pi * (D^2 - D_1^2) * K_m * [\sigma]_{aplast.}} \quad (47)$$

Donde:

Z- número de filetes.

t – paso de la rosca. (m)

K_m – coeficiente de no uniformidad de la carga en los filetes de rosca.

$[\sigma]_{aplast}$ - tensión admisible al aplastamiento (MPa).

$$[\sigma]_{aplast} = 2 * [\sigma]$$

Altura de la tuerca. (H).

Si el material del tornillo y de la tuerca son semejantes.

$$H \geq \frac{F_{AX.}}{\pi * D_1 * K * K_m * [\tau_c]_{t_0}} \quad (48)$$

Donde:

H- altura de la tuerca (m).

K- coeficiente de la rosca.

K= 0.87 para rosca triangular.

K= 0.65 para rosca trapecial.

K= 0.40 para rosca rectangular.

$[\tau]_{t_0}$ - tensión a cortante del material del tornillo (MPa).

Si el material de la tuerca es menos resistente que el del tornillo.

$$H \geq \frac{F_{AX.}}{\pi * D_1 * K * K_m * [\tau_c]_{t_u}} \quad (49)$$

Donde:

$[\tau_c]_{t_u}$ - tensión a cortante del material de la tuerca (MPa).

$[\tau_c]$ - (0.20 ÷ 0.30) σ_f

15-Cálculo de las Uniones Soldadas.

El cordón está sometido a un esfuerzo tangencial ocasionado por la carga.

$$[\tau]_{adm.} \geq \frac{C}{0.7 * \pi * D * a} \quad (50)$$

Donde:

$[\tau]_{adm.}$ - esfuerzo tangencial admisible (MPa).

$$[\tau] = \phi [\sigma_t] \quad (51)$$

$[\sigma_t]$ - esfuerzo tracción admisible (MPa).

ϕ - coeficiente a cizallamiento que depende del electrodo utilizado.

D- diámetro del cilindro a soldar. (m)

C-carga equivalente a la de la prueba. (Kg).

a-Cateto a soldar. (m)

$$a \geq \frac{C}{0.7 * \pi * D * [\tau]_{adm.}} \quad (52)$$

16-Cálculo de la longitud de guía.

. Émbolo buzo.

$$\text{Guía de vástago. } L = K * d_v \quad (53)$$

Donde:

L- longitud de guiado. (m)

d_v - diámetro del vástago. (m)

k- coeficiente de carrera.

Tabla 2.1: Carrera y diámetro del vástago

<u>CARRERA</u>	d_v	2 d_v	3 d_v	4 d_v	5 d_v	10 d_v	20 d_v
K	0.6	1.3	1.55	1.7	1.8	2.1	2.3

Guía de pistón. $L = D/2$

Donde:

D- diámetro del pistón. (m)

L- longitud de guía. (m)

Guía de vástago. $L = d_v$.

Donde:

d_v -diámetro del vástago. (m).

17-Cálculo de resistencia de los topes para las etapas de los gatos telescópicos.

18,1- Cálculo a cortante.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F_{AX.}}{\pi * D_2 * s} \leq [\tau] \quad (54)$$

18,2- Cálculo al aplastamiento.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{AX}}{\pi * \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_3}{2} \right)^2 \right]} \leq [\sigma_{comp.}] \quad (55)$$

18,3- Cálculo a la tracción.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{AX}}{\pi * \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right]} \leq [\sigma_{traccion.}] \quad (56)$$

18,4- Cálculo a la tracción.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{AX}}{\pi * \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right]} \leq [\sigma_{traccion.}] \quad (57)$$

18,4- Cálculo de la longitud del tope.

$$S = \sqrt{\frac{3 * P^1 * (D_1 - D_3)}{\pi * [\sigma] * D_3}} \quad (58)$$

Donde:

P - fuerza de pretensión inicial (N).

$$P = P + V \quad (59)$$

$$V = \gamma * P \quad (60)$$

γ - coeficiente de pretensión

Para hidráulica $\gamma = (0.5: 0.8)$

P - fuerza axial. (Kg.)

$$\begin{aligned} [\sigma]_{aplast.} &= 2 * [\sigma] \\ [\tau] &= 0.66 * [\sigma] \end{aligned} \quad (61)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim.}}{n}$$

n -factor de seguridad.

18,5- Cálculo de la palanca

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\omega x} = \frac{P \times L}{\omega x} \quad (62)$$

2.3 Valores obtenidos de los cálculos realizados.

Tabla 2.2: Valores obtenidos.

<i>Variables</i>	<i>7 ton</i>	<i>12 ton</i>	<i>30 ton</i>
<i>R (m)</i>	0,25	0,25	0,25
<i>a (m)</i>	0,30	0,30	0,30
<i>b (m)</i>	0,500	0, 500	0,500
<i>d (m)</i>	0,12	0,12	0,12
<i>A1 (m²)</i>	0,0113	0,0113	0,0113
<i>A2 (m²)</i>	0,01789	0,0306	0,0502
<i>Fr (N.)</i>	6906	11660	29544
<i>Dc. (m)</i>	0, 500	0,630	0,900
<i>A (m²)</i>	0,1400	0, 2400	0,4100
<i>C (Kg.)</i>	7000	12000	30000
<i>Hc, (m)</i>	0,1720	0,1840	0,2000
<i>Hb, (m)</i>	0,825	0,825	0,946
<i>R (m)</i>	0,1350	0,1350	0,1450
<i>Di (m)</i>	0,500	0,630	0,900
<i>De(m)</i>	0, 640	0,800	0,1130
<i>L (m)</i>	0, 113	0,1130	0,1430
<i>d_v (m)</i>	0, 49	0,58	0, 84
<i>P (MPa)</i>	39100	39000	47200
<i>Pes (kg)</i>	12	15	17,5

Donde:

P- presión dentro del cilindro (MPa).

Fr- Fuerza resultante, (N.).

Dc- Diámetro del cilindro mayor que eleva la carga. (m).

A = Área de la superficie base de apoyo. (m²)

Hc = Altura que se desplaza el cilindro. (m)

Hb =Recorrido del pistón de la bomba manual, (m).

Vmax.= Velocidad máxima permitida por el flujo. (m/seg)

R- recorrido. (m)

Di – diámetro interior del tubo depósito. (m).

De –diámetro exterior del tubo cilindro. (m).

L- longitud de llenado. (m)

d_v -diámetro del vástago (m).

Pes- peso de los gatos hidráulicos (kg).

2.4 Conclusiones parciales del capítulo.

Las conclusiones parciales a las que se llegan después de analizar la producción actual de OLEOHIDRÁULICA de Cienfuegos son las siguientes:

- 1- Los métodos de cálculo utilizados para el diseño de los gatos hidráulicos en la empresa OLEOHIDRÁULICA de Cienfuegos, están orientadas en asegurar la resistencia y funcionalidad y no a la racionalidad en el diseño.
- 2- La adaptación del diseño de los gatos hidráulicos a la tecnología de fabricación por maquinado introduce costos adicionales y peso excesivo lo que afecta su competitividad.

CAPITULO III

CAPITULO 3: RACIONALIZACIÓN DEL DISEÑO DE LOS GATOS HIDRÁULICOS.

3.1 Introducción al capítulo

En este capítulo se aborda de forma integral la metodología de cálculo y diseño que se utilizará para la racionalización del diseño de los gatos hidráulicos que se están fabricando.

3,2 Metodología de cálculo empleada para la optimización de los gatos hidráulicos.

La fuerza desarrollada por un cilindro hidráulico en la carrera de empuje se determina en función de la presión del fluido y del área de la sección interior del cuerpo, esto se realiza por la siguiente expresión:

$$F_e = \frac{\pi D_i^2}{4} p, \quad N \quad (1)$$

F_e – Fuerza de empuje, N

D_i – Diámetro interior del cilindro, mm

p – Presión del sistema, MPa

El criterio para el diseño de gato hidráulico es la prevención de la explosión del tubo como resultado de la presión interior actuante, para esto el cuerpo es considerado un cilindro de paredes gruesas sometido a presión interior. Calculándose las tensiones actuantes mediante las ecuaciones del problema de Lamé [4] según las cuales la condición de resistencia de la pared del tubo se plantea a partir de la hipótesis de la tensión tangencial máxima como:

$$\sigma_{eq} = p \frac{2D_e^2}{D_o^2 - D_i^2} \leq [\sigma]_t, \quad MPa \quad (2)$$

Donde:

σ_{eq} – tensión equivalente en la pared del tubo, (MPa)

D_e – diámetro exterior del tubo, (m)

D_i – diámetro interior del tubo, (m)

$[\sigma]_t$ – tensión admisible del material del tubo, (MPa)

Transformando la ecuación 2 se obtiene:

$$D_i^2 = D_e^2 \frac{[\sigma]_t - 2p}{[\sigma]_t}, \text{ mm} \quad (3)$$

Sustituyendo (3) en (1) se obtiene:

$$F = \frac{\pi}{4} D_e^2 \frac{[\sigma]_t - 2p}{[\sigma]_t} p \quad (4)$$

A partir de la ecuación (4) se obtiene una expresión para determinar el diámetro exterior requerido en el tubo en función de la fuerza que ejercerá el cilindro, la presión del sistema y la tensión admisible del material.

$$D_e = \sqrt{\frac{F}{\pi p} \left[\frac{[\sigma]_t}{[\sigma]_t - 2p} \right]}, \text{ mm} \quad (5)$$

El área de la sección transversal del tubo, de la que depende su peso, se determina como:

$$A_c = \pi \frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \quad (6)$$

A partir de la ecuación 5 se puede determinar el valor de la presión, que minimiza el diámetro exterior, para una fuerza requerida en el cilindro y una tensión admisible del material del tubo, para lo que se debe aplicar la condición.

$$\frac{d(D_e^2)}{dp} = \frac{4F[\sigma]_t}{\pi} [-p([\sigma]_t - 2p)]^2 ([\sigma]_t - 4p) = 0 \quad (7)$$

La presión óptima del sistema hidráulico para obtener el mínimo valor de D_e en el cuerpo del cilindro en este caso debe ser:

$$p = \frac{[\sigma]_t}{4} \quad (8)$$

Es conocido que la presión máxima que se puede aplicar a un tubo de pared gruesa requeriría un diámetro exterior infinito, lo que se aprecia claramente, y por lo tanto el peso del cilindro sería infinito.

3.3 Tabla de los valores obtenidos.

Tabla 3.1: Valores obtenidos como resultado de la optimización.

Variables Gatos	p (MPa)	D_e (m)	D_i (m)	F_e (N)	D_i (m)	σ_{eq} (MPa)	$[\sigma]_t$ (MPa)	A (m ²)	F (N)	P ,(MPa)	D_e (m)
7 ton	38,34	0,64	0,50	75242	0,50	196,79	200	0,3461	75000	50	0,5423
12 ton	38,24	0,80	0,64	119143	0,64	201,34	220	0,44658	11900	55	0,683
30 ton	46,29	0,113	0,90	294335	0,90	253,19	260	0,16529	29400	65	1,0102

Donde:

F_e – fuerza de empuje, (N)

D_i – diámetro interior del cilindro, (m)

p – presión del sistema, (MPa)

F - fuerza óptima que requiere el sistema. (N)

σ_{eq} – tensión equivalente en la pared del tubo, (MPa)

D_e – diámetro exterior del tubo, (m)

D_i – diámetro interior del tubo, (m)

$[\sigma]_t$ – tensión admisible del material del tubo, (MPa)

A- área de la sección transversal. (m).

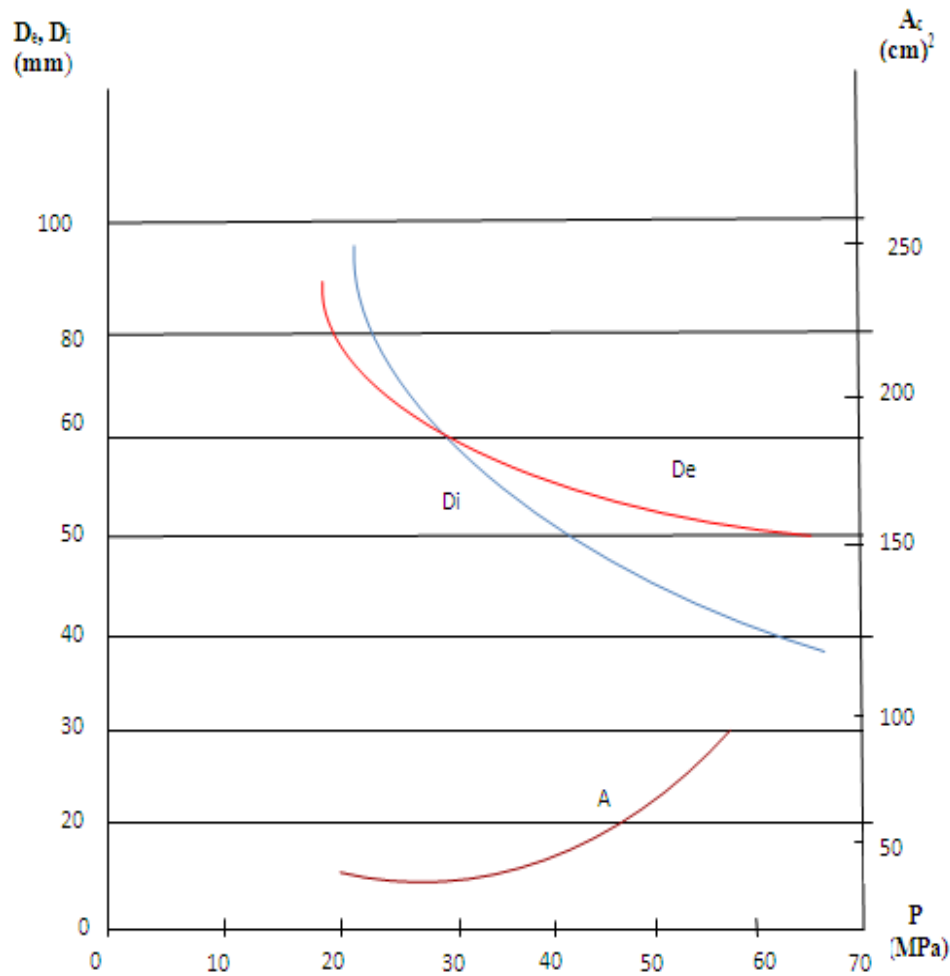


Figura 3,1 Comportamiento de los diámetros optimizados en el gato hidráulico de 7 toneladas.

En el gráfico de la figura 3,1 se aprecia claramente cómo se obtiene el diámetro exterior mínimo del gato de 7 toneladas para un valor de presión igual a 50 MPa, según lo planteado por la expresión de cálculo que se utilizó, ya que el área, el peso del tubo y el cilindro hidráulico se incrementan a medida que aumenta la presión de trabajo.

Del análisis del comportamiento del diámetro exterior y el peso del cilindro con la fuerza y tensión admisible constante, se comprende claramente que la optimización del diseño de estos elementos requiere establecer los valores más razonables de peso y diámetro exterior, incluyendo además las propiedades del material a utilizar.

En el gráfico de la figura 3,2 como ocurre en la anterior también se aprecia claramente cómo se obtiene el diámetro exterior mínimo del gato de 12 toneladas para un valor de presión igual a 55 MPa, según lo planteado por la expresión de cálculo que se utilizó, ya que el área, el peso del tubo y por ende el del cilindro hidráulico se incrementan a medida que aumenta la presión de trabajo.

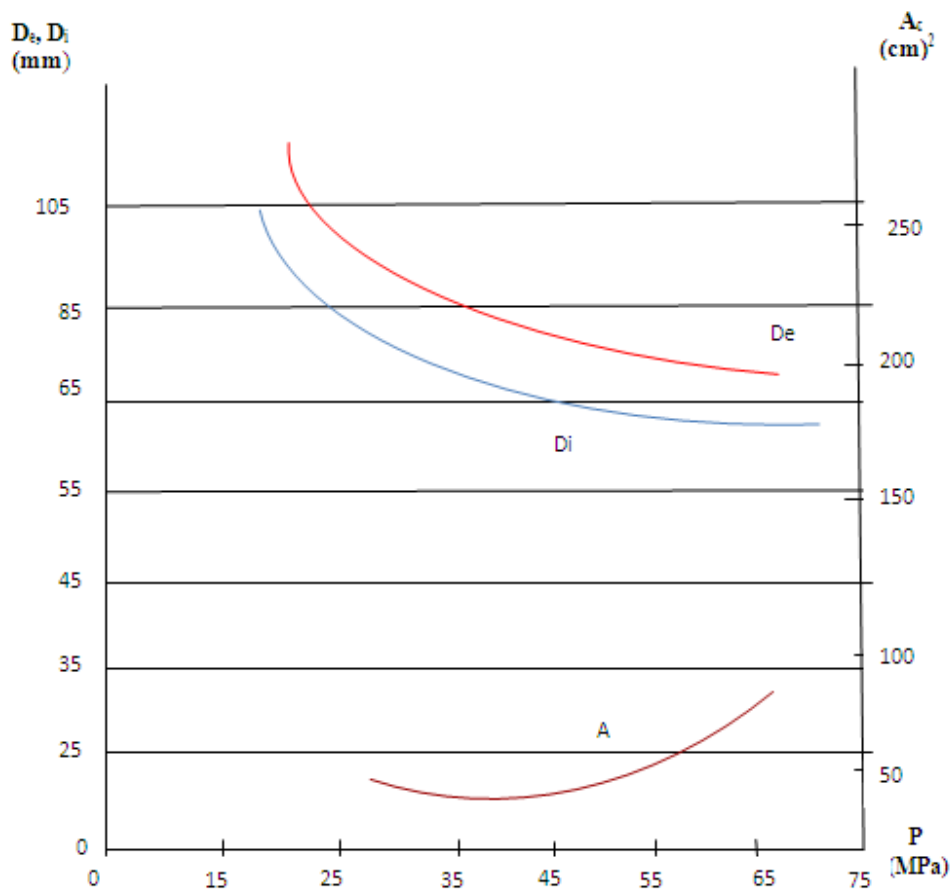


Figura 3,2 Comportamiento de los diámetros optimizados en el gato hidráulico de 12 toneladas.

En este gráfico de la figura 3,3 como en los anteriores se aprecia claramente cómo se obtiene el diámetro exterior mínimo del gato de 30 toneladas para un valor de presión igual a 65 MPa, según lo planteado por la expresión de cálculo que se utilizó, ya que el área y el peso del tubo y por ende el del cilindro hidráulico se incrementan a medida que aumenta la presión de trabajo.

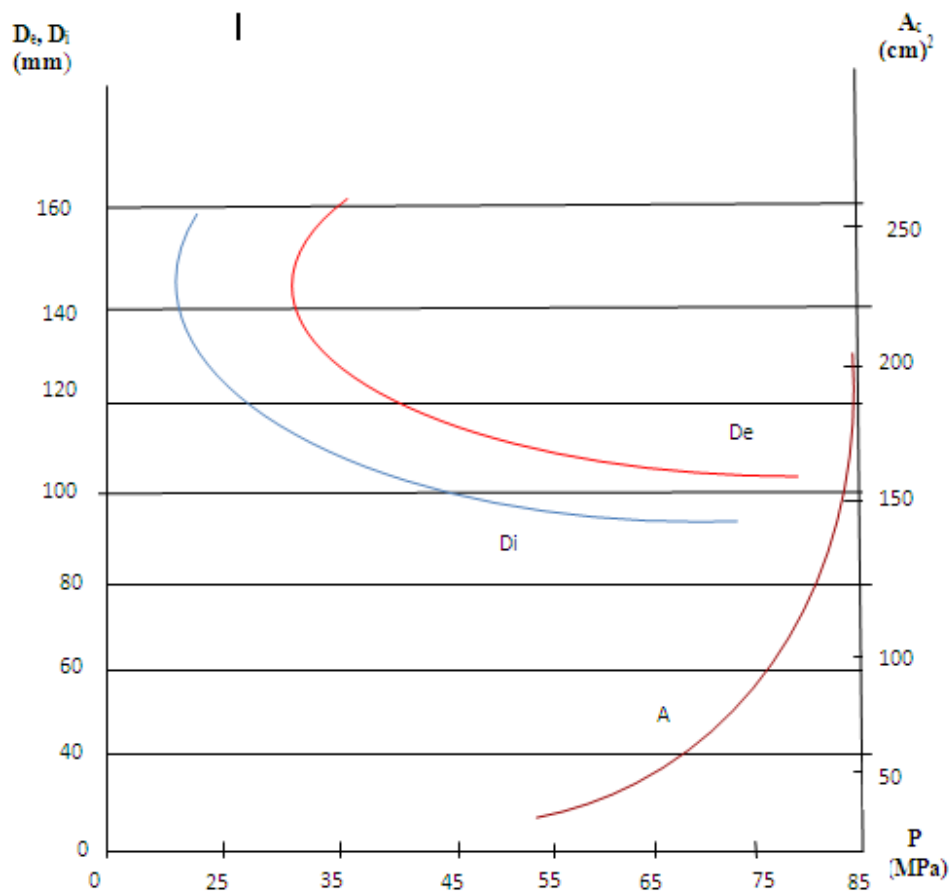


Figura 3,3 Comportamiento de los diámetros optimizados en el gato hidráulico de 30 toneladas.

3.4 Mejoras del diseño de la base, la camisa del cilindro y la rosca de los gatos hidráulicos.

Parte de este capítulo es la validación de los resultados obtenidos anteriormente pero a través del empleo de un software de elementos finitos. Para ello fue necesario utilizar un software de modelación en 3d (Inventor 2011) para la obtención del modelo a analizar de elementos finitos que se utiliza como se podrá observar es el ANSYS workbench.

A continuación se puede ver el modelo que se pretende evaluar el cual queda conformado por tres partes fundamentales; la base del gato, la camisa del cilindro y la rosca.

Así es como queda presentado el software empleado en la primera etapa

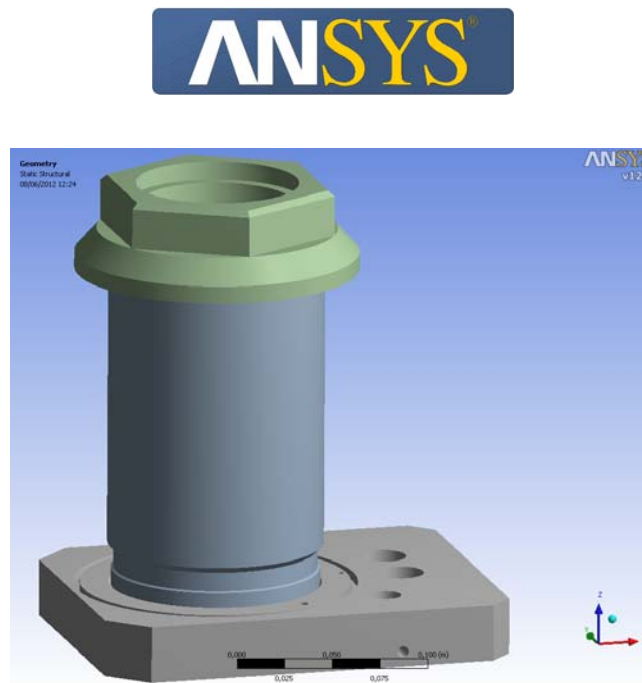


FIGURA 3,4 presentaciones del proyecto a analizar

En la tabla siguiente se muestran las unidades en las que queda configurado el software para hacer el análisis por lo que los resultados obtenidos serán en correspondencia con esta.

TABLA 3.2: Unidades Empleadas

Unit System	Metric (m, kg, N, s, V, A) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

En la tabla 2 se detallan los nombres de las partes que conforman el modelo que son tres fundamentalmente. También se hace referencia al estado en que se encuentra el modelo, a las condiciones en que se analizará el material a emplear que en este caso será un acero estructural y posteriormente el software calcula las propiedades físicas del modelo y la cantidad de elementos que fueron empleados en el mallado de todo el volumen analizado.

TABLA 3.3: Modelos de las Partes Empleadas y las Propiedades del Modelo

Object Name	30t.b:1	30t.C:1	Tuerca de cierre:1
State	Meshed		
Graphics Properties			
Visible	Yes		
Material			

Assignment	Structural Steel		
Non linear Effects	Yes		
Thermal Strain Effects	Yes		
Properties			
Volume	9,0131e-004 m³	7,27e-004 m³	2,5576e-004 m³
Mass	7,0753 kg	5,707 kg	2,0077 kg
Centric X	3,0009e-003 m	-3,1e-002 m	
Centric Y	-6,6428e-006 m	-1,1475e-008 m	-3,1825e-005 m
Centric Z	1,368e-002 m	0,11937 m	0,22025 m
Moment of Inertia Ip1	1,9387e-002 kg·m²	2,5025e-002 kg·m²	3,7809e-003 kg·m²
Moment of Inertia Ip2	2,9854e-002 kg·m²	2,5025e-002 kg·m²	3,7846e-003 kg·m²
Moment of Inertia Ip3	4,821e-002 kg·m²	1,4834e-002 kg·m²	6,8789e-003 kg·m²
Statistics			
Nodes	84509	59170	37862
Elements	55233	36652	23096

En la tabla 3 que se muestra a continuación se brindan características del mallado de las cuales algunas fueron introducidas y otras fueron obtenidas automáticamente. La principal incidencia es que se tuvo que emplear una relevancia mayor que cero, en este caso se empleó 25, debido a que el mallado

por defecto producía un tamaño de elemento demasiado grande lo que era poco representativo del fenómeno que se pretende describir en este análisis.

Otros de los aspectos en los que se trabajó fue en el tipo de elementos que se decidieron emplear, que como se describe en la tabla es un elemento curvo debido a que mucha de las superficies del modelo eran curvas y el tipo de elemento debía de adaptarse a estas.

