



**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**ESPE – LATACUNGA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TESIS DE GRADO**

**ELEVADOR HIDRÁULICO PARA VEHÍCULOS LIVIANOS DE HASTA  
DOS TONELADAS**

**REALIZADO POR:**

**FLAVIO ROBERTO ARROYO MOROCHO  
CARLOS ADRIANO ROMERO BRAVO**

**LATACUNGA – ECUADOR**

**2003**

## **CERTIFICACIÓN**

Certificamos que el presente trabajo fue elaborado por los señores Flavio Roberto Arroyo Morocho y Carlos Adriano Romero Bravo, egresados de la Carrera de Ingeniería en Mecánica Automotriz de la Escuela Politécnica del Ejército, bajo nuestra dirección.

---

Ing. Guido Torres  
DIRECTOR

---

Ing. Óscar Arteaga  
CODIRECTOR

# DEDICATORIA

En primer lugar, agradezco a Dios por cuidarme y bendecirme día día; y, a mis padres y hermano que con su preocupación y apoyo han sido el pilar fundamental en mi vida personal y en el desempeño de mi carrera Universitaria, por eso este trabajo va dedicado a ellos de todo corazón.

**FLAVIO R. ARROYO M.**

Dejo constancia de mi imperecedera gratitud primeramente al Sr. Supremo que me dio luz, salud y sabiduría, a todos las personas que me ayudaron de una u otra manera a la culminación de mis estudios.

CON AMOR: A mis queridos Padres, **Héctor** y **Martha** que con sus sabias enseñanzas y su sacrificado me han enseñado la necesidad de trabajar para atesorar, de luchar para vencer y de resistir para elevarme, y me guiaran en el tortuoso camino que me falta por recorrer, a mis apreciados ñaños: **Johana** y **Cristian** a mi enano a mi abuela y abuelo de corazón **Martha** y **Manuel** cuyo sacrificio me permitieron llegar a la culminación de esta etapa.

CON GRATITUD: A mis profesores por la paciencia virtud de pocos que a través de las enseñanzas de aprendizaje me dieron todo de sí para el cultivo positivo de mi carrera.

A mis compañeros cuya amistad incondicional llenaron mi vida de alegría todos esos días estudiantiles.

**CARLOS A. ROMERO B.**

# ÍNDICE

## PREFACIO

1.	Introducción	1
1.1.	Justificativo	2
1.2.	Objetivo general	2
1.3.	Objetivos específicos	3
1.4.	Estudio de elevadores	3
2.	Diseño y cálculo de elementos	9
2.1.	Proceso de diseño	9
2.2.	Diseño y cálculo de elementos	16
2.3.	Diseño de soldaduras	54
2.4.	Diseño y selección del circuito hidráulico	75
2.5.	Diseño del circuito eléctrico	91
3.	Proceso de construcción y montaje	93
3.1.	Procesos	93
3.2.	Manejo de materiales	95
3.3.	Plan de producción	96
3.4.	Estudio de métodos	96
3.5.	Elaboración del diagrama de operaciones del proceso	98
3.6.	Secuencia de trabajo	99
4.	Pruebas	105
4.1.	Pruebas de fiabilidad del equipo	105
4.2.	Análisis de resultados de las pruebas en el equipo	106
5.	Conclusiones y Recomendaciones	107
5.1.	Conclusiones	107
5.2.	Recomendaciones	108
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>109</b>

<b>ANEXOS</b>	111
<b>PLANOS</b>	116
<b>FOTOS</b>	

## **PREFACIO**

Nuestro proyecto nace de la imaginación y creatividad, siendo la creatividad la búsqueda del diseño de un “algo novedoso” y útil a la vez, para el desempeño en el trabajo diario de un taller mecánico.

Esta tesis no se basa simplemente en el diseño y cálculos impresos en un papel, es también la búsqueda de producir máquinas en serie que permitan reducir costos en una economía tan inestable como la nuestra.

Su objetivo es el diseño de un elevador hidráulico para vehículos livianos, comienza con algunos conceptos preliminares e introductorios, para luego presentar el ámbito completo del diseño de cada una de las piezas que conforman este elevador.

Esperamos que este sencillo esfuerzo sea aprovechado por estudiantes y todas aquellas personas interesadas en el diseño de máquinas.

## **I.- INTRODUCCIÓN**

### **1.1.- JUSTIFICATIVO**

Ésta tesis tiene como objeto proporcionar los conceptos, los procedimientos, la información y las técnicas de análisis de decisiones que se requieren para el diseño y montaje de un elevador hidráulico para vehículos livianos.

Éste proceso exige hacer una consideración de los requisitos de rendimiento o desempeño de un elemento a nivel individual, así como las interfases entre los elementos conforme funcionan en forma conjunta para constituir éste sistema.