TABLA 3.4: Características del Mallado Empleado

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	25
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Médium
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Médium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Curvature Normal Angle	Default (66,8390 °)
Min Size	Default (8,1011e-005 m)
Max Face Size	Default (8,1011e-003 m)
Max Test Size	Default (1,6202e-002 m)

Growth Rate	Default (1,73440)
Minimum Edge Length	3,5402e-004 m
Statistics	
Nodes	181541
Elements	114981
Mesh Metric	None

A continuación se muestra una vista donde se ha mallado todo el volumen con las características presentadas en la tabla anterior, quedando de esta manera listo para la colocación de las cargas y restricciones a la cual se someterá el modelo. Estas condiciones serán las reales en las que trabajará el gato de 30t

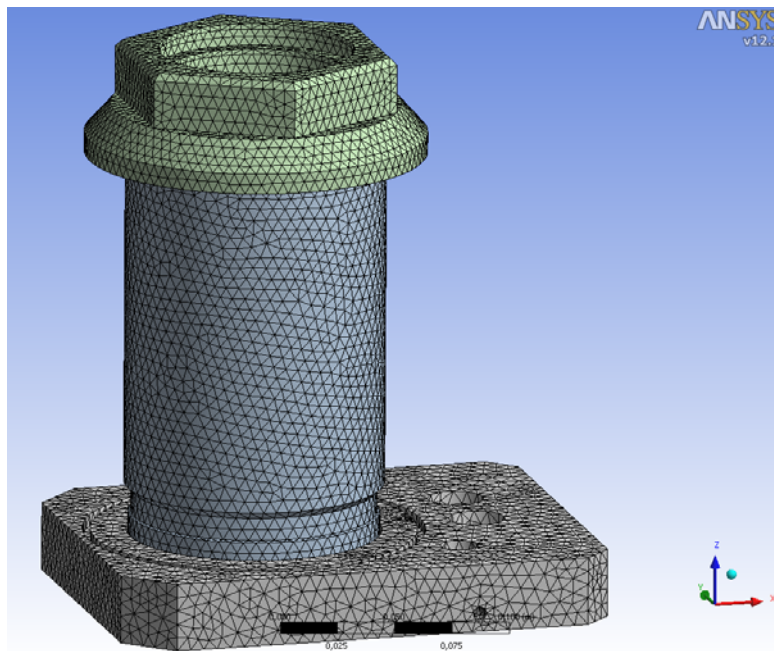


FIGURA 3,5 Mallado de la Geometría

En las tablas siguientes se brindan las características que presenta el análisis el estático de tipo estructural de un sólido, la temperatura del ambiente se fija a los 22, °C y sin variación posterior.

Al modelo se le aplica una restricción por debajo de la base y luego se le colocan presiones en el interior de los agujeros de la base y en el interior de la camisa del cilindro. La magnitud se muestra en la tabla así como en cuántas caras o superficies fueron aplicadas estas cargas.

TABLA 3.5: Características del Análisis

Object Name	<i>Static Structural (A5)</i>
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Static Structural
Solver Target	ANSYS Mechanical
Options	
Environment Temperature	22, °C
Generate Input Only	No

TABLA 3.6: Cargas y Restricciones

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Pressure</i>	<i>Pressure 2</i>
State	Fully Defined		

Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Face	24 Faces	2 Faces
Definition			
Type	Fixed Support	Pressure	
Suppressed	No		
Define By		Normal To	
Magnitude		4,7157e+007 Pa (ramped)	

En las imágenes mostradas a continuación se puede ver cómo quedan aplicadas las cargas y la restricción en el propio modelo, facilitando aun más la comprensión del fenómeno.

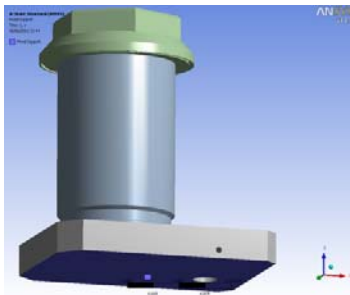


FIGURA 3,6 Apoyo Fijo

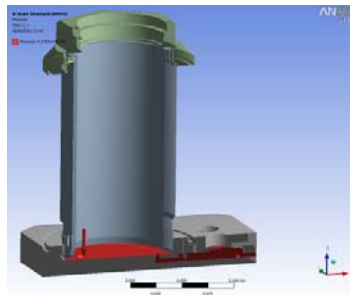


FIGURA 3,7 Presión en la Base

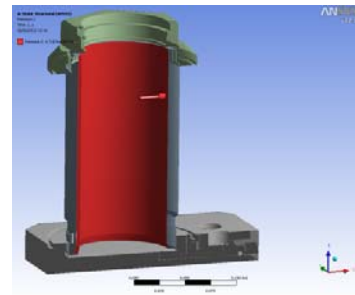


FIGURA 3,8 Presión en la Camisa

En la tabla 6 se dan los resultados de los análisis practicados al modelo destacándose los mínimos y máximos de las tensiones equivalentes, las máximas, medias y mínimas tensiones principales así como la de cortante máximo.

TABLA 3.7: Resultados Obtenidos

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>	<i>Máximum Principal Stress</i>	<i>Middle Principal Stress</i>	<i>Mínimum Principal Stress</i>	<i>Máximum Shear Stress</i>
State	Solved				
Results					
Mínimum	72433 Pa	- 5,1524e+007 Pa	- 8,4634e+007 Pa	- 2,9309e+008 Pa	40135 Pa
Máximum	2,756e+008 Pa	2,9634e+008 Pa	9,732e+007 Pa	5,6756e+007 Pa	1,4186e+008 Pa
Mínimum Occurs On	30t.b:1				
Máximum Occurs On	Tuerca de cierre:1		30t.C:1	30t.b:1	Tuerca de cierre:1

Se puede apreciar en la figura que sigue a continuación el campo de tensiones equivalentes y que el máximo de esta se encuentra en el interior de la camisa del cilindro resaltada con rojo por lo que fue necesario utilizar vistas en secciones para poder ver este fenómeno.

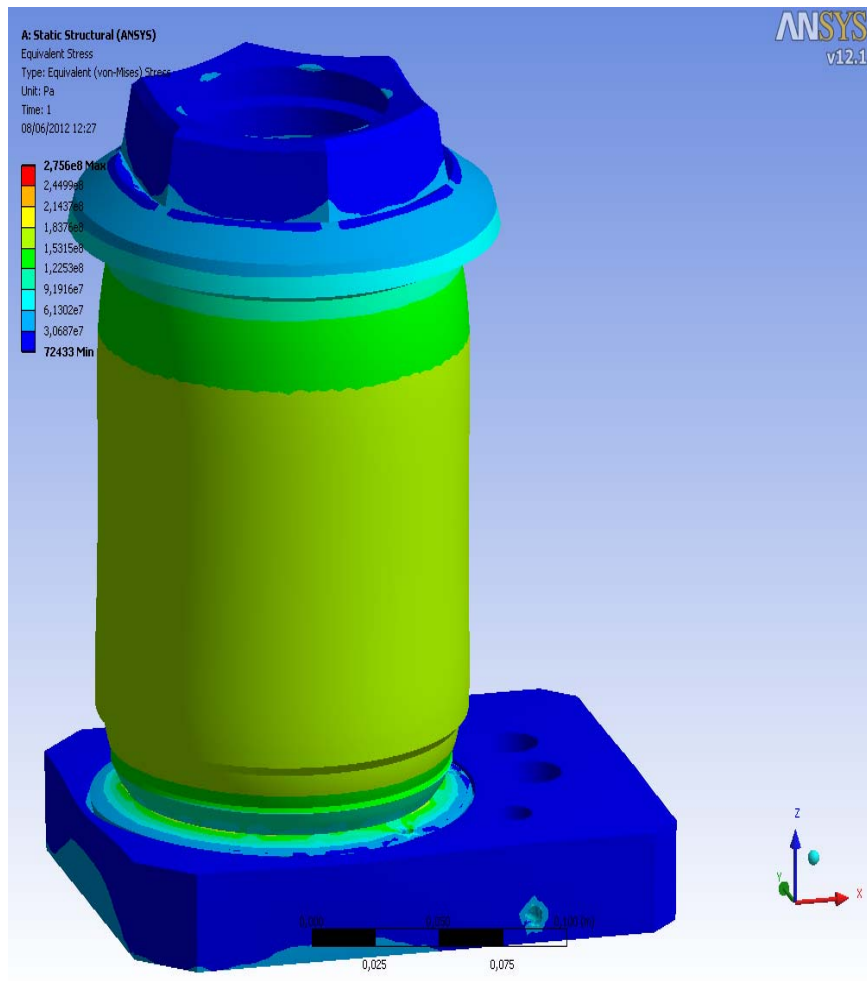


FIGURA 3,9 Vista de las Tensiones Equivalentes

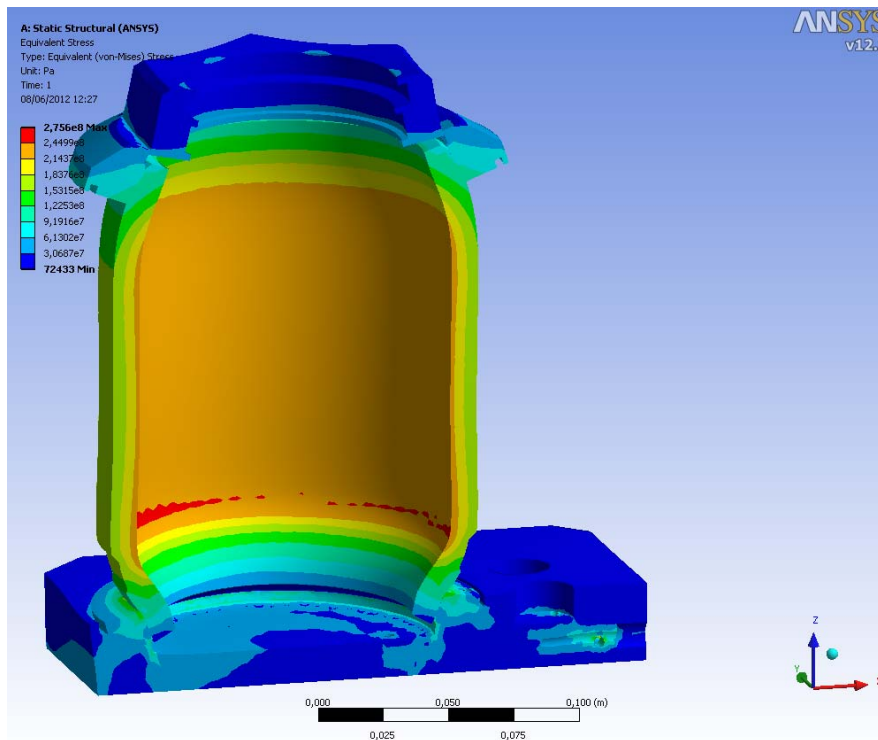


FIGURA 3,10 Vista de las Tensiones Equivalentes en el Interior

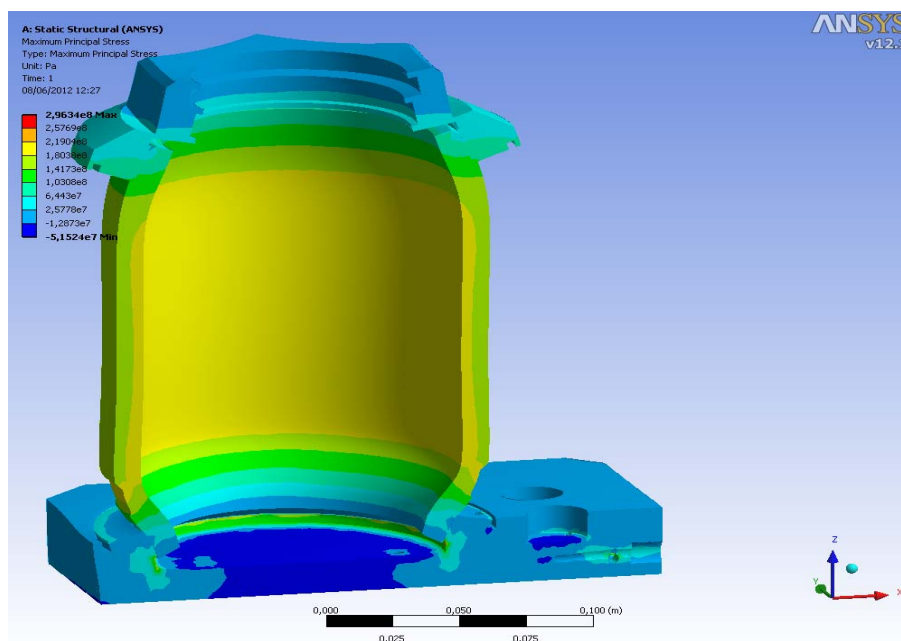


FIGURA 3,11 Vista de las Tensiones Máximas Principales en el Interior

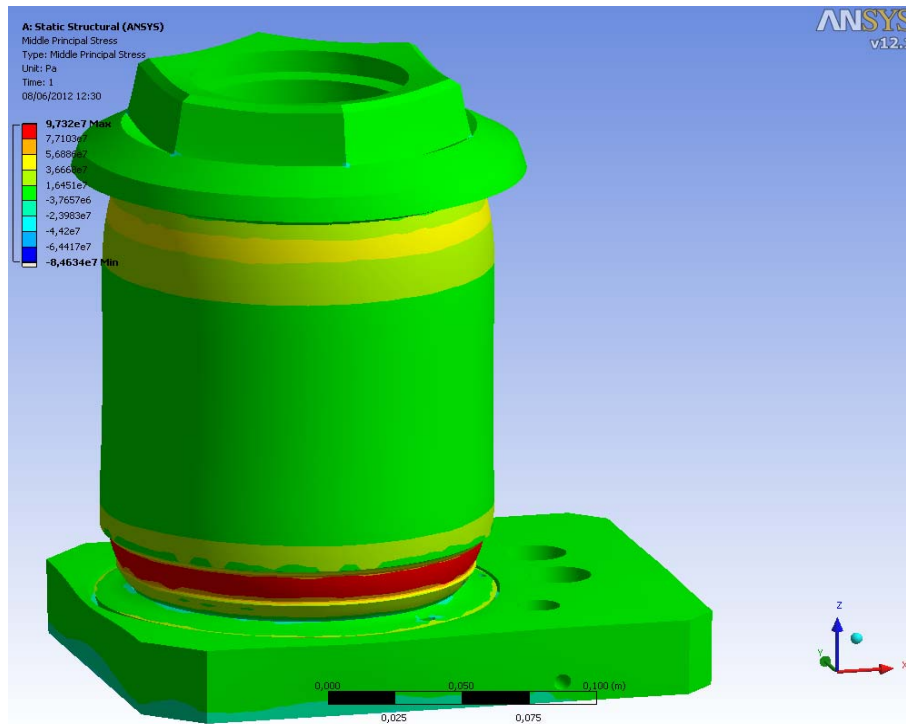


FIGURA 3,12 Vista de las Tensiones Principales Medias

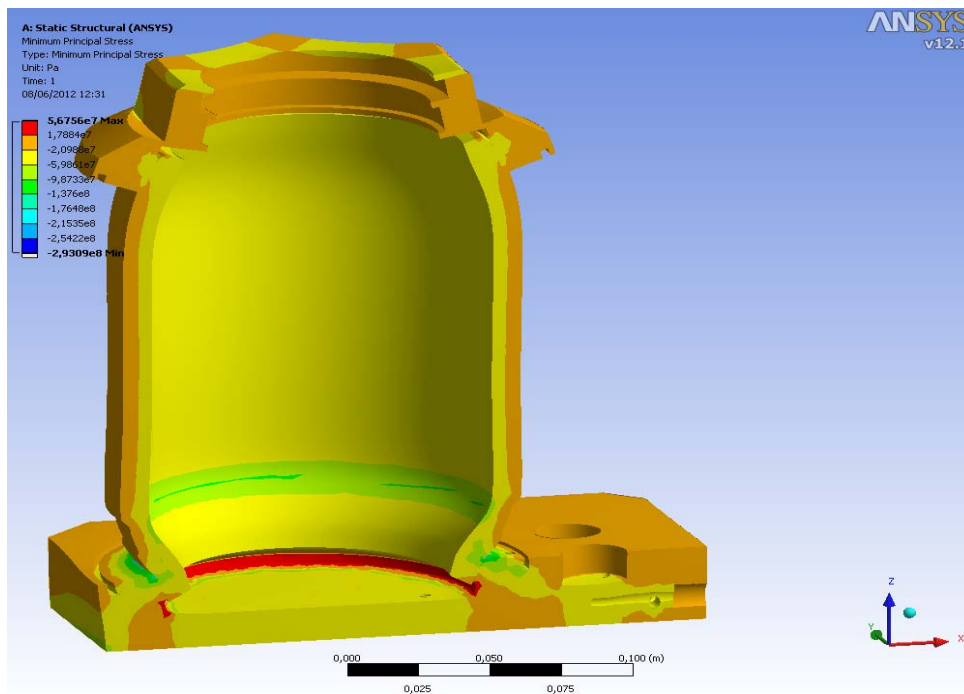


FIGURA 3,13 Vista de las Tensiones Principales Mínimas en el Interior

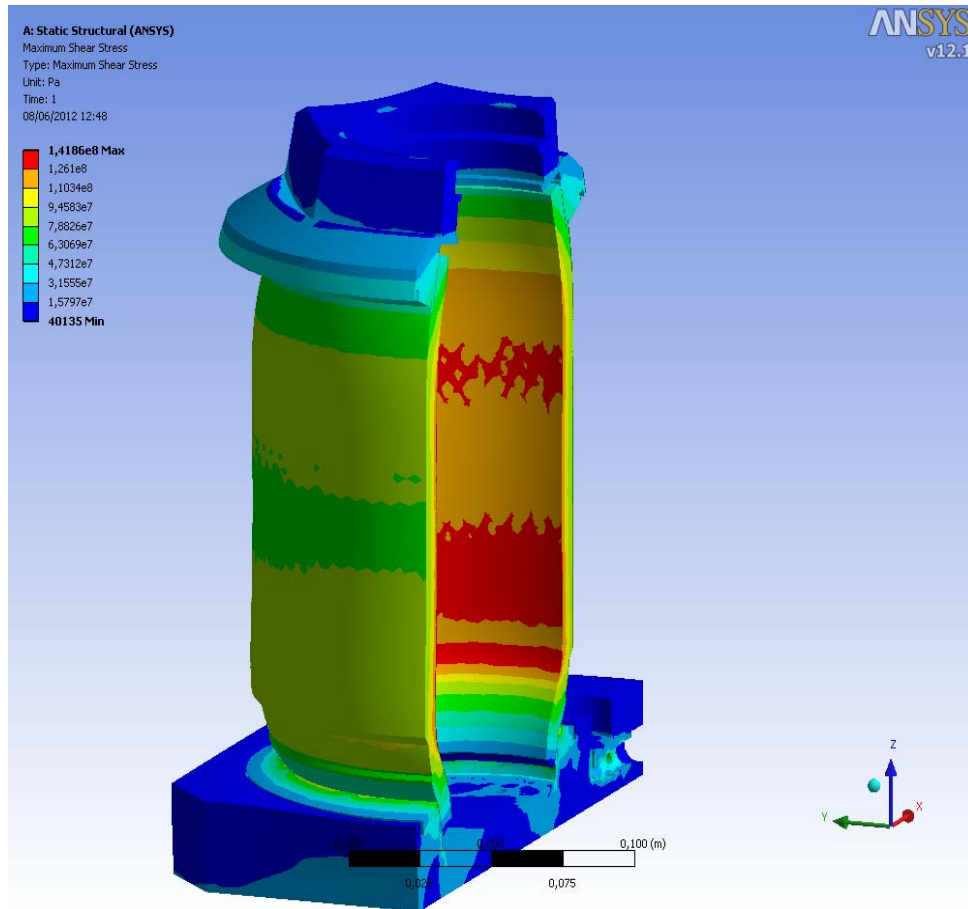


FIGURA 3,14 Vista de las Tensiones de Cortante Máximo en el Interior

Como se ha podido apreciar los valores de tensiones se mantienen por debajo de 2.5×10^8 Para el cual es el valor de la tensión de fluencia para el acero de estructura empleado en el análisis y en los lugares donde las tensiones superan este valor cabe decir que es producto a concentradores de tensiones que presentan la geometría los cuales son posibles de atenuar o incluso eliminar cuidando más el diseño de las diferentes partes.

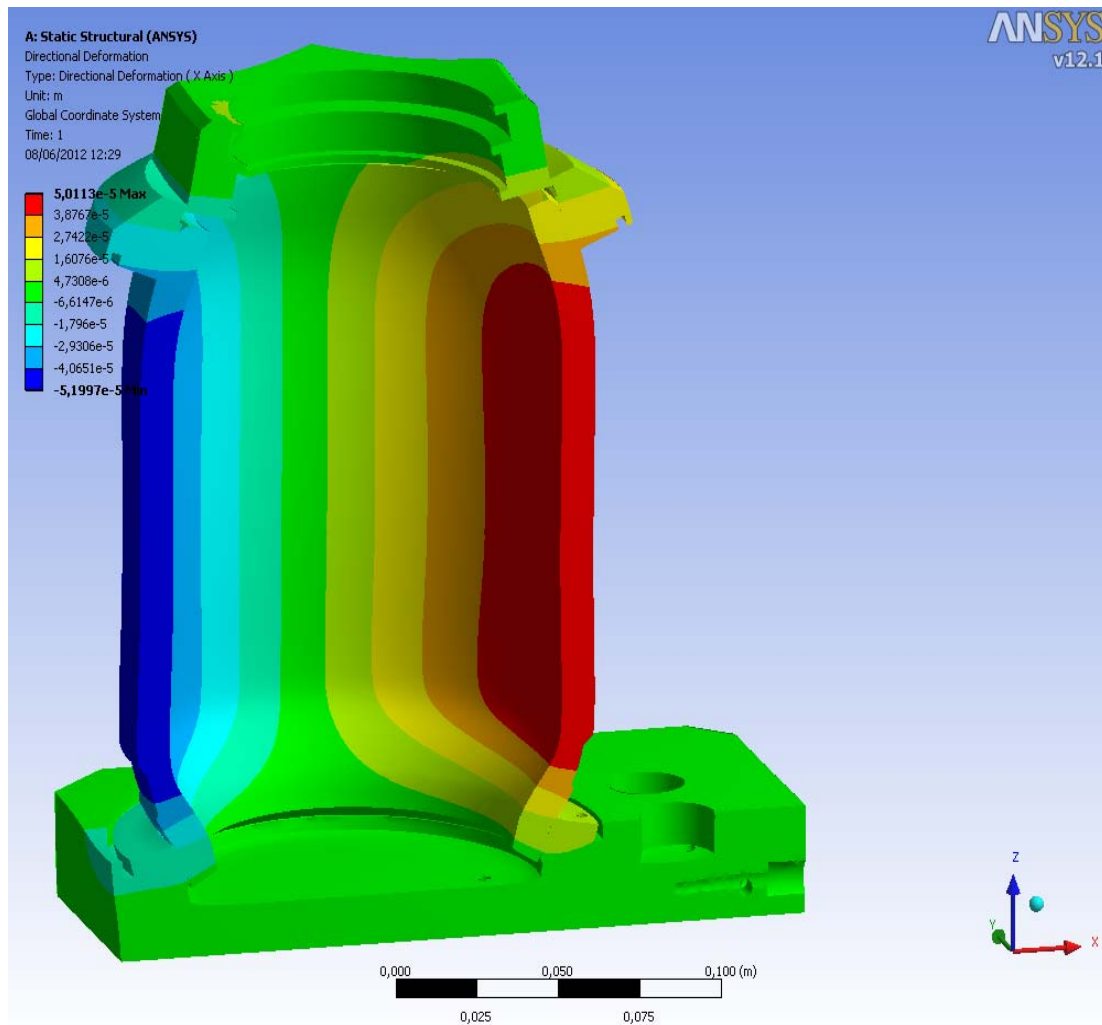


FIGURA 3,15 Vista de la Deformación Direccional

Los mayores valores de las deformaciones como se expone en la figura se presentan en la camisa del cilindro y es válido destacar que se encuentra en el orden de las centésimas de milímetro.

Al modelo también se le practica un estudio o análisis de optimización con el objetivo de reducir el peso total del modelo arrojando un valor sobrante de 2,128 kg lo que da un porciento de 14,39 % de material

TABLA 3.7: Resultados de la Optimización

Object Name	Shape Finder
State	Solved
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Target Reduction	20, %
Results	
Original Mass	14,79 kg
Marginal Mass	7,1105e-002 kg
Optimized Mass	12,662 kg

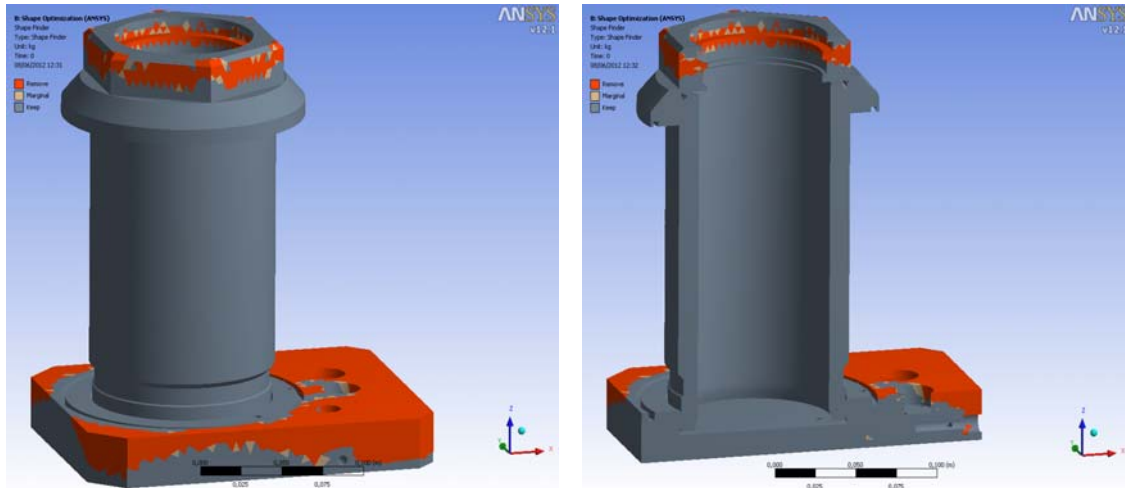


FIGURA 3,16 Resultados de la Optimización

Material Data (*Structural Steel*)

TABLE 3.8: Coeficientes del Acero de Estructura

Density	7850 kg m ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 3.9: Tensión de Fluencia

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 3.10: Tension de Rupture

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 3.11: Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

Para el trabajo de optimización una de las partes en las que más se puede incidir es en la base, de ahí la necesidad de aislar la base del modelo. En la figura que sigue a continuación se muestra la base sometida a las mismas condiciones de carga que se ha expuesto anteriormente.