El campo de la industria automotriz se ha desarrollado en forma acelerada dentro de un marco de innovaciones tecnológicas, mejorando la calidad de los vehículos, los equipos y herramientas para su mantenimiento. Por lo tanto, se hace necesario la utilización de equipos que realicen su función y presenten características de seguridad, comodidad y eficacia.

Para satisfacer estos requerimientos y tomando en cuenta la estadística vehicular presentamos el DISEÑO Y MONTAJE DE UN ELEVADOR HIDRÁULICO PARA VEHÍCULOS LIVIANOS. Este equipo de elevación consta básicamente de dos sistemas: la estructura articulada y el sistema de potencia. La estructura articulada es un paralelepípedo formado por una plataforma horizontal apoyada sobre soportes giratorios, que por la acción de un cilindro hidráulico se levanta desde el piso hasta una altura adecuada para realizarlos

#### **1.1.1.- IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD**

Los talleres automotrices debido a su creciente demanda de calidad en los trabajos realizados, se han visto en la necesidad de modernizar su infraestructura.

Por lo que será necesario contar con maquinaria y elementos que disminuya el tiempo de ejecución del trabajo pero sin descuidar la calidad de éste, ya que de la calidad de trabajo depende la rentabilidad del taller, esto nos obliga a empezar a diseñar y construir nuestra propia maquinaria.

#### **1.1.2.- INVESTIGACIÓN DE LAS NECESIDADES**

Mediante investigaciones realizadas nos damos cuenta que la maquinaria y la calidad del trabajo que ofrecen los talleres en la actualidad en nuestro país no va acorde con el avance mundial en el campo automotriz.

Son pocos los talleres que cuenta con maquinaria especializada capaz de brindar una eficaz y rápida atención al cliente. Todavía se utiliza maquinaria antigua u obsoleta en el mejor de los casos., en otros no hay ni ésta maquinaria.

Por otra parte la ergonomía con la que los obreros desempeñan su trabajo no es la adecuada y por eso el tiempo para realizar un trabajo es muy largo en ocasiones y provoca un descontento en el cliente.

Por ende la mayoría de dueños de talleres quieren brindar una mayor comodidad a sus trabajadores y con eso lograr que los trabajos se realicen de la mejor manera y en corto tiempo.

## **1.2.- OBJETIVO GENERAL**

El diseño y montaje de un elevador hidráulico para vehículos livianos es parte integral del campo del diseño mecánico. En el diseño mecánico, un diseñador o ingeniero en diseño crea un dispositivo o sistema que satisface una necesidad en particular. Por lo general un dispositivo implica partes móviles que transmiten energía y logran un patrón específico de movimiento. Un sistema mecánico se compone de varios dispositivos mecánicos.

En consecuencia, para diseñar un sistema mecánico es necesario tener amplios conocimientos en el diseño de elementos mecánicos independientes que lo componen

## **1.3.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar los elementos mecánicos.
- Diseño y elección de los elementos hidráulicos.
- Diseño y elección de los materiales para el soporte de los elementos hidráulicos.
- Construcción y puesta a punto del elevador.

## **1.4.- ESTUDIO DE ELEVADORES**

Para el diseño del elevador se presenta en consideración varias alternativas de elevadores, las mismas que están divididas en dos grupos. En el primer grupo se hallan los elevadores que tienen su base en el principio de funcionamiento; esto es,

la forma como se va a apoyar y elevar el auto. En el segundo grupo están los elevadores por el sistema de potencia; es decir, como se va a generar la fuerza para elevar al auto.

#### **1.4.1.- POR EL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

##### **1.4.1.1.- ELEVADOR TIPO TIJERA**

Consiste de una estructura soportada por dos cilindros, como se indica en la figura 1-1.

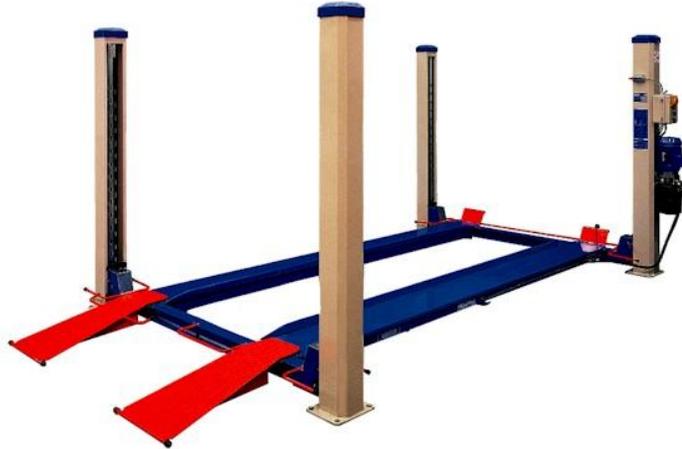


**Figura 1-1 Tipo tijera**

La característica principal de estos elevadores es que usan dos cilindros de doble empaquetadura, sistema de seguridad multi etapa, van anclados al piso. Éstos elevadores son usados especialmente para el chequeo preventivo que se realizan a los vehículos, así como alineación de las ruedas.