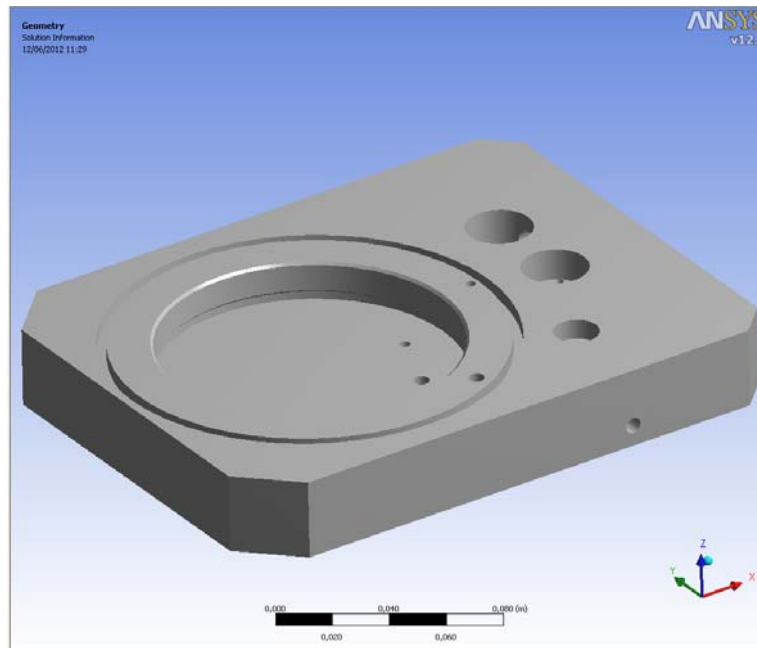


FIGURA 3,17 Vista de base aislada

Para la base aislada y sometida a las mismas condiciones de trabajo detalladas en el ejemplo anterior se tiene

TABLE 3.12: Results

Object Name	Equivalent Stress	Máximum Principal Stress	Middle Principal Stress	Mínimum Principal Stress	Máximum Shear Stress
State	Solved				
Results					
Mínimum	19328 Pa	-3,534e+007 Pa	- 5,7877e+007 Pa	-8,97e+007 Pa	10825 Pa

Máximo	2,5474e+008 Pa	2,3344e+008 Pa	4,8435e+007 Pa	6,5795e+006 Pa	1,3075e+008 Pa
--------	-------------------	-------------------	-------------------	-------------------	-------------------

La solución que sigue a continuación pertenece al campo de las tensiones equivalentes donde se puede apreciar que las tensiones máximas surgen en el interior de la base.

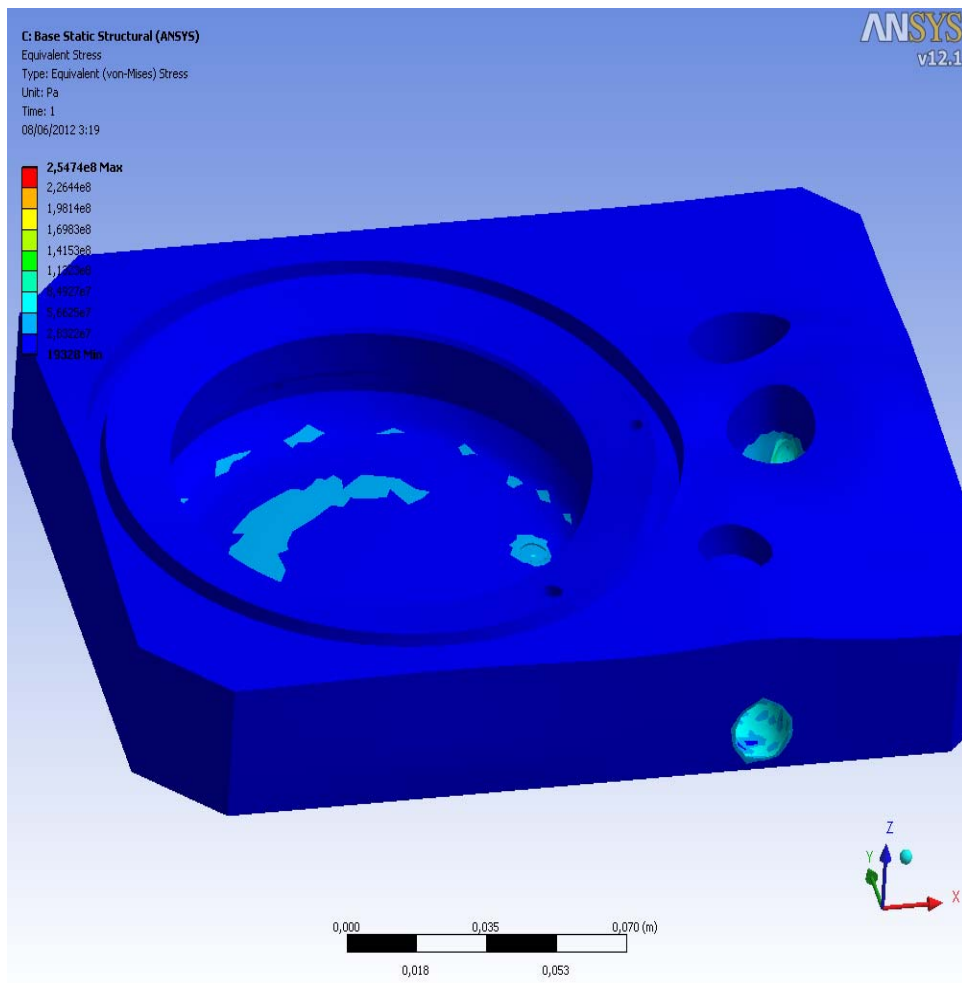


FIGURA 3,18 Vista de las Tensiones Equivalentes

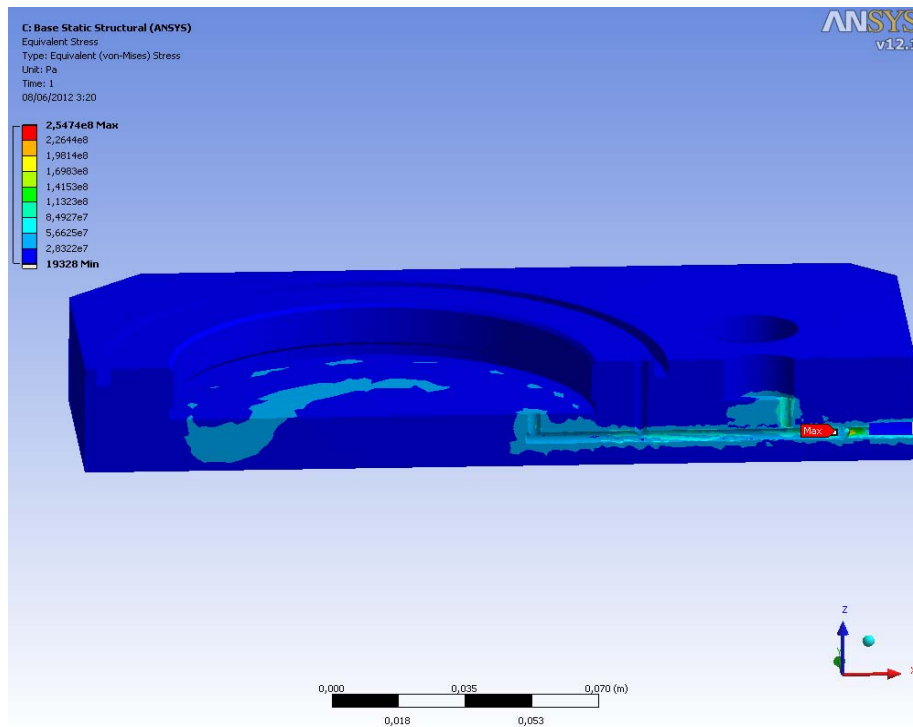


FIGURA 3,19 Vista de las Tensiones Equivalentes en el Interior de la Base

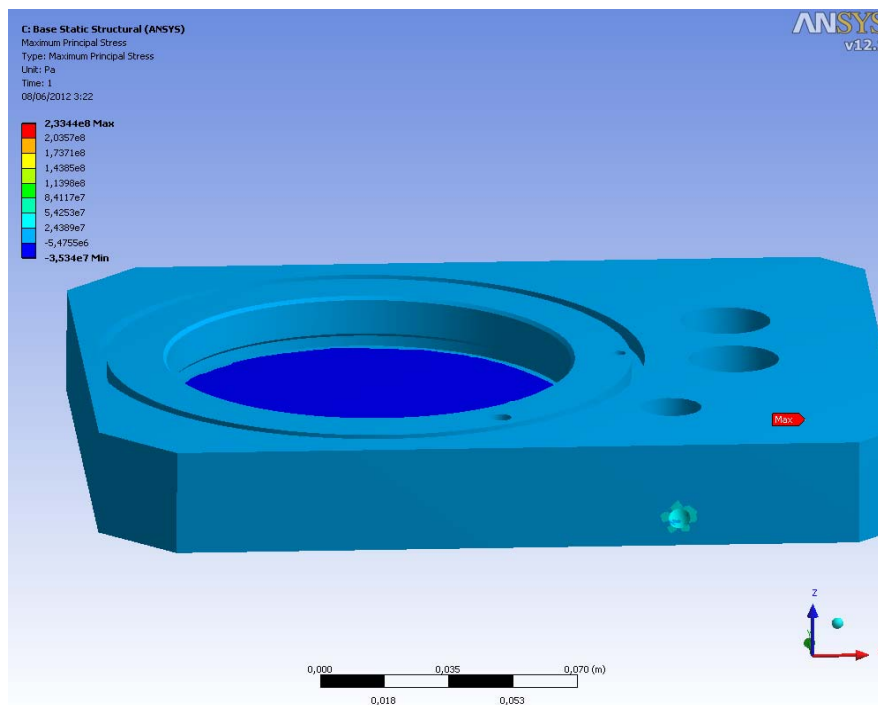


FIGURA 3,20 Vista de las Tensiones Máximas Principales.

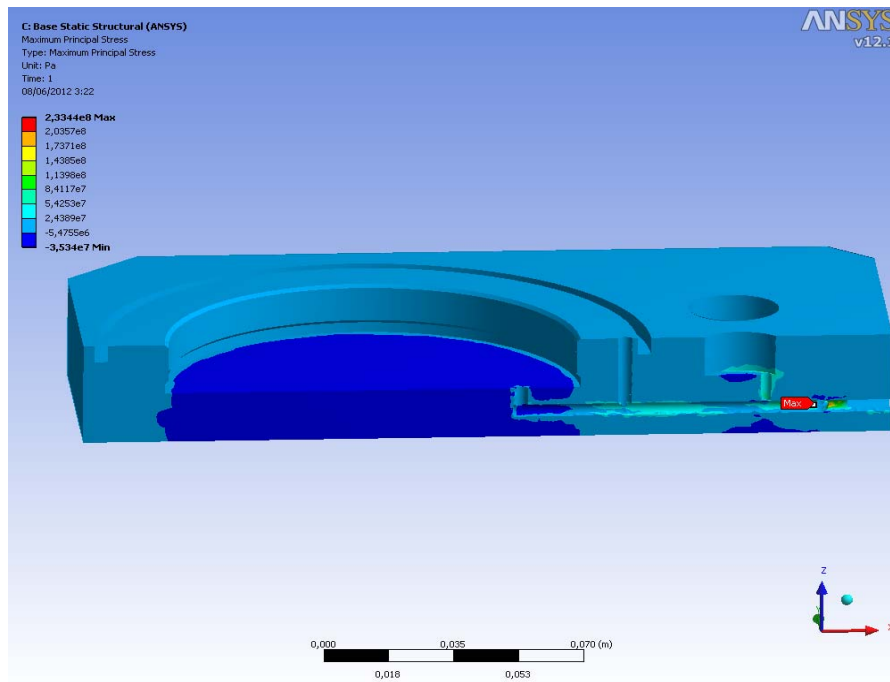


FIGURA 3,21 Vista de las Tensiones Máximas Principales en el Interior.

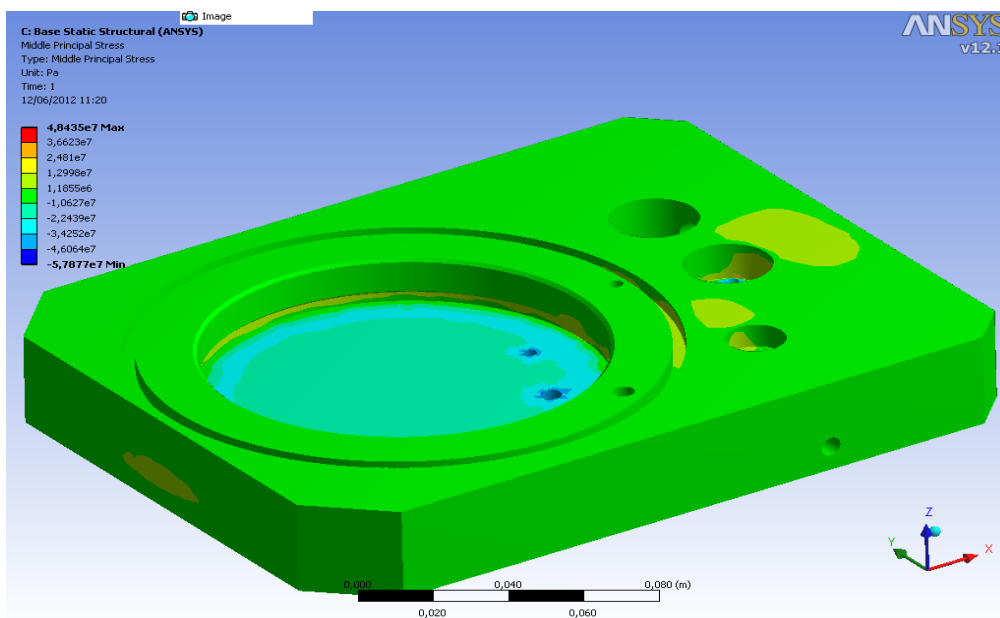


FIGURA 3,21 Vista de las Tensiones Medias Principales

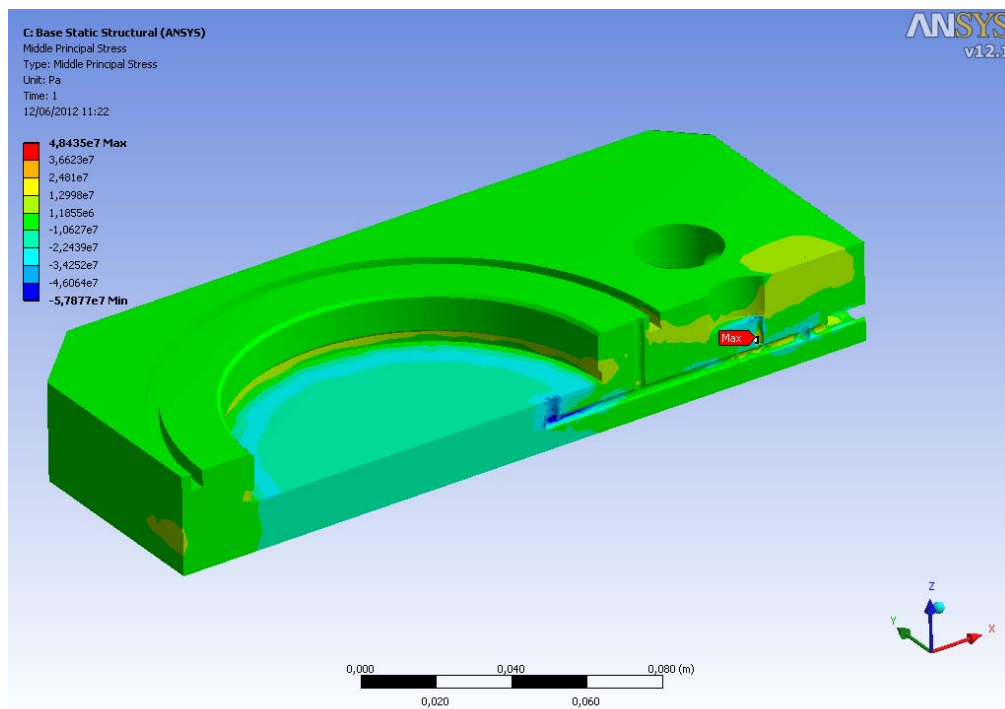


FIGURA 3,22 Vista de las Tensiones Medias Principales en el Interior

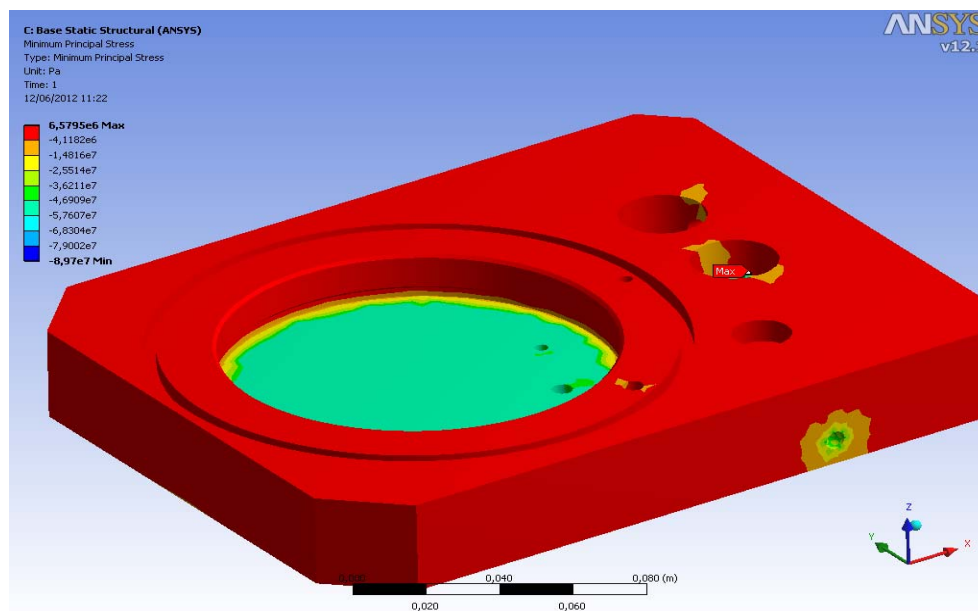


FIGURA 3,23 Vista de las Tensiones Mínimas Principales

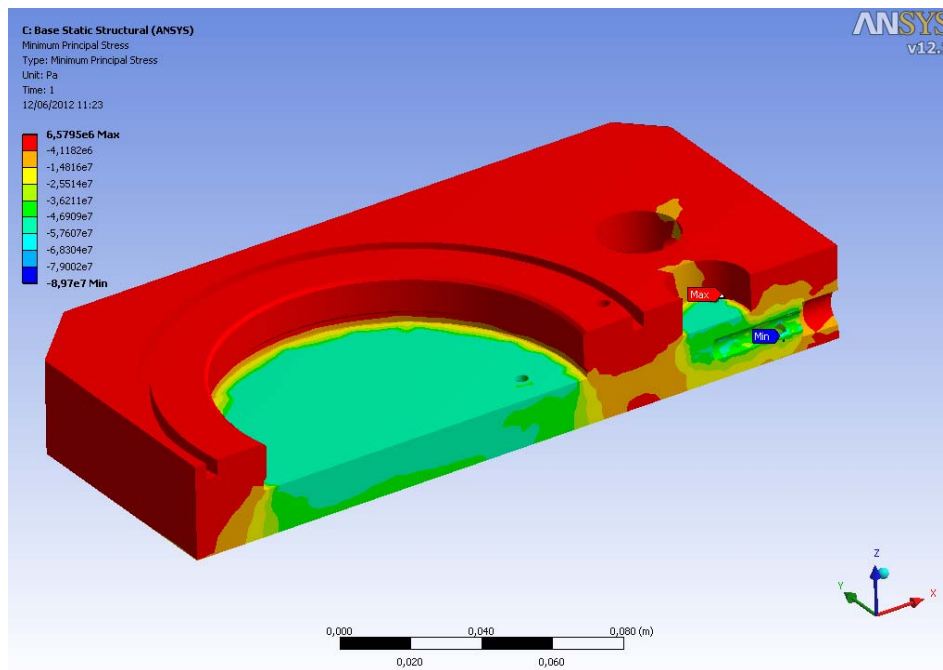


FIGURA 3,24 Vista de las Tensiones Mínimas Principales en el Interior

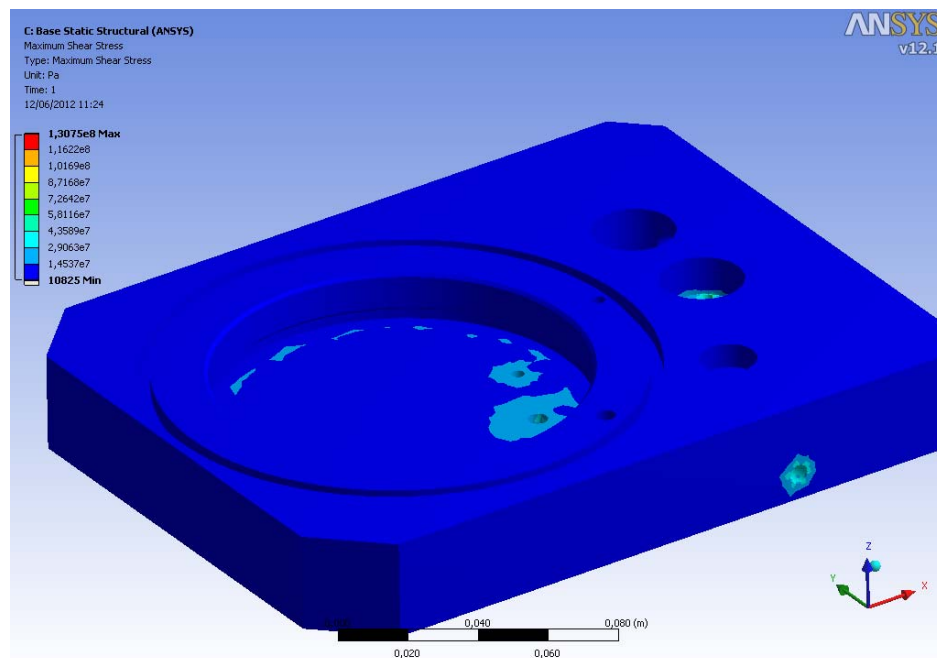


FIGURA 3,25 Vista de las Tensiones Máximas de Cortante

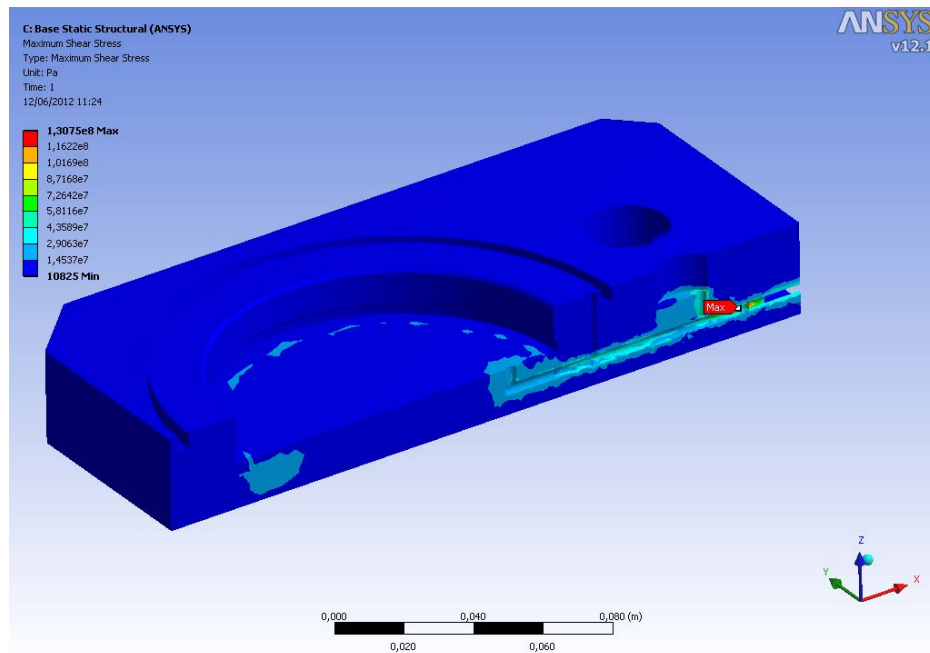


FIGURA 3,26 Vista de las Tensiones Máximas de Cortante en el Interior

Como se puede apreciar en las figuras de tensiones que se han mostrado anteriormente en la mayoría de los casos el pico de tensiones no sobrepasan de $2.5e+008$ (Pa) que es el límite de fluencia del material de y las veces en que esto no sucede de esta forma es debido a los concentradores de tensiones que aparecen en los conductos interiores de la base. Este fenómeno se encuentra bien localizado y es puntual, por lo demás hay que decir que la base resiste bien las condiciones de trabajo de diseño.

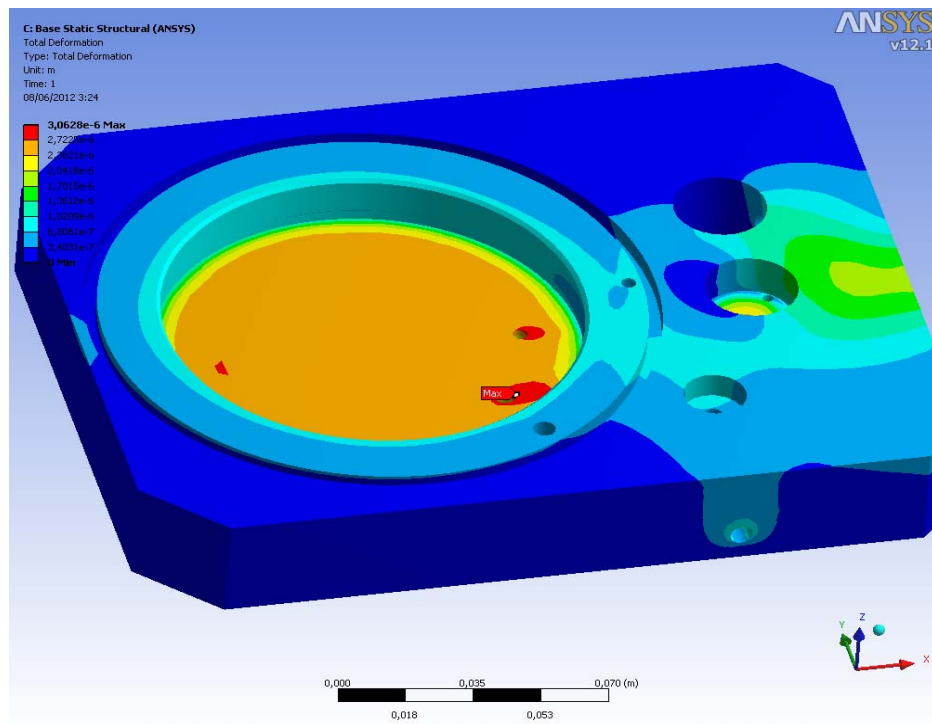


FIGURA 3,27 Vista de los Desplazamientos en la Base

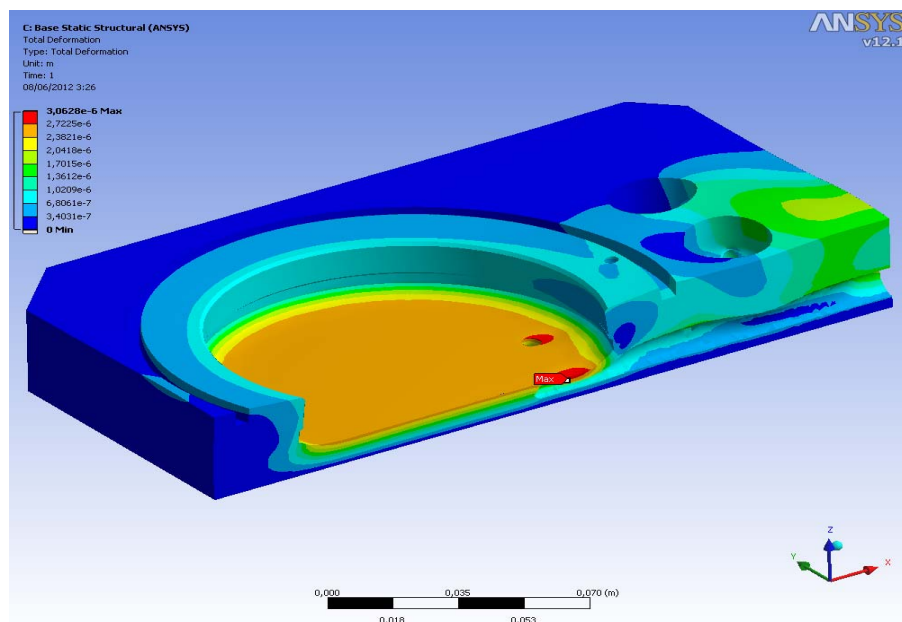


FIGURA 3,28 Vista de los Desplazamientos Interiores de la Base

Como se puede ver las deformaciones mayores ocurren donde se apoya la camisa y la base específicamente en los agujeros. Esto es debido al aumento de la fuerza cuando se reduce el área para una misma presión, es válido destacar que se encuentra en el orden de las milésimas de milímetro.

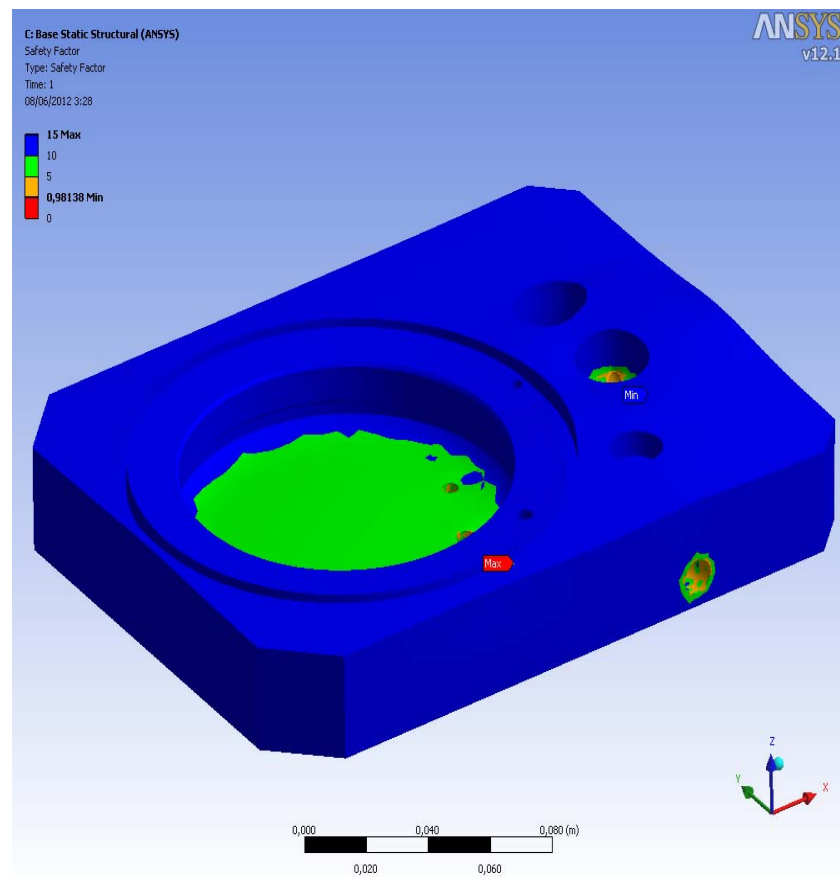


FIGURA 3,29 Factor de Seguridad de la Base.

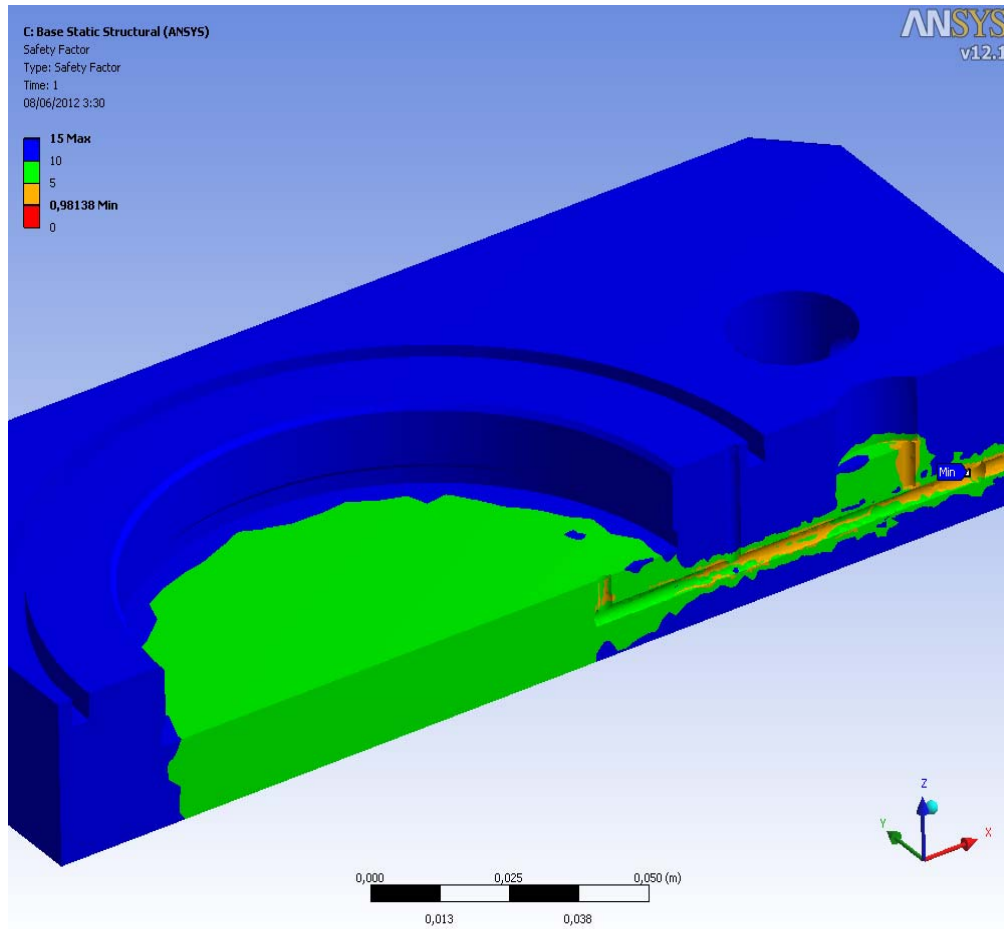


FIGURA 3,30 Factor de Seguridad de la Base en su Interior

Al igual que al modelo expuesto anteriormente a la base aislada también se le practica un estudio o análisis de optimización con el objetivo de profundizar más en la reducción del peso lo cual arrojando un valor sobrante de material de 1,18 kg lo que da un porciento de 16,67 % de material.

TABLE 3.13: Resultado de la Optimización

Object Name	Shape Finder
State	Solved
Scope	

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Target Reduction	20, %
Results	
Original Mass	7,0756 kg
Marginal Mass	3,1274e-002 kg
Optimized Mass	6,0001 kg

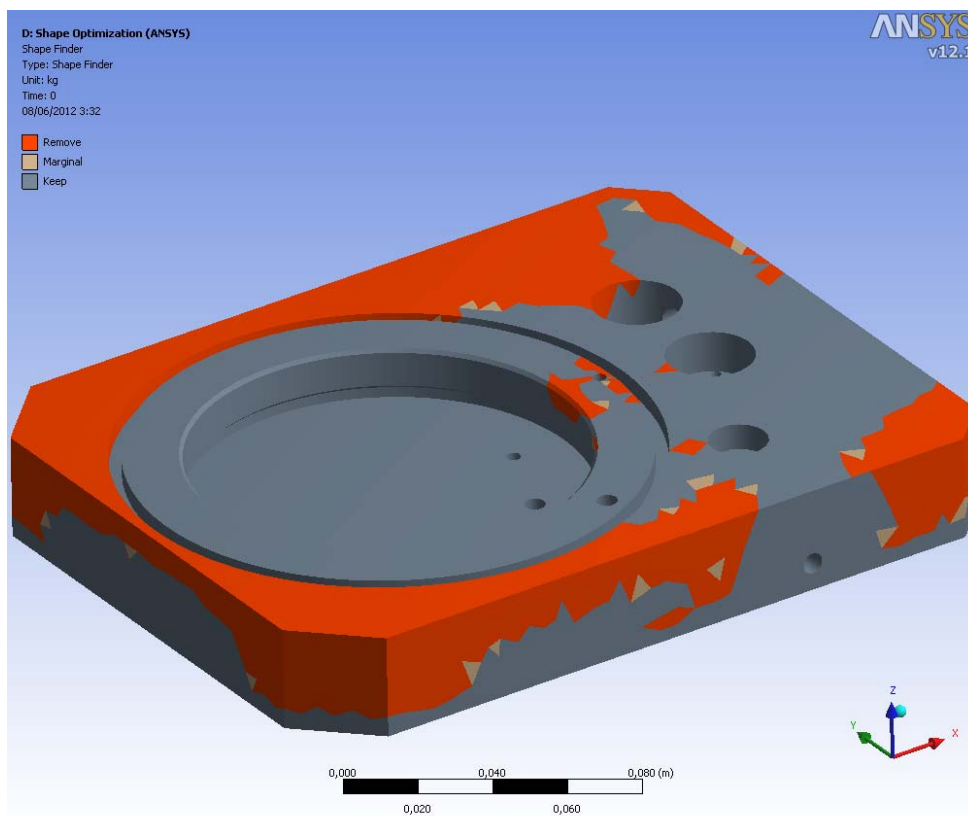


FIGURA 3,31 Resultado de la Optimización

Luego de haber analizado los valores de resultados obtenidos para la base especialmente en el análisis de optimización es necesario incidir en el diseño original; mejorar el parámetro de la masa lo que nos lleva a plantearnos un grupo de variantes de diseño los cuales nos permitirán reducir la masa y sin poner en riesgo la funcionalidad del equipo las variantes a las que se llega se dan a continuación al igual que las propiedades físicas de la misma.

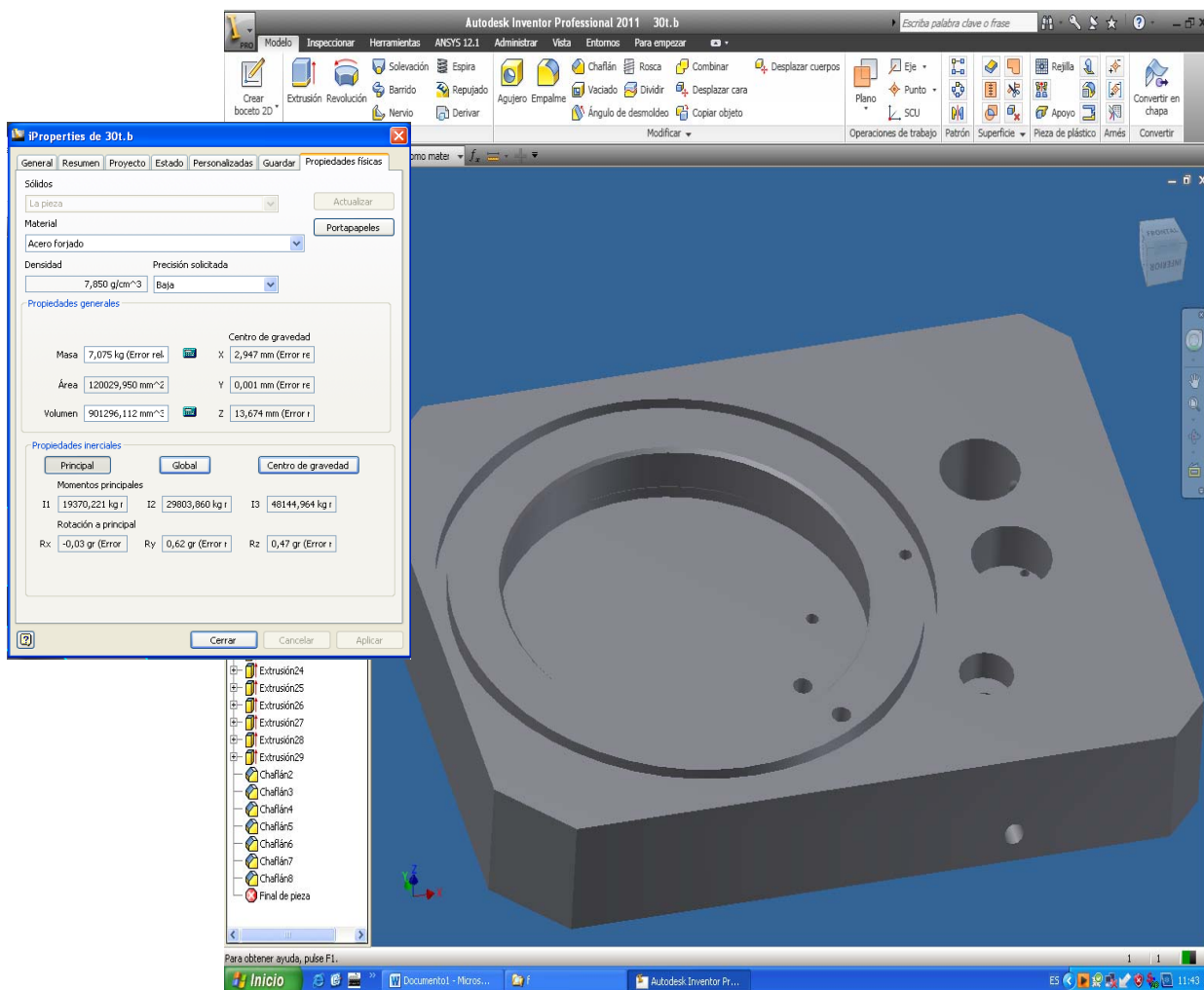


FIGURA 3,32 Modelo de la Base Original

Propuestas de Bases para la reducción de la masa .Es válido destacar que las modificaciones fueron realizadas sobre el diseño original y respetando el diseño anterior. También es importante aclarar que los diseños realizados son para obtenerse mediante fundición, esencialmente debido a su complejidad lo cual resultaría poco viable la realización por otros métodos.

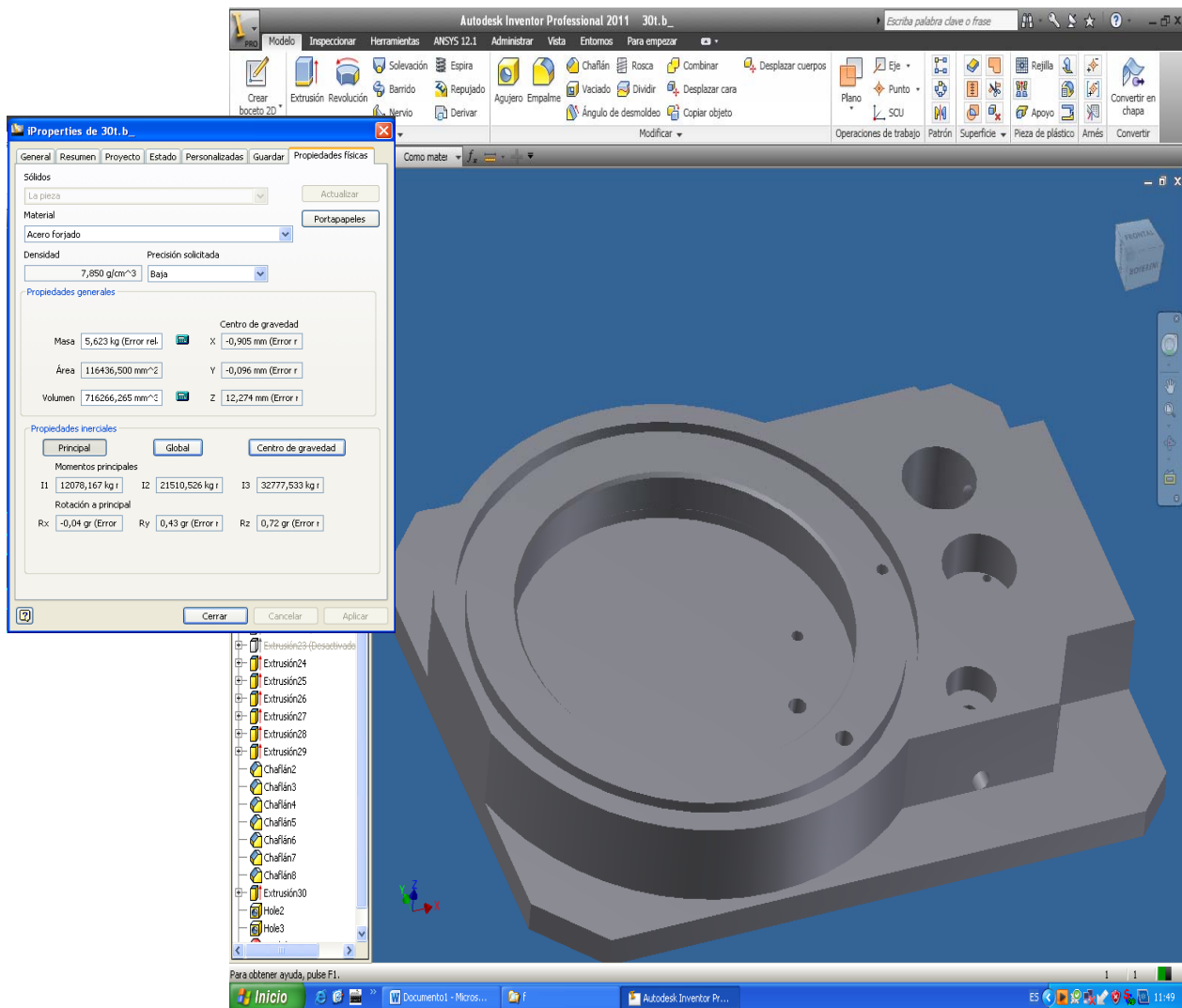


FIGURA 3,33 Modelo de la Base Modificada A

Capítulo 3: Racionalización del Diseño de los Gatos Hidráulicos.

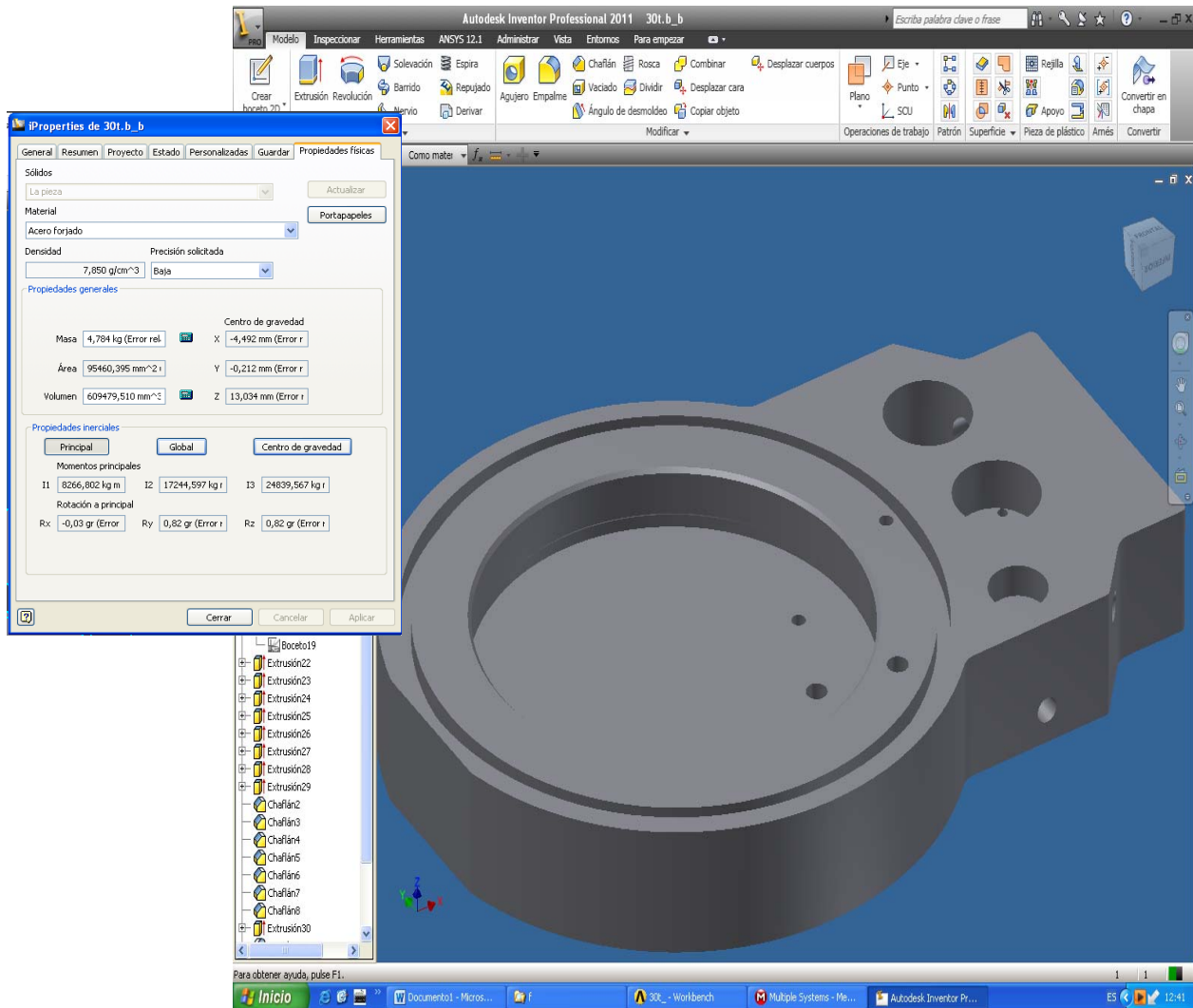


FIGURA 3,34 Modelo de la Base Modificada B

Capítulo 3: Racionalización del Diseño de los Gatos Hidráulicos.

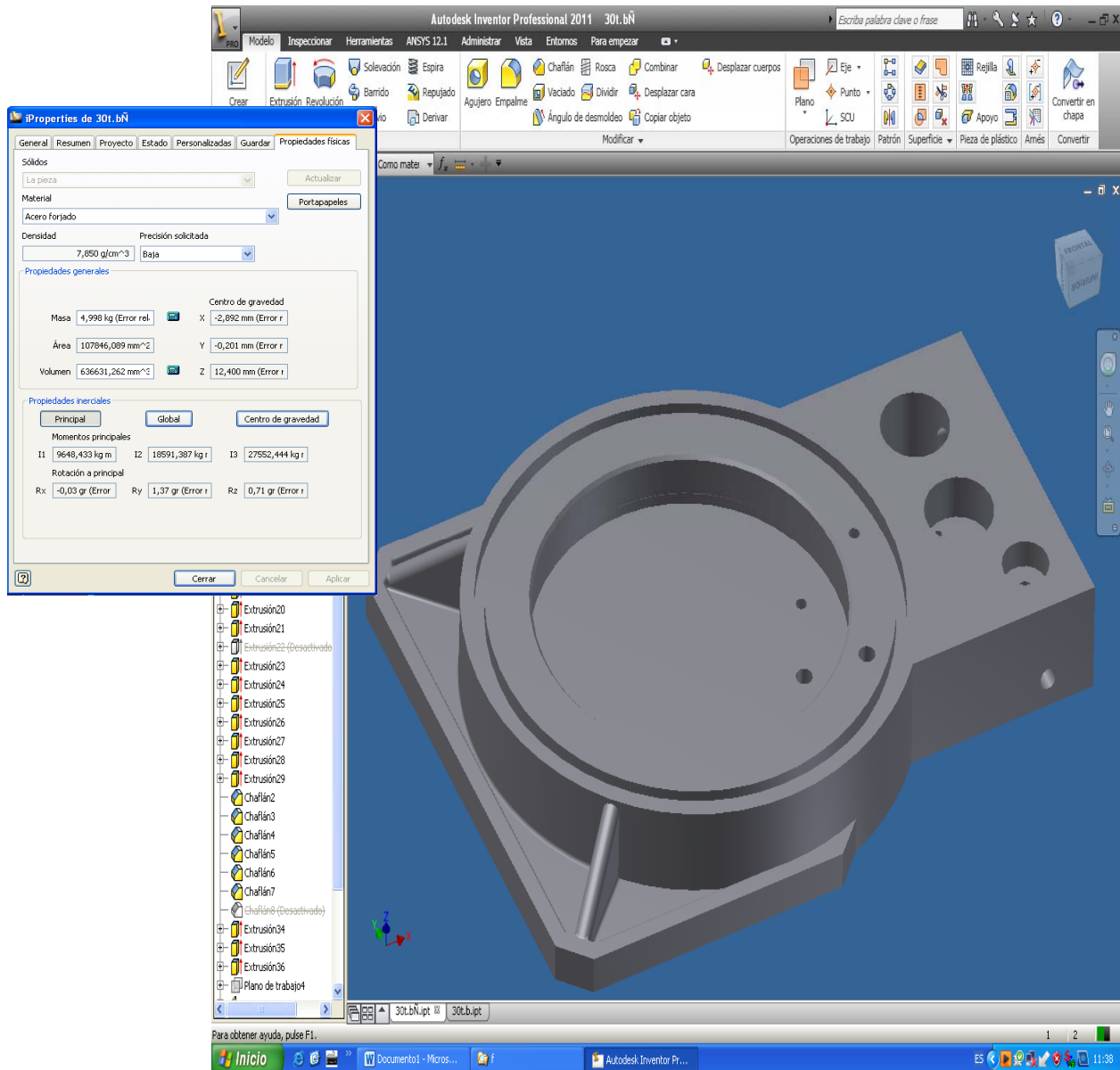


FIGURA 3,35 Modelo de la Base Modificada C

Como se puede apreciar la reducción de la masa que se produce en todos los casos oscila entre 1.5 a 2Kg los cuales son valores considerables y que se deben tomar en cuenta

3.5 Costos económicos.

Fichas de costo en la actualidad de los tres modelos gatos hidráulicos que se producen en la fábrica OLEOHIDRÁULICA de la provincia de Cienfuegos.

PRODUCTO O SERVICIO: Gato Botella 7 ton						
CODIGO: 560.9.03.672		U/M: U	PROD. PERIODO ANT:			
CONCEPTOS DE GASTOS	FILA	TOTAL UNITARIO	DE ELLO EN CUC			
1	2	3	4			
Materias Primas y Materiales (GMD)	1.0	88,97	66,57			
Materias Primas y Materiales fundamentales	1.1	82,88	65,13			
Combustibles y Lubricantes	1.2	1,45	1,14			
Energía Eléctrica	1.3	4,34	0,00			
Agua	1.4	0,30	0,30			
Sub total (Gastos de Elaboración)	2.0	22,55	0,14			
Otros Gastos Directos	3.0	1,51	0,03			
Depreciación	3.1	1,51	0,0000			
Arrendamiento de Equipos	3.2	0,00	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Directos)	3.3	0,00	0,0286			
Otros	3.4	0,00	0,00			
Gastos de Fuerza de Trabajo	4.0	8,62	0,11			
Salarios	4.1	5,75				
Vacaciones	4.2	0,52				
Impuesto Utilización Fuerza de Trabajo	4.3	1,57				
Contribución a la Seguridad Social	4.4	0,78				
Estimulación	4.5	0,00	0,11			
Gastos Indirectos de Producción	5.0	4,94	0,00			
Depreciación	5.1	0,39	0,00			
Mantenimiento y Reparación	5.2	0,00	0,00			
Gastos Generales de Administración	6.0	6,55	0,00			
Combustibles y Lubricantes	6.1	0,09	0,00			
Energía Eléctrica	6.2	0,04	0,00			
Depreciación	6.3	0,18	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)	6.4	0,00	0,00			
Alimentos	6.5	0,00	0,00			
Otros	6.6	0,00	0,00			
Gastos de Distribución y Venta	7.0	0,92	0,00			
Combustibles y Lubricantes	7.1	0,00	0,00			
Energía Eléctrica	7.2	0,00	0,00			
Depreciación	7.3	0,03	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)	7.4	0,00	0,00			
Otros	7.5	0,00	0,00			
Gastos Bancarios	8.0	0,00	0,00			
Gastos Totales o Costo de Producción	9.0	111,52	66,71			
Margen de Utilidad s/ Base Autorizada	10.0	2,26	0,00			
PRECIO	11.0	113,78	0,00			PRECIO
(% s/ el gasto en Divisas)	12.0	0,00	0,00			CUC
COMPONENTE PESOS CONVERTIBLES	13.0	0,00	66,71			66,71
Aprobado por:	Firma:	Cargo:		FECHA		MN
LIXANDRE HERNANDEZ		DIRECTOR GENERAL				47,07
YIEBA						TOTAL
Confeccionado por:	Firma:	Cargo:		D	M	A
						113,78

Capítulo 3: Racionalización del Diseño de los Gatos Hidráulicos.

PRODUCTO O SERVICIO: Gato Botella 12ton						
CODIGO: 560.9.03		U/M: U	PROD. PERIODO ANT:			
CONCEPTOS DE GASTOS		FILA	TOTAL UNITARIO	DE ELLO EN CUC		
1		2	3	4		
Materias Primas y Materiales (GMD)		1.0	105,55	78,04		
Materias Primas y Materiales fundamentales		1.1	98,62	76,39		
Combustibles y Lubricantes		1.2	1,73	1,35		
Energía Eléctrica		1.3	4,89	0,00		
Agua		1.4	0,30	0,30		
Sub total (Gastos de Elaboración)		2.0	65,14	4,47		
Otros Gastos Directos		3.0	5,36	0,11		
Depreciación		3.1	5,36	0,0000		
Arrendamiento de Equipos		3.2	0,00	0,00		
Ropa y Calzado (Trabajadores Directos)		3.3	0,00	0,1120		
Otros		3.4	0,00	0,00		
Gastos de Fuerza de Trabajo		4.0	24,50	4,36		
Salarios		4.1	16,33			
Vacaciones		4.2	1,48			
Impuesto Utilización Fuerza de Trabajo		4.3	4,45			
Contribución a la Seguridad Social		4.4	2,23			
Estimulación		4.5	0,00	4,36		
Gastos Indirectos de Producción		5.0	14,05	0,00		
Depreciación		5.1	1,12	0,00		
Mantenimiento y Reparación		5.2	0,00	0,00		
Gastos Generales de Administración		6.0	18,62	0,00		
Combustibles y Lubricantes		6.1	0,27	0,00		
Energía Eléctrica		6.2	0,12	0,00		
Depreciación		6.3	0,51	0,00		
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)		6.4	0,00	0,00		
Alimentos		6.5	0,00	0,00		
Otros		6.6	0,00	0,00		
Gastos de Distribución y Venta		7.0	2,61	0,00		
Combustibles y Lubricantes		7.1	0,00	0,00		
Energía Eléctrica		7.2	0,01	0,00		
Depreciación		7.3	0,09	0,00		
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)		7.4	0,00	0,00		
Otros		7.5	0,00	0,00		
Gastos Bancarios		8.0	0,00	0,00		
Gastos Totales o Costo de Producción		9.0	170,69	82,51		
Margen de Utilidad s/ Base Autorizada		10.0	6,51	0,00		
PRECIO		11.0	177,20	0,00		
(% s/ el gasto en Divisas)		12.0	0,00	0,00		
COMPONENTE PESOS CONVERTIBLES		13.0	0,00	82,51		
Aprobado por:		Firma:	Cargo:		FECHA	
LIXANDRE HERNANDEZ YIEBA			DIRECTOR GENERAL			
Confeccionado por:		Firma:	Cargo:		D	M
					A	

Capítulo 3: Racionalización del Diseño de los Gatos Hidráulicos.

PRODUCTO O SERVICIO: Gato Botella 12ton						
CODIGO: 560.9.03		U/M: U	PROD. PERIODO ANT:			
CONCEPTOS DE GASTOS	FILA	TOTAL UNITARIO	DE ELLO EN CUC			
1	2	3	4			
Materias Primas y Materiales (GMD)	1.0	105,55	78,04			
Materias Primas y Materiales fundamentales	1.1	98,62	76,39			
Combustibles y Lubricantes	1.2	1,73	1,35			
Energía Eléctrica	1.3	4,89	0,00			
Agua	1.4	0,30	0,30			
Sub total (Gastos de Elaboración)	2.0	65,14	4,47			
Otros Gastos Directos	3.0	5,36	0,11			
Depreciación	3.1	5,36	0,0000			
Arrendamiento de Equipos	3.2	0,00	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Directos)	3.3	0,00	0,1120			
Otros	3.4	0,00	0,00			
Gastos de Fuerza de Trabajo	4.0	24,50	4,36			
Salarios	4.1	16,33				
Vacaciones	4.2	1,48				
Impuesto Utilización Fuerza de Trabajo	4.3	4,45				
Contribución a la Seguridad Social	4.4	2,23				
Estimulación	4.5	0,00	4,36			
Gastos Indirectos de Producción	5.0	14,05	0,00			
Depreciación	5.1	1,12	0,00			
Mantenimiento y Reparación	5.2	0,00	0,00			
Gastos Generales de Administración	6.0	18,62	0,00			
Combustibles y Lubricantes	6.1	0,27	0,00			
Energía Eléctrica	6.2	0,12	0,00			
Depreciación	6.3	0,51	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)	6.4	0,00	0,00			
Alimentos	6.5	0,00	0,00			
Otros	6.6	0,00	0,00			
Gastos de Distribución y Venta	7.0	2,61	0,00			
Combustibles y Lubricantes	7.1	0,00	0,00			
Energía Eléctrica	7.2	0,01	0,00			
Depreciación	7.3	0,09	0,00			
Ropa y Calzado (Trabajadores Indirectos)	7.4	0,00	0,00			
Otros	7.5	0,00	0,00			
Gastos Bancarios	8.0	0,00	0,00			
Gastos Totales o Costo de Producción	9.0	170,69	82,51			
Margen de Utilidad s/ Base Autorizada	10.0	6,51	0,00			
PRECIO	11.0	177,20	0,00			PRECIO
(% s/ el gasto en Divisas)	12.0	0,00	0,00			CUC
COMPONENTE PESOS CONVERTIBLES	13.0	0,00	82,51			82,51
Aprobado por:	Firma:	Cargo:			MN	
LIXANDRE HERNANDEZ		DIRECTOR GENERAL			94,69	
YIEBA					TOTAL	
Confeccionado por:	Firma:	Cargo:	D	M	A	177,20

Debemos señalar que si la fábrica utilizara otro tipo de producción de los elementos propuestos en el nuevo diseño, por ejemplo el estampado, o el método de fundición tendrían una reducción de costo del 28 % respecto a materias primas y materiales. Además de una reducción del 20 % a lo concerniente a gastos de elaboración, lo que equivaldría un porcentaje de reducción de inversión en un 55% la producción de los gatos hidráulicos.

Tabla 3.14: Comparación de peso de los gatos hidráulicos.

	Peso actual.	Racionalización.	Estándar mundial.
7 toneladas	12 kg	8,75 kg	8 kg
12 toneladas	15 kg	11,75 kg	11 kg
30 toneladas	17,5 kg	13,75 kg	13 kg

El valor obtenido del estudio realizado para el nuevo diseño fue de 2,128 kg lo que da un 14,39% de material sobrante, si a esto se le suma 1,122 kg de reducción de peso por los cálculos realizados para racionalizar la parte del cilindro, nos proporciona una reducción total de peso con valor de 3,250 kg.

3.6 Conclusiones parciales del capítulo.

Analizando el resultado obtenido, se puede llegar a las siguientes conclusiones parciales que consisten en:

- 1- La metodología de cálculo propuesta para la optimización de los elementos que componen el cilindro hidráulico de los gatos resultó ser la ideal y ello lo demuestran los resultados obtenidos. Disminuyendo considerablemente el diámetro exterior de la tapa del cilindro y el área del mismo.
- 2- Los diseños propuestos de la base, la camisa del cilindro y la rosca cumplen con las siguientes condiciones:
 - Se logró disminuir el peso de estos elementos.
 - Cumplen con las condiciones óptimas de resistencia.
 - Su diseño se realizó con la finalidad de que la producción de los mismos se realizaran fundidas o estampadas.
 - Por último mejora la presencia de las mismas.
- 3- De manera general se puede afirmar que se disminuyó considerablemente el peso de los gatos hidráulicos que se están fabricando.
- 4- Revisando las fichas de costo de la fábrica se puede llegar a la conclusión: no es rentable la producción de gatos hidráulicos debido al elevado gasto que están teniendo en la realización de los mismos.
- 5- Por último mencionar que tuvimos un acercamiento a los estándares internacionales en cuanto a estética, peso y reducción del costo de producción.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Como resultado de las investigaciones teóricas y prácticas realizadas en el presente trabajo se pueden establecer las siguientes conclusiones generales:

- 1- Se empleó el modelo matemático existente para la optimización del diseño del cuerpo de los cilindros oleohidráulicos que permiten reducir el peso en los elementos que componen el cilindro hidráulico que poseen los gatos del tipo hidráulico y que son:
 - El valor mínimo del diámetro exterior requerido por un cilindro hidráulico para entregar una fuerza determinada con una tensión admisible del material establecida, se obtiene para un valor de la presión igual a la cuarta parte de la tensión admisible del material.
 - El área de la sección transversal requerida y por ende el peso del cilindro depende de la presión de trabajo.
- 2- Se realizó un nuevo diseño de la base, camisa del cilindro y la rosca para los gatos hidráulicos a los cuales se le está realizando este estudio, utilizando la herramienta de elementos finitos que tenemos a nuestra disposición, la cual no fue considerada, ni empleada por los ingenieros a cargo de este proyecto.
- 3- Se redujo considerablemente hasta un 46,5% el peso de los gatos hidráulicos que se están analizando, debido a los cálculos y diseños anteriormente mencionados.
- 4- Se reduciría el costo económico hasta un 48% si la fábrica pusiera a consideración usar como alternativa de fabricación, el forjado o estampado de algunos elementos que componen el gato hidráulico, por ejemplo: la base, la tapa, el pivote, y otros elementos que se seleccionen, debido a que en estos momentos todos los elementos que componen el gato hidráulico se están realizando de forma maquinada.
- 5- Se logró realizar con los métodos utilizados, una aproximación a los estándares internacionales requeridos en la actualidad, para poder sustituir las importaciones y lograr ser la referencia de este producto en el mercado nacional.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

Después de analizar los resultados obtenidos debido al estudio que se le ha realizado, a la producción de gatos hidráulicos en la fábrica de elementos hidráulicos "José Gregorio Martínez" de la provincia de Cienfuegos, se deben realizar al menos cinco recomendaciones:

- 1- Incluir o al menos tener en consideración la metodología de cálculo que se propone, para la optimización de los elementos que componen el cilindro hidráulico que poseen los gatos del tipo hidráulico.
- 2- Incluir en las producciones futuras los diseños propuestos de la base, la camisa del cilindro y la rosca, las cuales cumplen con el peso requerido y la resistencia óptima a la fuerza y presión máxima a que está sometido el gato hidráulico durante la realización de su trabajo.
- 3- Utilizar alternativas de producción como son: el estampado o el forjado, en los elementos que componen el gato hidráulico que lo requieran, así reducir costos de producción hasta un 48%.
- 4- Utilizar como alternativa la compra en el mercado nacional de la materia prima necesaria y con ello reducir las fichas de costo hasta un 30%.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referencias Bibliográficas

- Atlas de diseño. 1980 .Uniones roscadas hoja №28
- Cabello Eras J.J. 1995 Metodología para el diseño de cilindros oleohidráulicos en construcción de maquinarias No. 1.
- Cabello Eras, JJ. 2004 Metodología para la optimización de cilindros oleo hidráulicos. Construcción de maquinarias No. 1.
- Cernuschi, D.J. 2012 Elementos finitos, consideraciones sobre el uso de los elementos finitos. [http:// www.ing.unlp.edu.ar/estruc 3b/mefa.pdf](http://www.ing.unlp.edu.ar/estruc3b/mefa.pdf).
- Dobrovolski.V. 1980.Elementos de máquina. Moscú. Editorial MIR.
- Elementos de máquinas, 1980 manual complementario Pág. 215. Tabla 6.4 y 6.5.
- Elementos para circuitos oleodinámicos. 1999. España. Catálogo industrial.
- Elementos para circuitos oleodinámicos. España. 1999. Catálogo industrial..
- Feodosiev, V.I. 1985 Resistencia de materiales. Moscú. Editorial MIR. 3ra edición.
- . Feodosiev, V.I. 2001.Resistencia de materiales. Moscú. Editorial MIR. 3ra edición. .
- Fernández L.G. 1995 Resistencia de los materiales, Habana, Editorial Pueblo y Educación,
- Gómez Rodríguez V. Goytisoló. Espinosa. R y Cabello Eras. J.J. 2002 Optimización de las dimensiones exteriores en el diseño de los cilindros oleohidráulicos. Memorias electrónicas. Evento nacional oleohidráulica y neumática 2001.
- General catalogue for fluid power elements. 2011.Parkev. Catálogo industrial.
- Gómez Rodríguez V. Goytisoló. Espinosa. R y Cabello Eras. J.J. 2002 Optimización multicriterial del cuerpo de los cilindros oleohidráulicos. Anuario científico de la universidad de Cienfuegos. Noviembre.
- Gómez Rodríguez Víctor 2004 Tesis en opción al grado de doctor en ciencias Metodología de cálculo para la comprobación de la estabilidad, el

- diseño del sistema de amortiguación y la optimización de las dimensiones radiales del cuerpo de los cilindros oleohidráulicos. 74-p.
- Páginas de obtención de imágenes de catálogos de gatos expuestos en México2012.
- http://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Gato_mecánico&oldid=55469925
- Pisarenko. J.J. Yakovlev. A.P.Matveev. V.K. 1989 Manual de resistencia de los materiales. Moscú. Editorial MIR. 693p.
- Krutz W. And Schueller J.2010. Machine design for mobile and industrial applications. 2nd edition SAE International.
- Shames. I.H. 1970 La mecánica de los fluidos. Ed. Del Castillo. Madrid.
- Shirley Joseph and Mistake Charles. 2001 Mechanical Engineering design. Mc Grew Hill. New York. USA.
- Stopin. P.A. 1995 Resistencia de los materiales. Moscú. Editorial MIR -371p.
- Sistema gráfico DIN 2098 AutoCAD 2006.
- Sullivan, James A. Power,2009. theory and applications. Prentice Hall inc. New Jersey. USA.

ANEXOS

ANEXOS.

Anexo 1: Metodología de cálculo y resultados de los muelles que se utilizan en los gatos hidráulicos que se están realizando en OLEOHIDRÁULICA de Cienfuegos.

Muelle para válvulas de succión.

Sección 1-1 y 2-2

$$P_{admosf} + h_1 \gamma = P_2$$

$$P_2 = 1.033 \text{ kg/cm}^2 + 14.5 \text{ cm} \times 880 \text{ kg/m}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cm}^3}$$

$$P_2 = 1.045 \text{ kg/cm}^2$$

Hallar la fuerza que actúa antes de la bola.

$$F = p \times A$$

$$d = 0.4 \text{ cm}$$

$$F = 1.045 \text{ kg/cm}^2 \times \pi \frac{(0.4 \text{ cm})^2}{4}$$

$$F = 0.131 \text{ kg} \rightarrow 1.28 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{0.5} = \frac{1.28 \text{ N}}{0.5}$$

$$F_2 = 2.57 \text{ N}$$

$$F_3 = (10 \div 15\%) F_2$$

$$F_3 = (10 \div 15\%) 2.57 \text{ N}$$

$$F_3 = 2.83 \text{ N}$$

$F_2 \rightarrow$ Carga máxima de trabajo

$F_3 \rightarrow$ Carga que comprime al muelle hasta que las espiras se tocan. (P lim)

Método según gráfico DIN 2098 Autocar. Para muelle de válvula de succión.

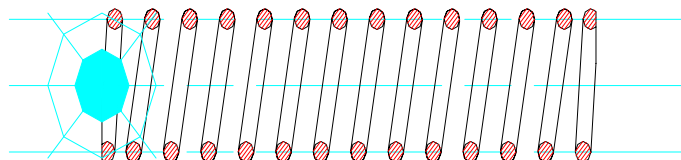
DIN 17223-D

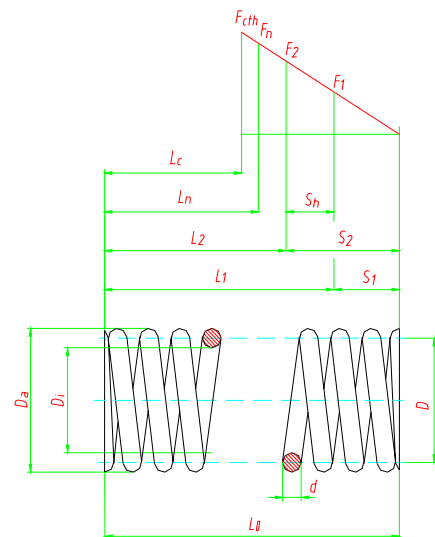
ID Number. G1840

$$d = 0.5 \text{ mm}$$

$$L_0 = 16 \text{ mm}$$

$$D_s = 3.2 \text{ mm}$$





				Date	Name
			Drawn	19/16/2011	
			Checked		
			Standard		
State	Changes	Date	Name	Particular	Page
					Pg

d	0.5	[mm]	F_1	1.28	$\pm$	[N]	S_n		[mm]
D	3.2	[mm]	L_1	15.18		[mm]	τ_{60}	102.7	[N/mm ²]
D_e	3.7	$\pm$	τ_1	101.9		[N/mm ²]	k	6.4	—
D_i	2.7	$\pm$	τ_{s1}			[N/mm ²]	N	$\approx 10EXP7$	—
L_e	16	$\pm$	F_2	2.57	$\pm$	[N]	F	≈ 124.0	[N/mm ²]
n	12.5	—	L_2	14.35		[mm]	f_e	85016.9	[Hz]
n_f	14.5	—	τ_2	204.6		[N/mm ²]	R_s	156	[N/mm]
L_e	7.25	[mm]	τ_{s2}			[N/mm ²]	t		[h]
F_{eth}	13.65	[N]	F_n	10		[N]	T	/	[C]
τ_c	889.8	[N/mm ²]	L_n	9.59		[mm]			
			τ_n	651.9		[N/mm ²]			
			τ_{sn}			[N/mm ²]			

Direction of Helix	Right ☒ Left ☐	Adapt of Spring	
Natural Frequency	Static ☐ Dynamic ☐ Interminable ☐ Dynamic ☐ Interminable ☐	Unvariable Requirement	Variable Parameters ☐
Material: DIN 17223 - D	G : 815.00 [N/mm ²] E : 206.000 [N/mm ²]	One Spring Force F1, the Associated Length L1 and Spring Rate Rs	L_0 , d , n_f
Surface Treatment	Drawn ☐ Rolled ☐ Machined ☐ with Cutting of Metal ☐ Shot-blasted ☒ Interminable ☐ Inside ☐ Outside ☐	Two Spring Forces F1/F2, the Associated Lengths L1/L2	L_0 , d , n_f
Wire Surface Modification		Spring Length without Preload and Spring Rate Rs	d , n_f
Forces of Preload		One Spring Force F1, the Associated Initial Tension	L_0
		One Spring Force F1, Length of Preloaded Spring or Spring Length without Preload L0	d , n_f or n_f , D_e , D_i

Other details about e.g. wire surface modification or tolerance

☐ Minimal/Maximal
☒ Mark when is correctly
☐ The listed parameters will be changed for achievement of unvariable requirement

Muelle para válvula limitadora de presión.

Seccion 1-1 y 2-2

$$\frac{F}{A} + h_1 \gamma = P_2$$

$$P_2 = \frac{12\,000\text{kg}}{\pi \frac{(6.3\text{cm})^2}{4}} + 14.5\cancel{\text{cm}} \times 880\text{kg} / \cancel{\text{m}}^3 \times \frac{1\cancel{\text{m}}^3}{10^6\text{cm}^{\cancel{3}/2}}$$

$$P_2 = 385\text{kg} / \text{cm}^2 + 0.012\text{kg} / \text{cm}^2$$

Seccion 3-3

$$h_2 \gamma + P_2 + \gamma \frac{v_2^2}{2g} = h_3 \gamma + P_3 + \gamma \frac{v_3^2}{2g}$$

$$h_2 \gamma + P_2 = P_3$$

$$P_3 = 15\cancel{\text{cm}} \times 880\text{kg} / \cancel{\text{m}}^3 \times \frac{1\cancel{\text{m}}^3}{10^6\text{cm}^{\cancel{3}/2}} + 385\text{kgf} / \text{cm}^2$$

$$P_3 = 385.01\text{kgf} / \text{cm}^2$$

$$F = p \times A$$

$$F_{1en\phi 3} = 385\text{kg} / \text{cm}^2 \times \pi \frac{d^2}{4}$$

$$F_{1en\phi 3} = 385\text{kg} / \cancel{\text{cm}}^2 \times \pi \frac{(0.2\cancel{\text{cm}})^2}{4}$$

$$F_{1en\phi 3} = 12\text{kg}. \rightarrow 118\text{N}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{0.5} = \frac{118\text{N}}{0.5}$$

$$F_2 = 236\text{N}$$

$$F_3 = (10 \div 15\%) F_2$$

$$F_3 = (10 \div 15\%) 236\text{N}$$

$$F_3 = 260\text{N}$$

$$0.1F_2 \leq F_1 \leq 0.5F_2$$

$$0.1(236\text{N}) \leq 118 \leq 0.5(236\text{N})$$

$$23.6\text{N} \leq 119 \leq 118\text{N}$$

$$F_1 = 118\text{N} \rightarrow 12\text{kgf}$$

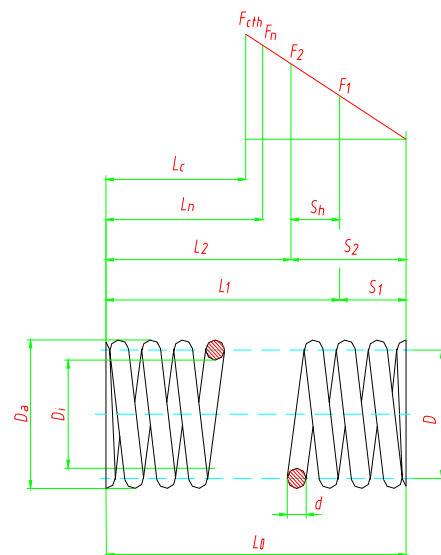
$$F_2 = 236\text{N} \rightarrow 24\text{kgf}$$

$$F_3 = 260\text{N} \rightarrow 26.5\text{kgf}$$

Para la valvula de seguridad,

G-3260

DIN 17223-C

[illegible]

d	2	[mm]	F_1	119	$\pm$	[N]	S_h		[mm]
D	10	[mm]	L_1	15.45		[mm]	τ_{sh}	490.2	[N/mm ²]
D_e	12	$\pm$	τ_f	490.2		[N/mm ²]	k	5	—
D_i	8	$\pm$	τ_{k1}			[N/mm ²]	N	$\geq 10 \text{ EXP7}$	—
L_f	18	$\pm$	F_2	238	$\pm$	[N]	F	≤ 990	[N/mm ²]
n	3.5	—	L_2	12.89		[mm]	f_e	124367.6	[Hz]
n_f	5.5	—	τ_2	980.4		[N/mm ²]	R_s	46.6	[N/mm]
L_e	11	[mm]	τ_{k2}			[N/mm ²]	t		[h]
F_{eth}	326.2	[N]	F_n	317.7		[N]	$T^{\dagger}$		/ [C]
τ_c	1038.3	[N/mm ²]	L_n	11.18		[mm]			
			τ_n	1011.3		[N/mm ²]			
			τ_{kn}			[N/mm ²]			

Direction of Helix	Right ☒ Left ☒	Adapt of Spring	
Natural Frequency	Static ☐	Unvariable Requirement	Variable Parameters
	Dynamic Interminable ☐ Dynamic Interminable ☐	One Spring Force F1, ☐ the Associated Length L1 and Spring Rate Rs	L0, d, n1
Material DIN 17223 - C	G: 81500 [N/mm ²] E: 206000 [N/mm ²]	☐ Two Spring Forces F1/F2, the Associated Lengths L1/L2	L0, d, n1
Surface Treatment	Drawn ☐	Spring Length without ☐ Preload and Spring Rate Rs	d, n1
	Rolled ☐ Machined ☐ with Cutting of Metal ☐ Shot-blasted ☒ (Interminable ☐ Inside ☐ Outside ☐	☐ One Spring Force F1, the Associated Initial Tension	L0
Wire Surface Modification		☐ One Spring Force F1, Length of Preloaded Spring ☐ Spring Length without Preload L1	d, n1 or n1, De, D1
Forces of Preload			
Other details about e.g. wire surface modification or tolerance			

☒ Minimal/Maximal
☐ Mark when is correctly
☒ The listed parameters will be changed for achievement of unvariable requirement

Método de cálculo según elementos de máquinas.

Bibliografía Dobrovolski Pág. 663.

Con el valor de $F_3 = 27kg$ entrar a la tabla A.7.2 “Manual complementario de elementos de máquinas”.

$$F_2 = 24kg$$

$$D_s = 16mm$$

$$d = 3mm$$

$$C = 0.049mm / kg$$

$$c = \frac{D_s}{d} = \frac{16mm}{3mm} = 5.33$$

$$k = \frac{4c-1}{4c-3} + \frac{0.615}{c}$$

$$k = \frac{4 \times 5.3 - 1}{4 \times 5.33 - 3} + \frac{0.615}{5.33}$$

$$k = \frac{20.32}{18.32} + 0.115 = 1.22$$

Para espira redonda la condición de resistencia.

$$\tau_{\max} = \frac{8F_3 \times D_s \times k}{\pi \times d^3} \leq [\tau]$$

$$[\tau] = 2950kgf / cm^2. \rightarrow Ac 50C2.$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \times 27kg \times 16mm \times 1.22}{\pi \times (3mm)^3} \leq [\tau]$$

$$[\tau] = 2400kgf / cm^2. \rightarrow Ac 70.$$

$$[\tau] = 6500kgf / cm^2. \rightarrow Ac 60\Gamma$$

$$\tau_{\max} = 50kg / mm^2 \leq [65kgf / mm^2] \rightarrow Ac60\Gamma$$

Elegir la longitud de trabajo.

$$Y = 20mm$$

Calcular número de espiras.

$$n = \frac{Y}{F_3 \times C} = \frac{20 \cancel{mm}}{27 \cancel{kg} \times 0.049 \cancel{mm} / \cancel{kg}}$$

$$n = 15espiras$$

Comprobar la longitud de montaje elegida.

$$Y \leq \frac{\pi \times \sigma_{tp} \times D_s^2 \times n}{G \times d \times k}$$

$$\sigma_{tp} = 0.28 \times R_m$$

$$R_m \rightarrow \text{tabla A.7.8}$$

$$\text{Clase I} \rightarrow \text{Ac 65}\Gamma$$

$$R_m = \frac{170 + 195}{2} = 182.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{tp} = 0.28 \times 182.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{tp} = 51 \text{ kg/mm}^2$$

$$Y \leq \frac{\pi \times \sigma_{tp} \times D_s^2 \times n}{G \times d \times k}$$

$$Y \leq \frac{\pi \times 51 \text{ kg/mm}^2 \times (16 \text{ mm})^2 \times 15}{8200 \text{ kg/mm}^2 \times 3 \text{ mm} \times 1.22}$$

$$Y \leq 20.5 \text{ mm}$$

Cálculo del número total de espiras.

Una espira en cada extremo, amolado $\frac{3}{4}$ de espesor de espiras del extremo amolado 1/4d.

Número de espiras de extremos $n_e = 2$

Número total de espiras z.

$$z = n + n_e = 15 + 2$$

$$z = 17 \text{ espiras.}$$

Separación mínima entre las espiras. Tabla A.7.4

$$v_{\min} = 0.1d = 0.1 \times 3 \text{ mm}$$

$$v_{\min} = 0.3 \text{ mm}$$

Longitud limite. Tabla A.7.5

$$L_{\min} = d(z - 0.5) + n \times v_{\min}$$

$$L_{\min} = 3 \text{ mm}(17 - 0.5) + 15 \times 0.3$$

$$L_{\min} = 49.5 + 4.5$$

$$L_{\min} = 54 \text{ mm}$$

$$L_{\min} = d(z - 0.5) + n \times v_{\min}$$

$$L_{\min} = 3mm(17 - 0.5) + 15 \times 0.3$$

$$L_{\min} = 49.5 + 4.5$$

$$L_{\min} = 54mm$$

Calcular la longitud de compresión del muelle

$$\sigma_{tp} = 0.4 \times R_m \sin^{-1} \theta$$

$$R_m \rightarrow \text{tabla A.7.8}$$

$$\text{Clase I} \rightarrow \text{Ac 65}\Gamma$$

$$R_m = \frac{170 + 195}{2} = 182.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$Y_{\max} \sigma_{tp} = 0.4 \times 182.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{tp} = 73 \text{ kg/mm}^2$$

$$Y_{\max} \leq \frac{\pi \times 73 \text{ kg/mm}^2 \times (16mm)^3 \times 15}{8200 \text{ kg/mm}^2 \times 3mm \times 1.22}$$

$$Y_{\max} \leq 29.3mm \rightarrow Y_{\max} = 29.3mm$$

Cálculo de la longitud L_0 (longitud libre).

$$L_0 = L_{\min} + Y_{\max}$$

$$L_0 = 54mm + 29.3mm$$

$$L_0 = 83.3mm$$

Cálculo del paso de las espiras.

$$P_0 = \frac{L_0 - 1.5d}{n}$$

$$P_0 = \frac{83mm - 1.5 \times 3mm}{15}$$

$$P_0 = 5.23mm$$

Separación V_0

$$V_0 = P_0 - d$$

$$V_0 = 5.23mm - 3mm$$

$$V_0 = 2.23mm$$

Cálculo de la longitud de compresión L_2 .

$$L_2 = L_0 - Y$$

$$L_2 = 83mm - 20mm$$

$$L_2 = 63mm$$

Cálculo de la longitud de compresión Y_1

$$Y_1 = 0.15L_0$$

$$Y_1 = 0.15 \times 83.3mm$$

$$Y_1 = 12.5mm$$

Cálculo de la fuerza de reacción. F_1 .

$$F_1 = \frac{Y_i}{n \times C} = \frac{12.5mm}{15 \times 0.049mm/kg}$$

$$F_1 = 17kgf \rightarrow 167N$$

ANEXO 2- Cálculo de rosca trapecial del husillo para un gato hidráulico.

Bibliografía Elementos de máquinas, manual complementario Pág. 215. Tabla 6.4 y 6.5.

Gato 12t

$$P = 12\,000kgf$$

Cálculo del diámetro medio necesario.

$$[p] = 816kgf/cm^2 \rightarrow \text{Tornillo de acero tuerca de fundición.}$$

$$[p] = 205kgf/cm^2 \rightarrow \text{Tornillo de acero tuerca de bronce.}$$

$$[p] = 150 \div 200kgf/cm^2 \rightarrow \text{Trenes de laminación.}$$

***Si la transmisión trabaja poco y las tuercas tienen poca altura, la presión en la rosca puede ser elevada hasta un 20%.

Anexos

La relación $\psi_H = \frac{H}{d_m} \rightarrow$ Se elige constructivamente desde $1.2 \div 2.5 \rightarrow$ para las tuercas de una pieza y $2 \div 2.5$ para las partidas. Elementos de máquinas Pág. 372

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2 \times P}{\pi \times \psi \times [p]}}$$

$$\psi = \frac{H}{d_2} = 1.2 \div 2.5$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2 \times 12000 \text{ kgf}}{\pi \times 2 \times [250] \text{ kgf/cm}^2}}$$

$$d_2 \geq 3.9 \text{ cm}$$

$$\text{Usar} \rightarrow \text{Tr } 42 \times 6 \rightarrow d_2 = 3.9 \text{ cm}$$

$\rightarrow$ Según atlas de diseño.

$$d = 4.2 \text{ cm}$$

$$p = 0.6 \text{ cm}$$

$$h_1 = 0.5 \times S + a$$

$$h_1 = 3.5 \text{ cm}$$

$$d_2 = d + 2a$$

$$h = 0.5 \times S$$

$$d_2 = 42 + 2(0.5)$$

$$h = 3$$

$$d_2 = 43 \text{ mm}$$

$$d'_1 = d - S$$

$$a = 0.5$$

$$F = 9.62 \text{ cm}^2$$

$$r = 0.25$$

$$d' = d + 2a$$

$$d' = 4.2 \text{ cm} + 2(0.5)$$

$$d' = 4.3 \text{ cm}$$

$$d_1 = d - 2h_1$$

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$d_m = 3.9 \text{ cm}$$

$$d_2 = d - 0.5 \times S$$

$$H = 1.866 \times S$$

Atlas de diseno.

$$d_1 = d - 2h_1 \rightarrow (d_3)$$

$$d_1 = 42 - 2(3.5)$$

$$d_1 = 35 \text{ mm}$$

$$d_m = 39 \text{ mm}$$

Atlas de diseño. Uniones roscadas hoja №28

$\beta \rightarrow$ Ángulo de elevación de la hélice.

Anexos

$$\tan \beta = \frac{S}{\pi \times dm}$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{6mm}{\pi \times 39mm}\right)$$

$$\beta = 2.8^\circ$$

$$\tan \rho = f$$

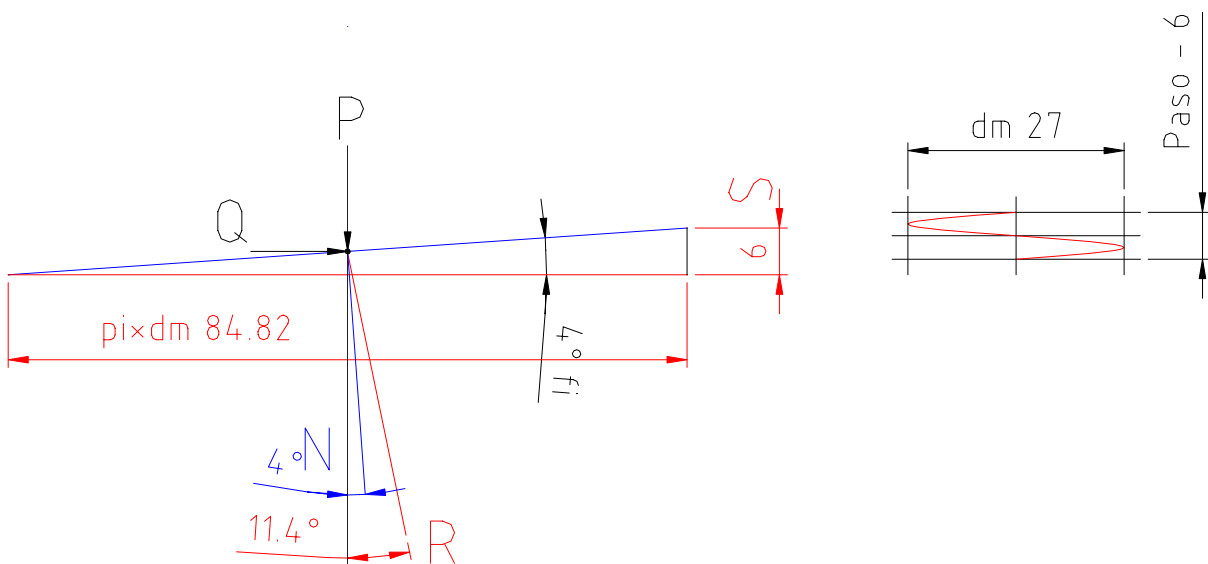
Tabla 10 Pág. 361 Teoría de mecanismos. Elemento de Máquina. Pág. 373

Lubricación en seco $f = 0.13$.

$f \rightarrow$ Coeficiente de rozamiento en dependencia del material y tipo de lubricación del tornillo-tuerca.

Para roscas trapeciales $\varphi' \approx \varphi = \arctan f = 6 \div 8$

El ángulo β es considerablemente menor, que el ángulo de rozamiento (ρ), por lo tanto se auto frena el husillo. $\beta \leq \rho$ ($2.8^\circ < 7.4^\circ$) $\rightarrow$ El tornillo se auto frena.



Cálculo a la resistencia mecánica.

Anexos

$$\sigma = \frac{P}{F}$$

$$\sigma = \frac{12\,000\text{kgf}}{9.62\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 1247\text{kgf} / \text{cm}^2$$

$$M_{tor} = P \times \frac{d_m}{2} \times \tan(\beta + \rho')$$

$$\beta' \approx \beta = \arctan g \quad f = 6 \div 8$$

$$f = 1.3$$

$$\beta = \arctan \frac{S}{\pi \times d_m}$$

$$\beta = \arctan \frac{0.6}{\pi \times 3.9} = 1.47^\circ$$

$$\beta = 2.8^\circ$$

$$M_{tor} = 12\,000\text{kgf} \times \frac{3.9\text{cm}}{2} \times \tan(2.8^\circ + 7.4^\circ)$$

$$M_{tor} = 4210\text{kgf} - \text{cm}$$

$$\tau = \frac{M_{tor}}{0.2d^3}$$

$$\tau = \frac{4210\text{kgf} \cancel{\text{cm}}}{0.2(3.9\text{cm})^{\cancel{3}/2}}$$

$$\tau = \frac{4210\text{kgf}}{11.9\text{cm}^2}$$

$$\tau \approx 355\text{kgf} / \text{cm}^2.$$

Esfuerzo reducido

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(1247)^2 + 4(355)^2}$$

$$\sigma_{red} = 1435 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\sigma_f \rightarrow 5500 \text{ kgf / cm}^2 \Rightarrow \text{Ac 45 Temple y revenido}$$

$$n \rightarrow 3 \div 5$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{\sigma_f}{5 \div 3}$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{5500 \text{ kgf / cm}^2}{3}$$

$$\sigma_{red} \leq 1833 \text{ kgf / cm}^2$$

$$1435 \text{ kgf / cm}^2 \leq 1833 \text{ kgf / cm}^2$$

Comprobación de la altura de la tuerca al cizallamiento.

$$H = \psi \times d_m$$

$$H = 2 \times 3.9 \text{ cm}$$

$$H = 7.8 \text{ cm}$$

$$\tau = \frac{P}{\pi \times d' \times \frac{H \times Z}{S} \times h} = \frac{12\,000 \text{ kgf}}{\pi \times 4.3 \text{ cm} \times \frac{7.8 \cancel{\text{ cm}} \times 1}{0.6 \cancel{\text{ cm}}} \times 0.3 \text{ cm}}$$

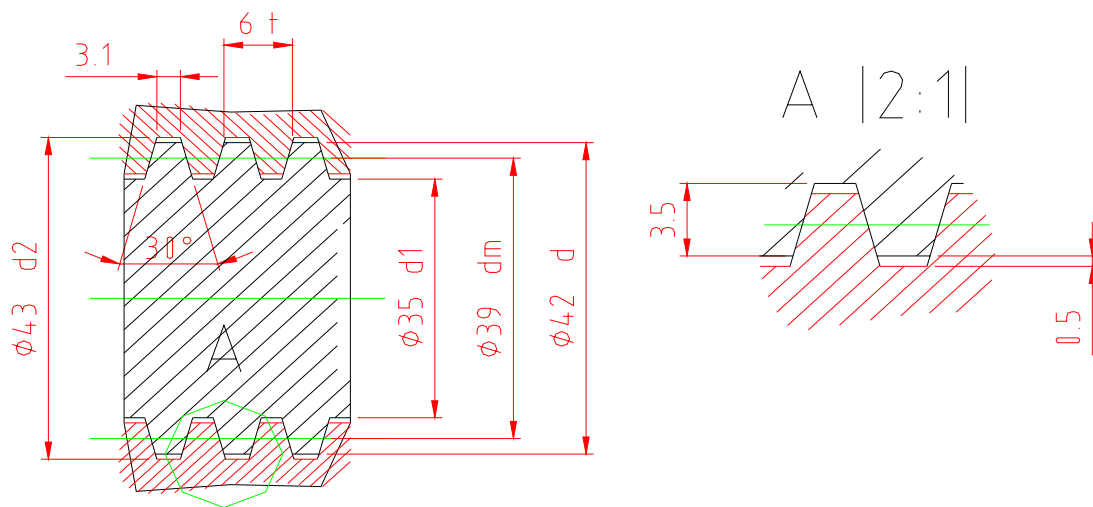
$$\tau = 228 \text{ kgf / cm}^2$$

$$d' = d + 2a = 42 + 2(0.5)$$

$$d' = 4.3 \text{ cm}$$

$$d' \rightarrow \text{Diámetro del fondo de la tuerca.}$$

$$h \rightarrow \text{Altura del filete.}$$



Cálculo de la altura de la tuerca.

$$\frac{P}{\pi \times d_2 \times h \times \frac{H}{S}} \leq [p] \rightarrow H = \frac{P \times S}{\pi \times d_2 \times h \times [p]}$$

$$H = \frac{12\,000\,kgf \times 0.6cm}{\pi \times 3.3cm \times 0.3cm \times [816]\,kgf/cm^2}$$

$$H = 3cm$$

4

$$p = \frac{P}{\pi \times d_2 \times h \times \frac{H}{S}} \leq [p]$$

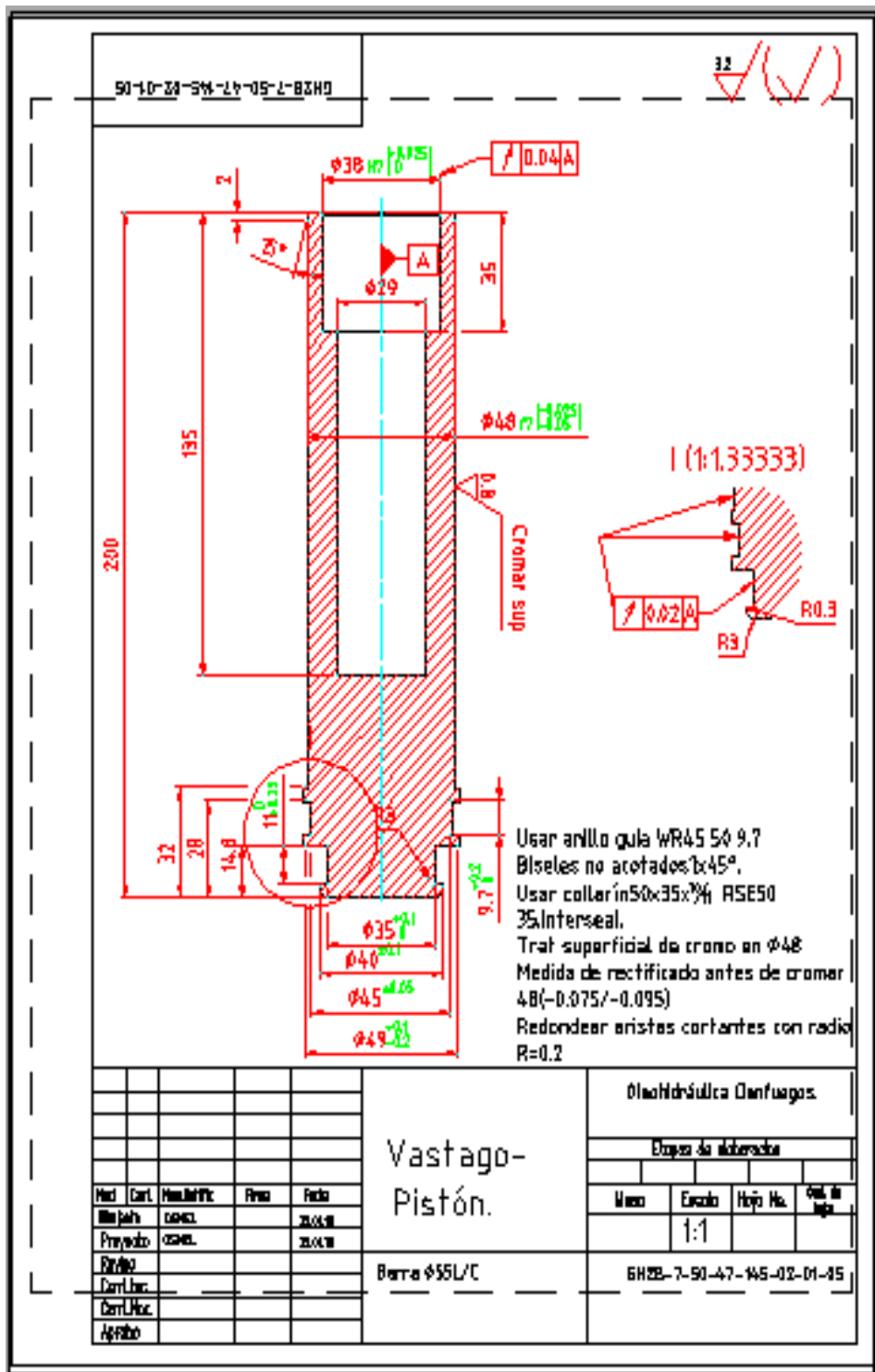
$$p = \frac{12\,000kgf}{\pi \times 3.5cm \times 0.3cm \times \frac{4.5cm}{0.6cm}}$$

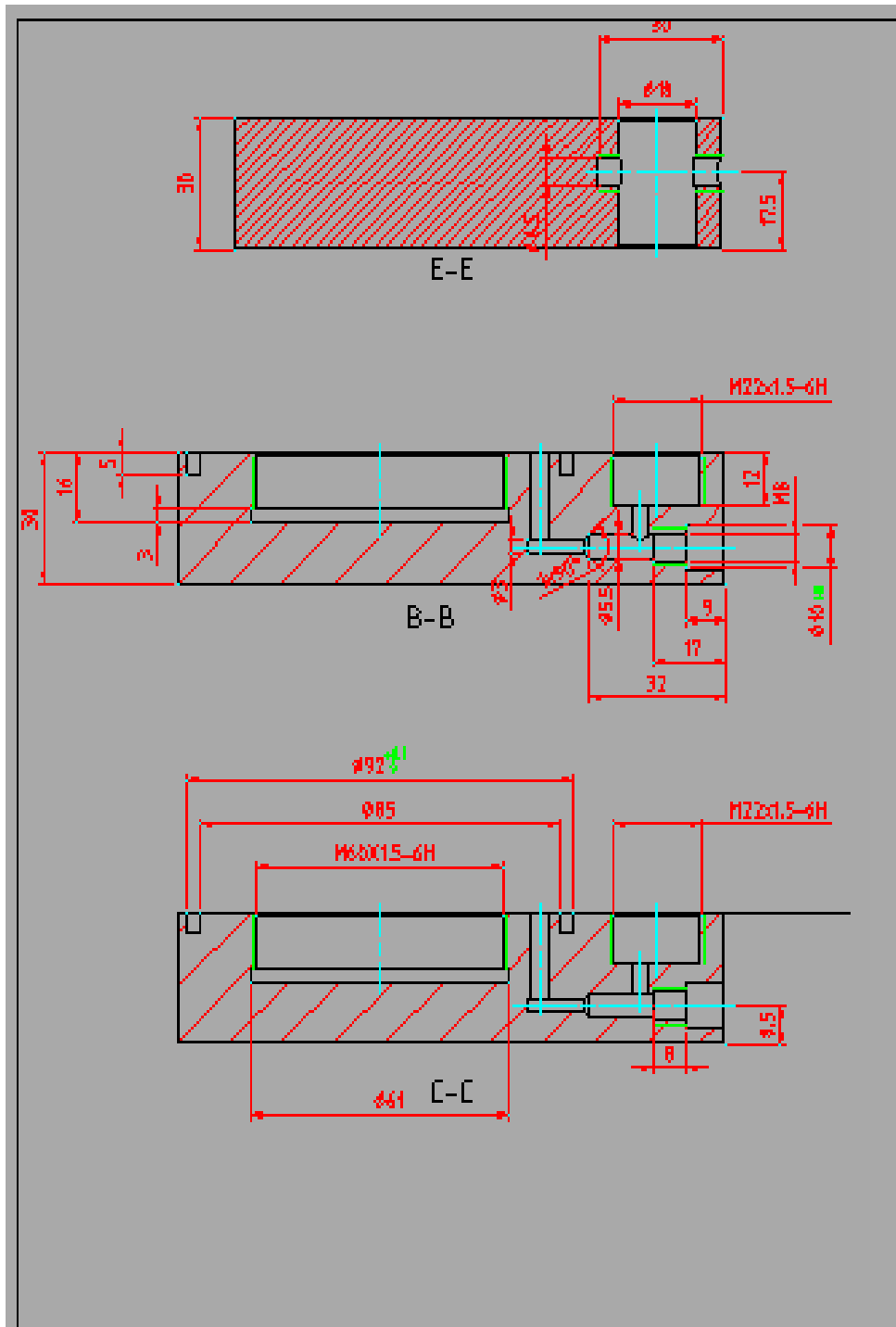
$$p = 485kgf/cm^2$$

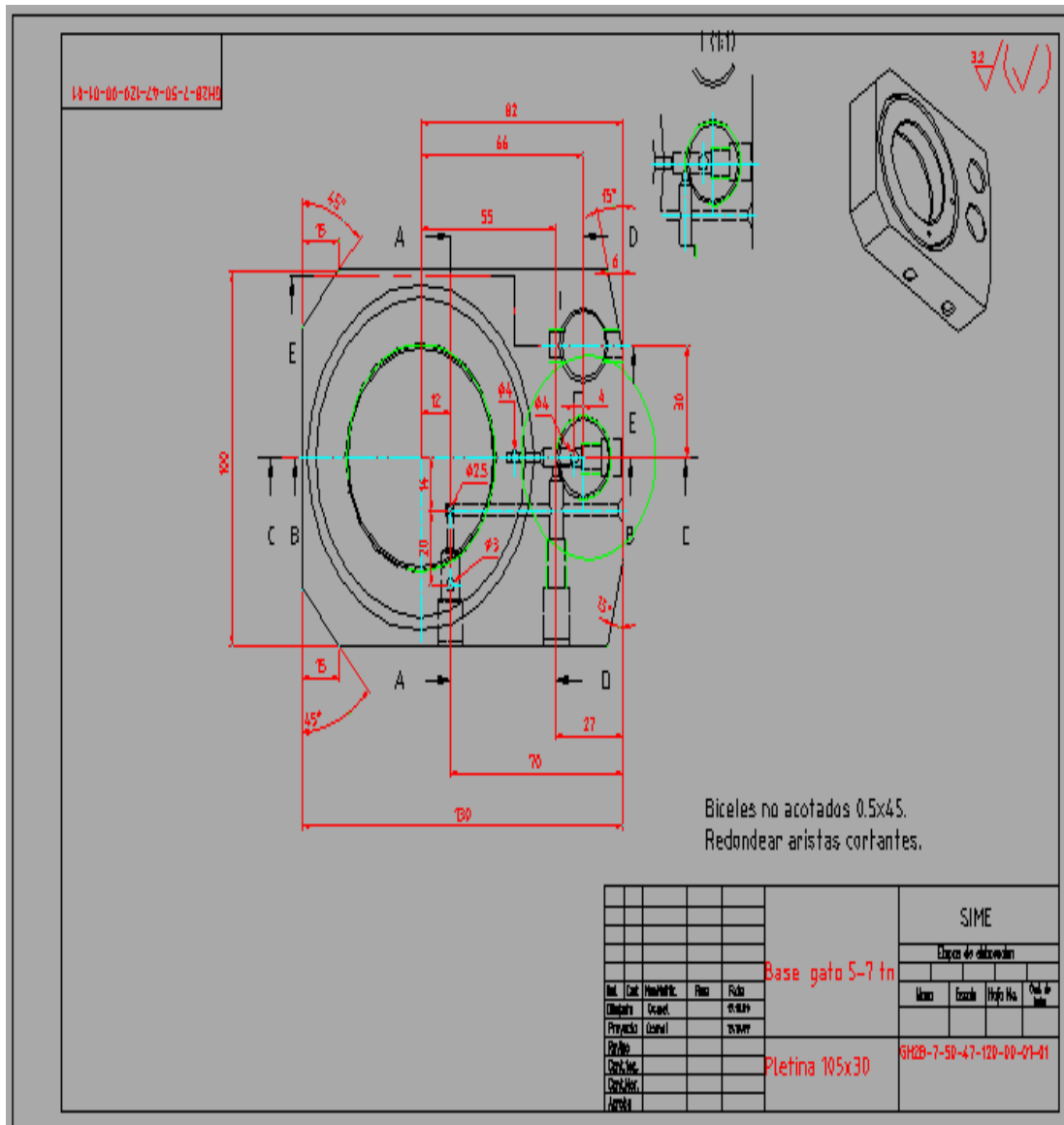
$$kgf/cm^2 \leq [p]$$

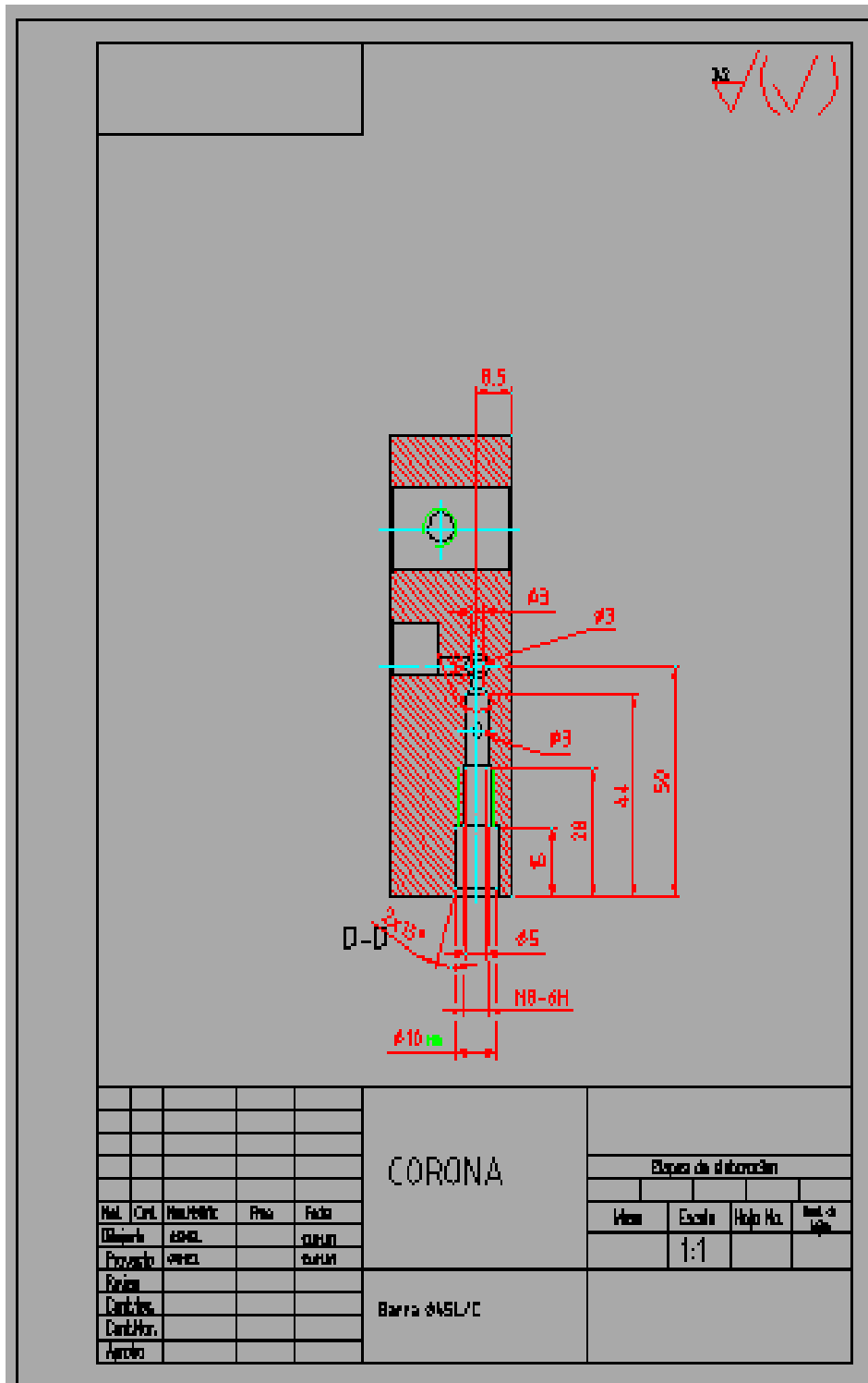
$$[p] = 816kgf/cm^2$$

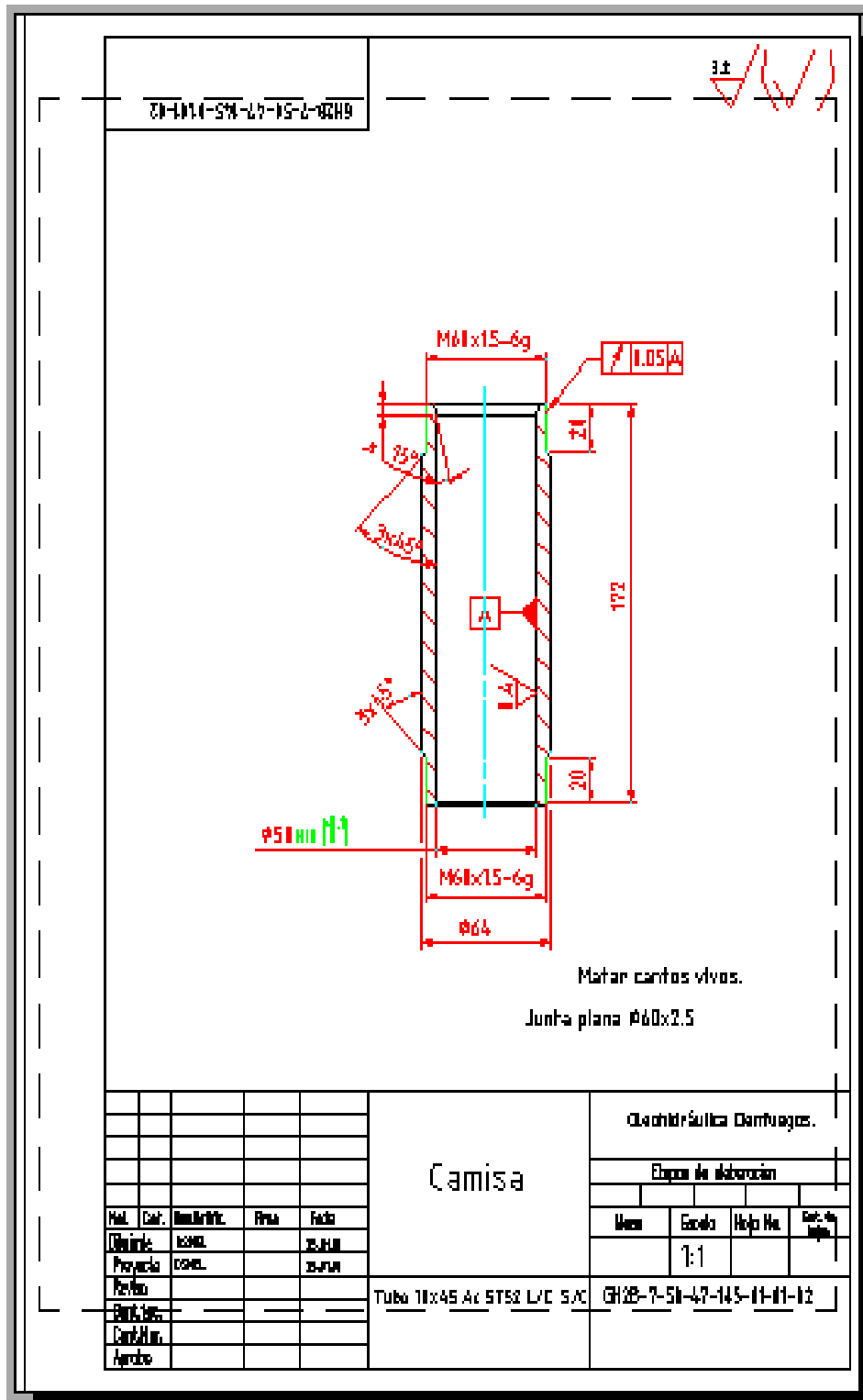
Anexo 3:+Diseños de los elementos que componen el gato de 7 toneladas.

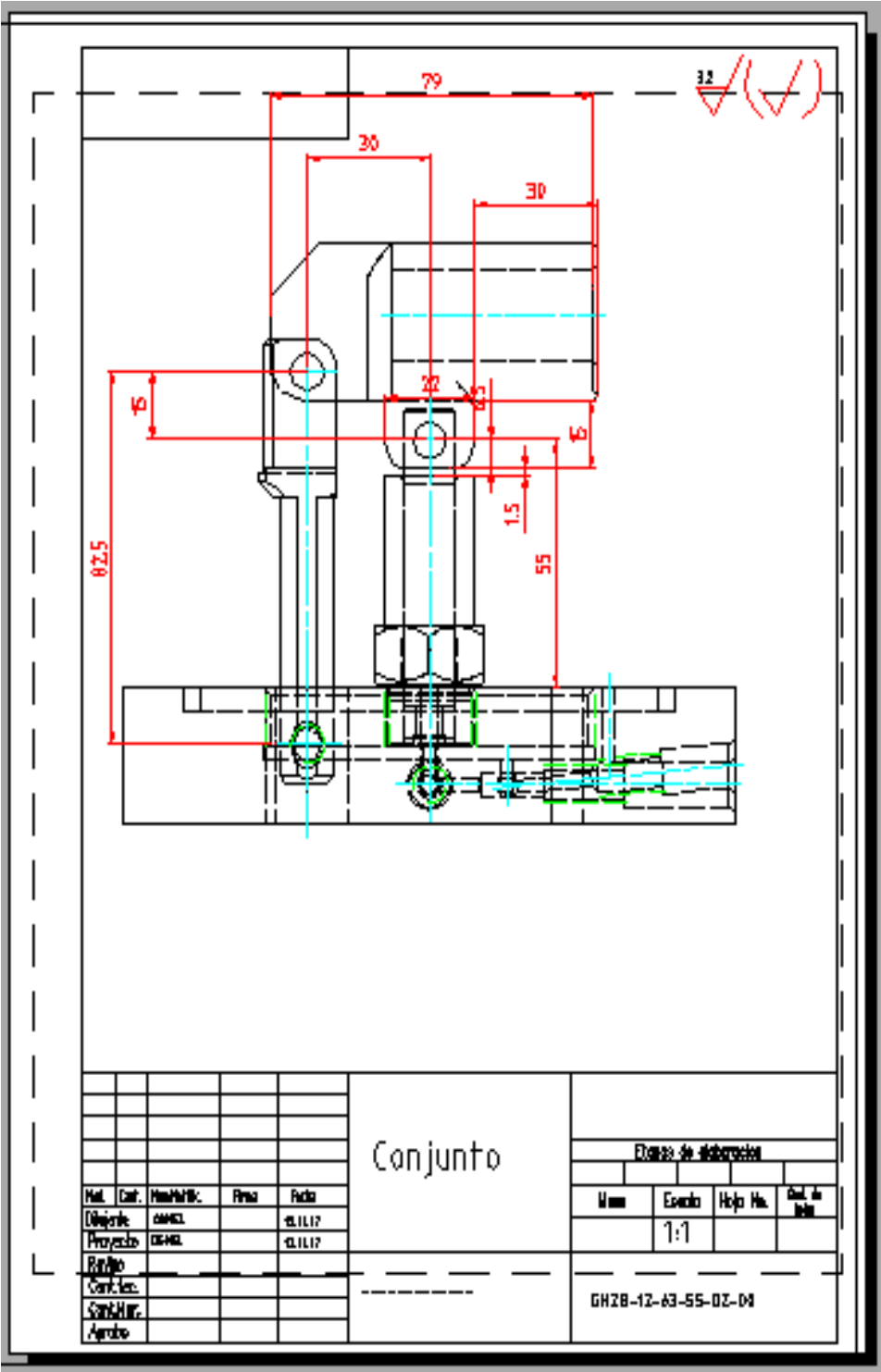


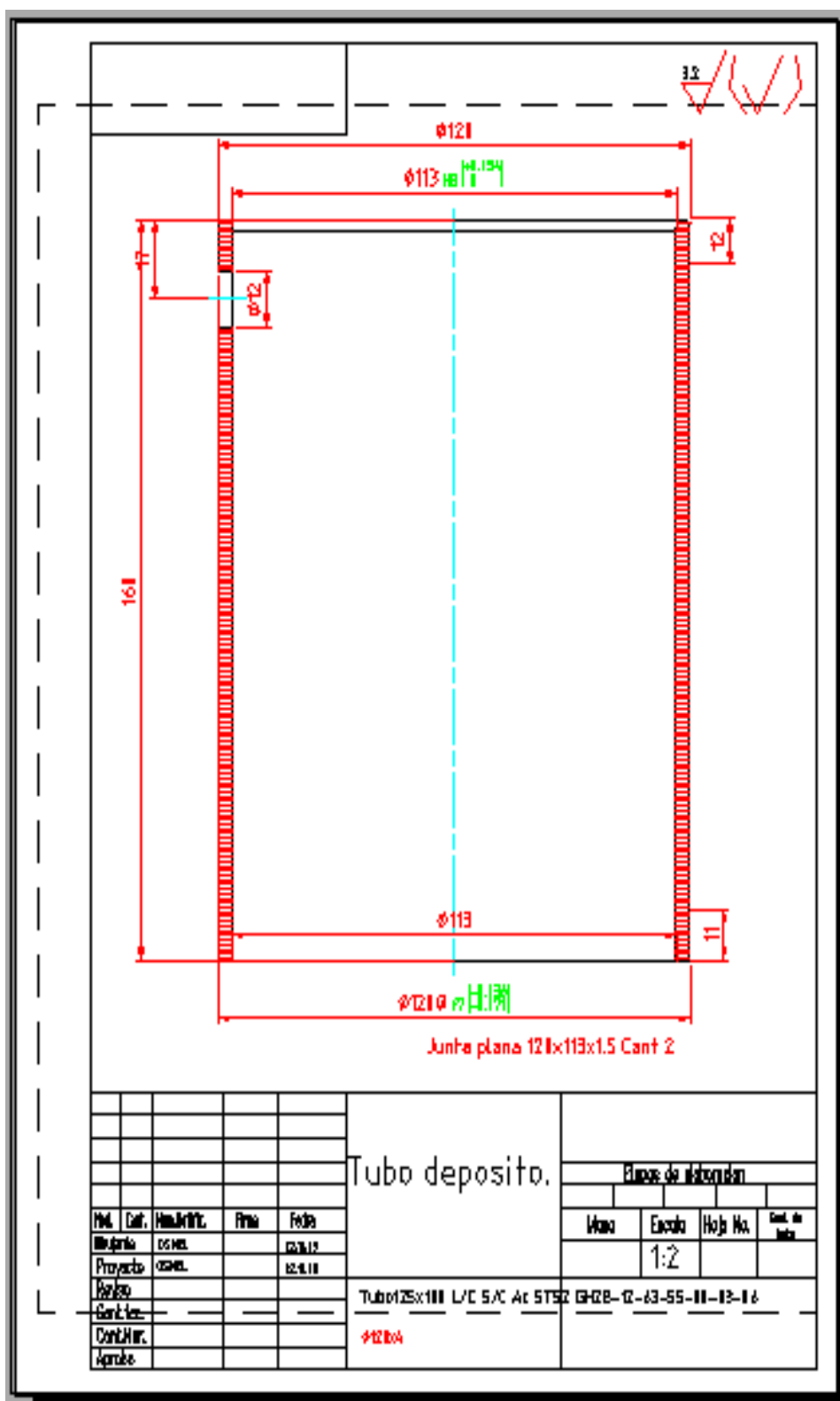




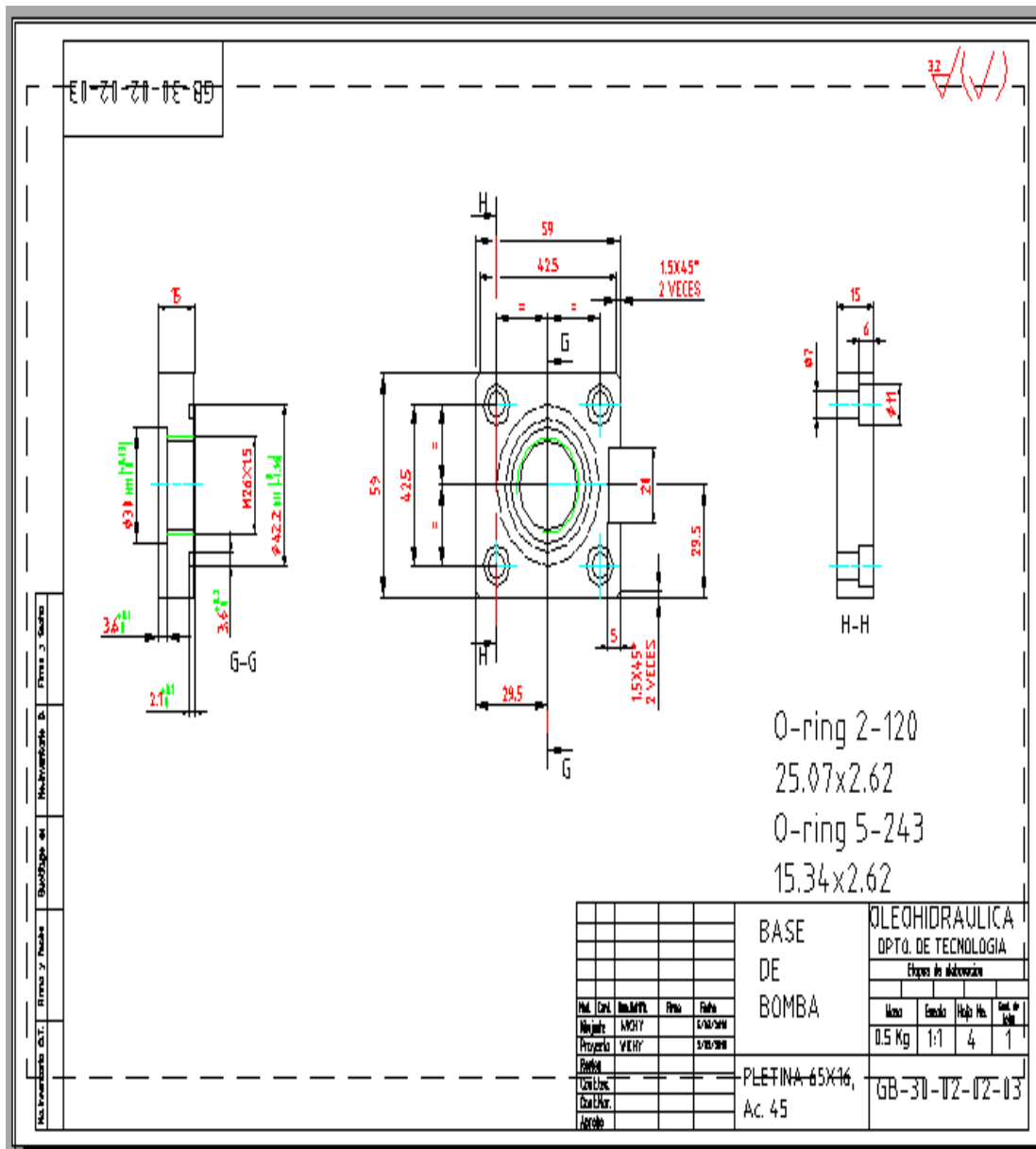


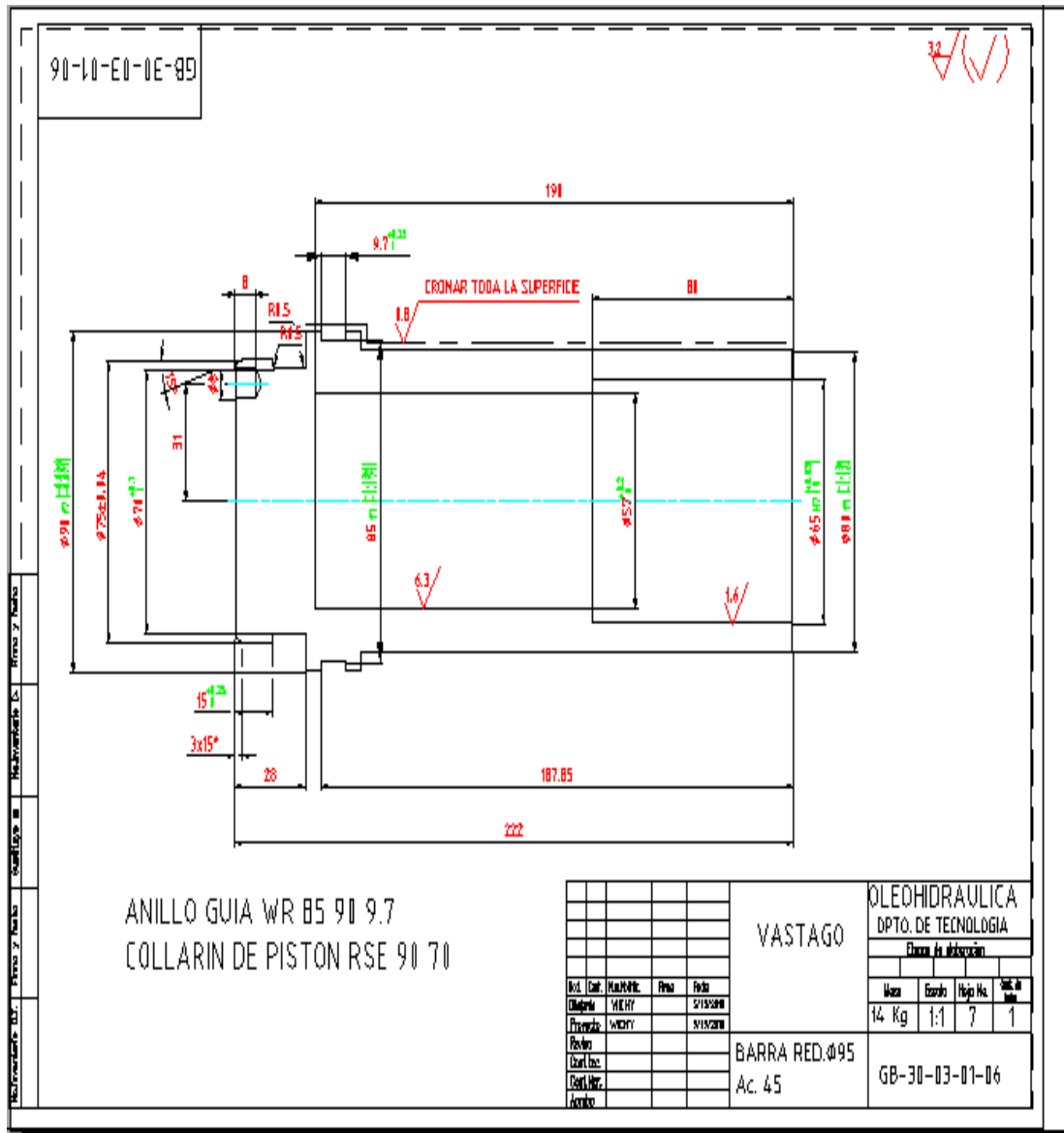


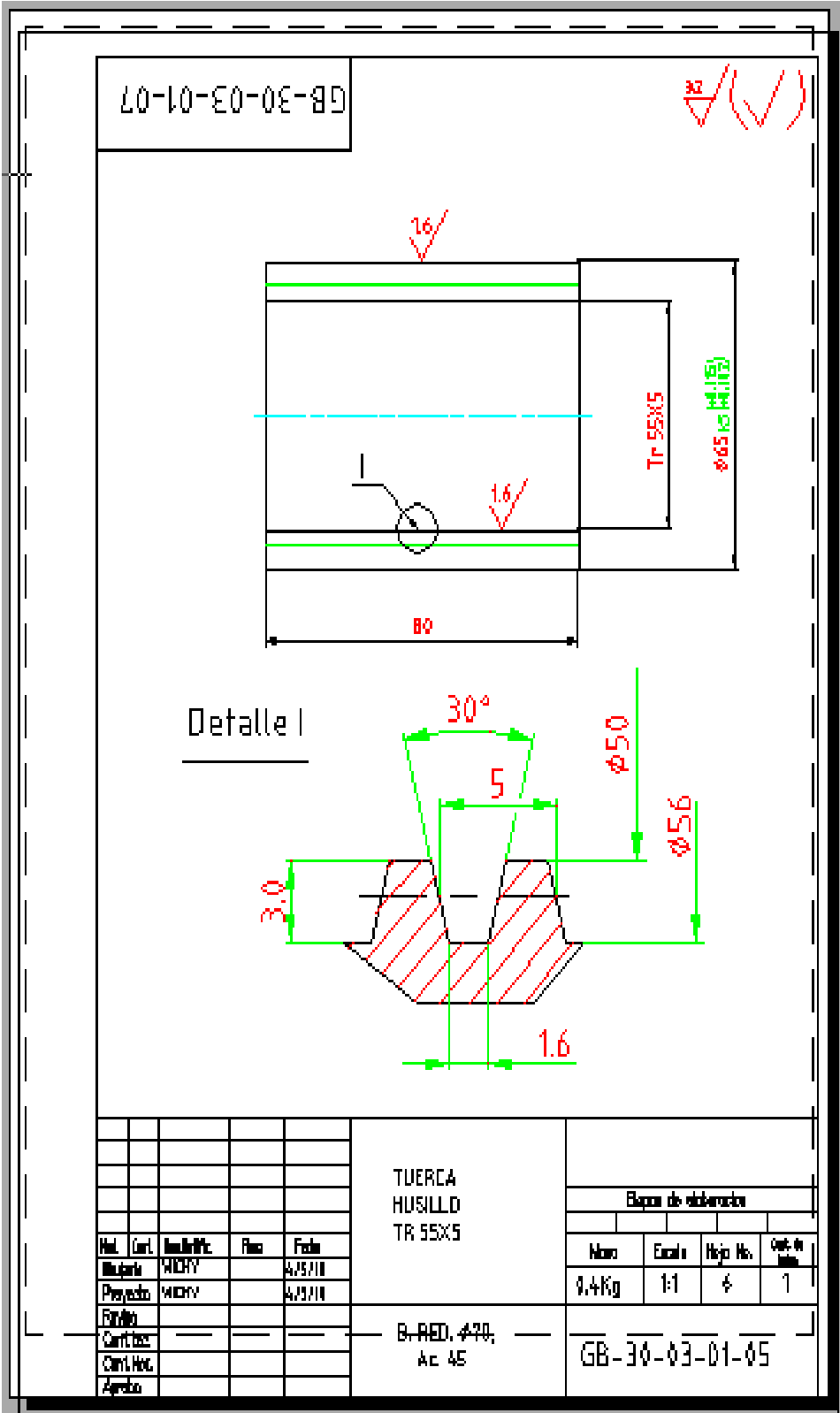


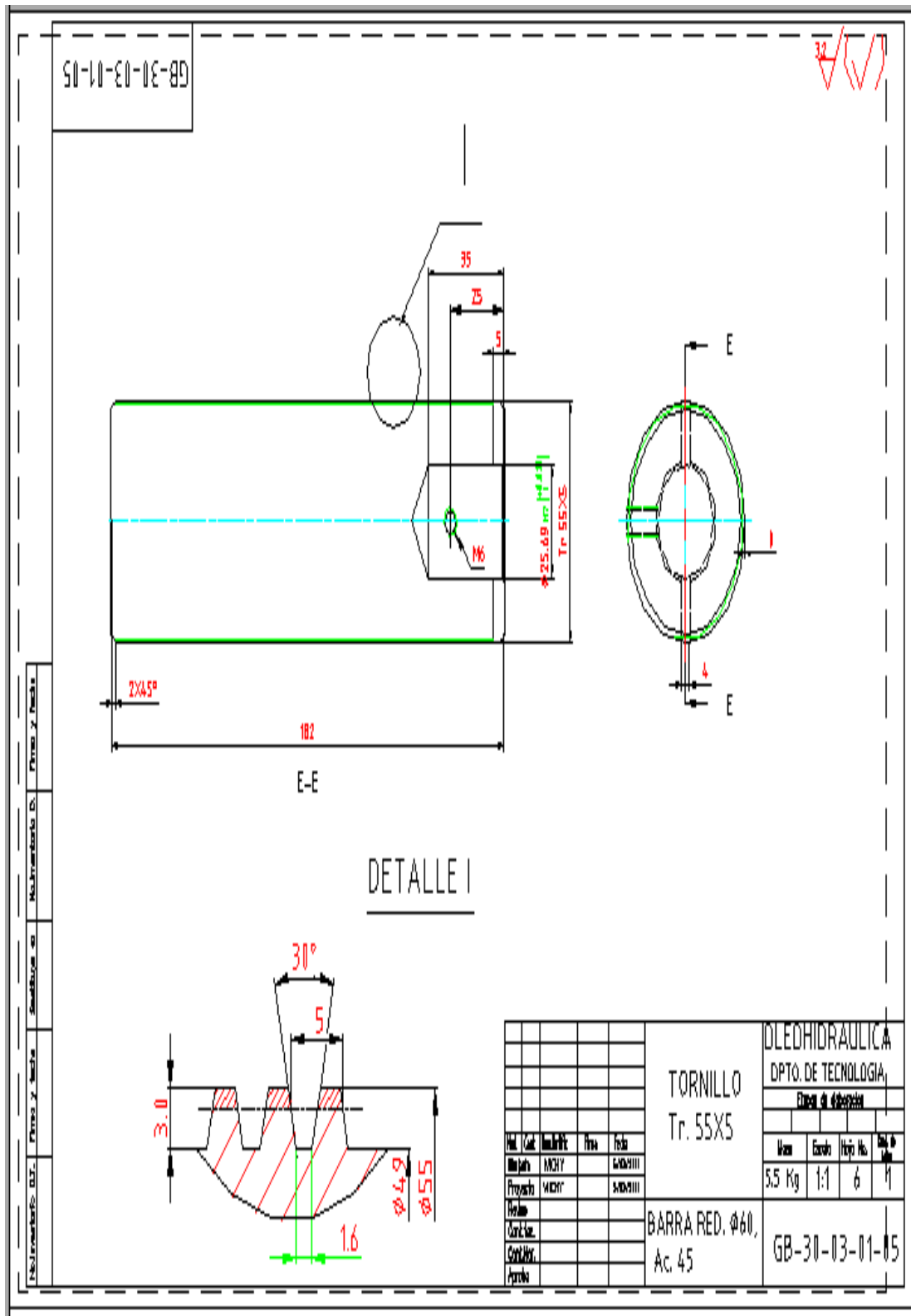


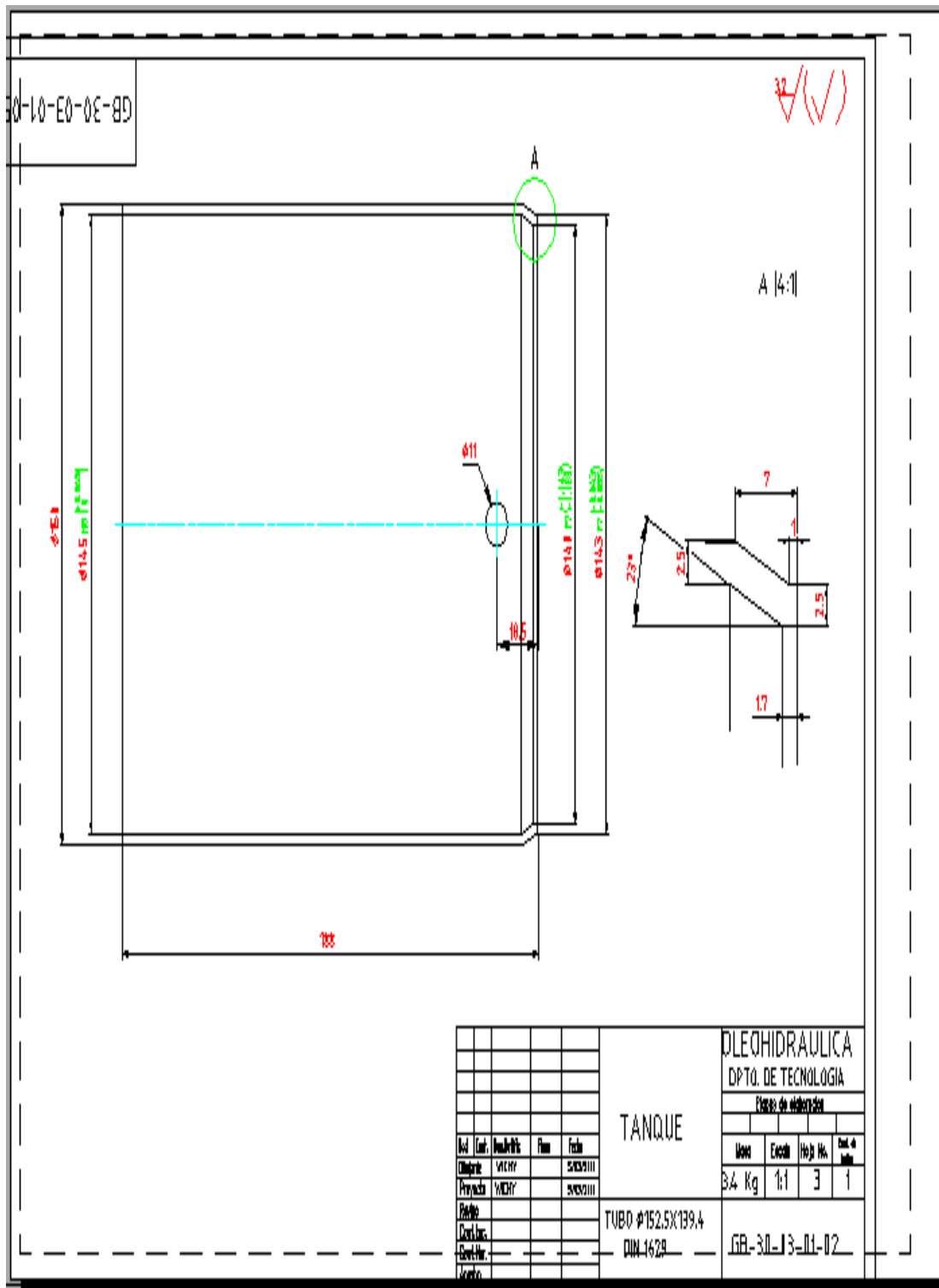
Diseño de los elementos que componen el gato hidráulico de 30 toneladas.

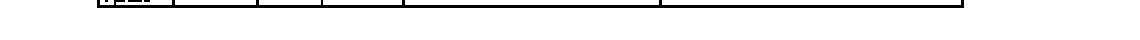




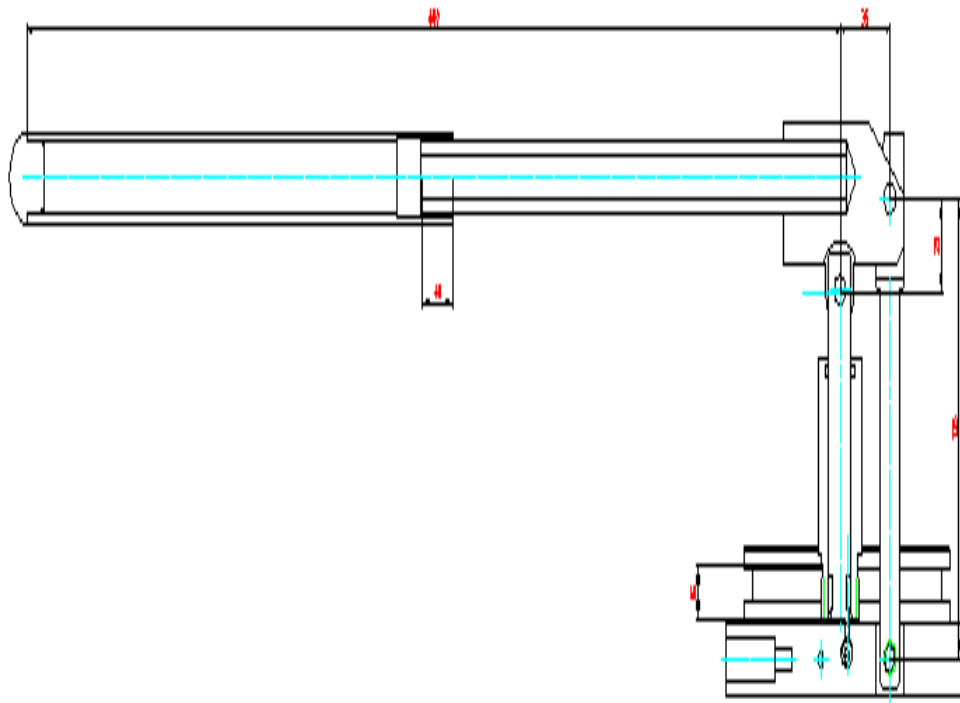


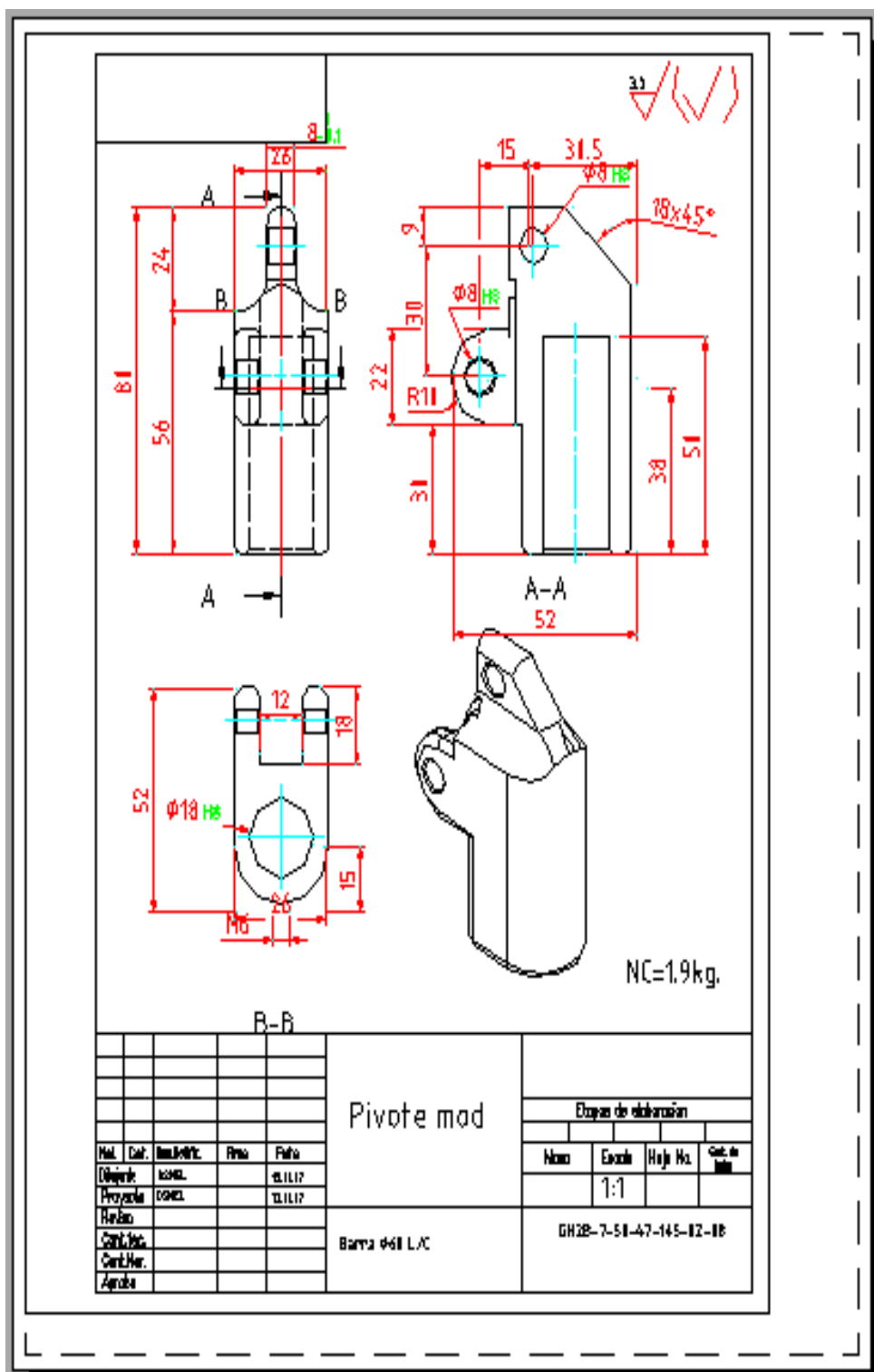






Para los tres modelos de gatos hidráulicos que se están fabricando se utiliza la misma base de la palanca: soporte, el pivote, el sujetador, el liberador de aceite y el mismo pasador. Todos en su conjunto forman el mecanismo que se representa a continuación, así como las cartas tecnológicas de cada uno de ellos por separado.





Anexos

Anexo 4: Normas de consumo.

Normas de consumo gato de 7 toneladas

N	Denominación	Código	Material	U/M	Norma	Cant x Equip
1	Camisa	GH2B 7.50.47.145.00.02-02	Tubo S/C L/C ϕ 70x45 Ac ST52	Kg.	3.2	1
2	Base	GH2B 7.50.47.145.00.01-01	Pletina 105x35 CT3 ó Ac 45	Kg.	4.1	1
3	Vástago-Pistón	GH2B 7.50.47.145.01.01-05	Barra ϕ 55 L/C Ac F114	Kg.	3.83	1
4	Tuerca de cierre	GH2B 7.50.47.145.00.04-07	Barra Ac45 ϕ 95	Kg.	2.4	1
5	Husillo	GH2B 7.50.47.145.01.03-12	Barra ϕ 30 L/C Ac45	Kg.	0.7	1
6	Tuerca del husillo	GH2B 12.63.55.145.01.04-11	Barra ϕ 45 Ac 45 L/C.	Kg.	0.56	1
7	Apoyo	GH2B 7.50.47.145.01.02-08	Barra ϕ 45 L/F Ac F114	Kg.	0,20	1
8	Cilindro de la bomba.	GH2B 7.50.47.145.02.01-03	Barra hexagonal 27 A12	Kg.	0.26	1
9	Vástago de la bomba	GH2B 7.50.47.145.02.03-10	Barra ϕ 14 Ac45 L/F	Kg.	0.09	1
10	Tubo deposito	GH2B 7.50.47.145.00.03-06	Tubo 95x4.5 DIN 1629 ó ISO2938	kg	1.78	1
11	Agarradera.	GH2B 7.50.47.145.00.05-09	Barra ϕ 8 Ac F1140 L/F	kg	0.086133	1
12	Pivote.	GH2B 7.50.47.145.02.08-14	Pletina 60x30	kg	1.24	1
13	Soporte.	GH2B 7.50.47.145.02.05-13	Barra ϕ 22 Ac45 L/F	kg	0.34	1
14	Pasador soporte-pivote	GH2B 7.50.47.145.02.06-21	Barra ϕ 14 Ac45 Ac 45	kg	0.036	1
15	Liberador de aceite.	GH2B 7.50.47.145.00.07-16	Barra ϕ 16 Ac45 L/F	kg	0.08	1
16	Pasador vástago pivot	GH2B 7.50.47.145.02.07-19	Barra ϕ 14 Ac45 L/F	kg	0.067	1
17	Pasador soporte-base.	GH2B 7.50.47.145.02.09-17	Barra ϕ 8 Ac45 L/F	kg	0.012	1
18	Palanca	GH2B 7.50.47.145.02.10-45	Tubo ϕ 20x4 L/F ST37.4	kg	0.4	1
19	Palanca1	GH2B 7.50.47.145.02.10-46	Tubo ϕ 16x3 L/F ST37.4	kg	0.25	1
20	Conjunto palanca.	GH2B 7.50.47.145.02.10-00				
21	Sujetador largo	GH2B 7.50.47.145.00.08-37	Barra ϕ 12 F1140 L/F	Kg.	0.046	1
22	Sujetador corto	GH2B 7.50.47.145.00.09-38	Barra ϕ 12 F1140 L/F	Kg.	0.025	1

Anexos

Normas de consumo gato de 12 toneladas

N	Denominación	Código			Norma	Cant x Equip
1	Tubo	GH2B 12.63.55.145.00.02	Tubo S/C L/C ϕ 85x55 Ac ST52	Kg.	5	1
2	Base	GH2B 12.63.55.145.00.01	Pleina 160x35 CT3 ó Ac 45	Kg.	7.2	1
3	Vástago-Pistón	GH2B 12.63.55.145.01.01	Barra ϕ 65 L/C Ac F114	Kg.	5.21	1
4	Tuerca de cierre	GH2B 12.63.55.145.00.04	Tocho hierro fundido 130x40	Kg.		1
5	Husillo	GH2B 12.63.55.145.01.03	Barra ϕ 32 L/C Ac45	Kg.	0.82	1
6	Tuerca del husillo	GH2B 12.63.55.145.01.04	Barra %c 45 Ac 45 L/C.	Kg.	0.56	1
7	Apoyo	GH2B 12.63.55.145.01.02	Barra ϕ 55 L/F Ac F114	Kg.	0,23	1
8	Cilindro de la bomba.	GH2B 12.63.55.145.02.01	Barra hexagonal 27	Kg.	0.26	1
9	Asa		Barra ϕ 8 Ac45			
10	Vástago de la bomba	GH2B 12.63.55.145.02.03	Barra ϕ 14 Ac45	Kg.	0.09	1
11	Tubo deposito	GH2B 12.63.55.145.00.03	Tubo 125x100	kg	6.1	1
12	Pivote.	GH2B 12.63.55.145.02.08	Pletina 60x30	kg		1
13	Soporte.	GH2B 12.63.55.145.02.05	Barra cuadrada 20	kg	0.34	1
14	Cuerpo válvula.	GH2B 12.63.55.145.02.04	Barra redonda ϕ 22	kg	0.053	1
15	Pasador soporte-pivot	GH2B 12.63.55.145.02.06	Barra redonda ϕ 14	kg	0.036	1
16	Liberador de aceite.	GH2B 12.63.55.145.00.07	Barra redonda diámetro 16	kg	0.08	1
17	Pasador vástago pivot	GH2B 12.63.55.145.02.07	Barra redonda ϕ 14	kg	0.067	1
18	Pasador soporte-base.	GH2B 12.63.55.145.02.09	Barra redonda 8	kg	0.012	1
19	Palanca 1 l=260	GH2B 12.63.55.145.02.10	Tubo 20x4 St 37.4 L/F	kg	0.42	1
20	Suplemento	GH2B 12.63.55.145.00.08	Barra cuadrada 40	kg	0.25	1
21	Palanca 2 l=260	GH2B 12.63.55.145.02.10	Tubo 18x4 St 37.4 L/F	kg	0.384	1
22	Circlips1.5x15.5					
23						
24						
25						
26			Tornillo Allen M6x25			4
27	Collarín 6x12x6/6.5	Ref RSS6 12				
28	Collarín 63x45x10/11	Ref RSS 45 63				