##### **1.4.1.2.- ELEVADOR DE CUATRO COLUMNAS**

Este elevador está constituido por un bastidor de dos rampas que se apoyan y se deslizan en cuatro columnas empotradas al piso, como se observa en la figura 1-2.



**Figura 1-2 Elevador de cuatro columnas.**

En los sitios de servicio para los sistemas de escape de los autos, en los patios de alineación de ruedas, es práctico el uso de estos elevadores. Permiten una gran altura de elevación y se los puede graduar y fijar a la altura requerida para el servicio.

#### **1.4.1.3.- ELEVADOR DE DOS COLUMNAS**

Mediante éste elevador el auto es soportado lateralmente por brazos, que pivotan y se apoyan en dos columnas empotradas al piso, deslizándose a través de éstas. Las operaciones de mantenimiento del auto en este tipo de elevador son múltiples, como por ejemplo: sistema de suspensión, sistema que actúa sobre el freno de las ruedas, sistema de transmisión motriz y otros. Este tipo de elevador se puede observar en la figura 1-3.



**Figura 1-3 Elevador de dos columnas**

#### **1.4.1.4.- ELEVADOR ARTICULADO**

*Es una estructura que consta de una plataforma y soportes giratorios apoyados en una base anclada al piso, formando un paralelepípedo articulado en sus vértices, como se muestra en la figura 1-4. El conjunto es accionado por un actuador hidráulico que lo levanta desde un nivel inferior cercano al piso, apoyándose en sus soportes, hasta una altura establecida para proporcionar el respectivo tipo de servicio al vehículo.*



*Figura 1-4 Elevador articulado*

## **1.4.2.- POR EL SISTEMA DE POTENCIA**

### **1.4.2.1.- ELEVADOR HIDRÁULICO-ELÉCTRICO**

Este elevador aprovecha los principios de los fluidos líquidos referente a presión y caudal que son entregados por una bomba, accionada por un motor eléctrico, que actúa sobre la estructura de elevación a través de un cilindro hidráulico. El funcionamiento de este elevador podemos observar en el diagrama del circuito hidráulico de la figura 1-5.

Estos elevadores pueden ser fijos o portátiles

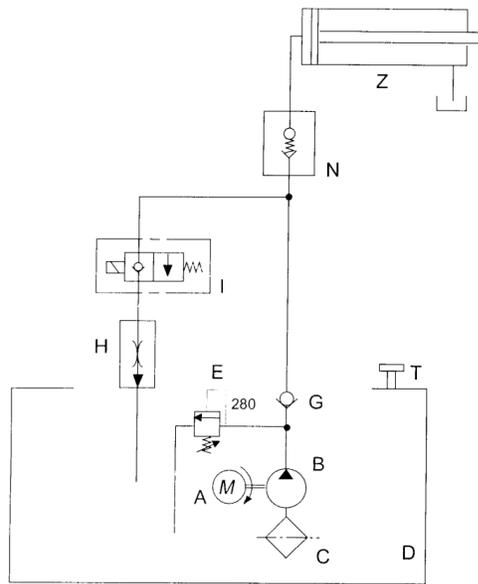


Figura 1-5 Circuito hidráulico

### 1.4.2.2.- ELEVADOR HIDRÁULICO-MANUAL

Funciona bajo la misma infraestructura del elevador anterior, con la diferencia de que la bomba es accionada manualmente. El funcionamiento de la bomba manual se indica esquemáticamente en la figura 1-6.

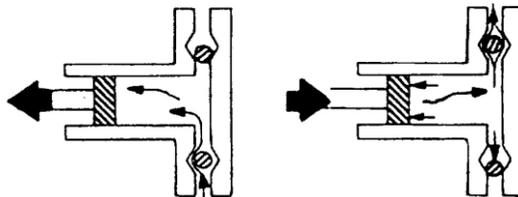
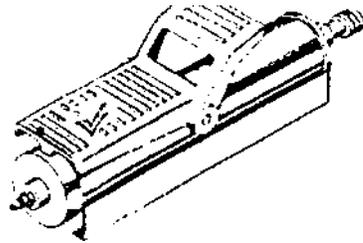


Figura 1-6 Esquema del funcionamiento de un bomba manual

### 1.4.2.3.- ELEVADOR HIDRONEUMÁTICO

La interacción de dos fluidos, uno gaseoso con caudal y presión provenientes de un compresor; sobre otro, líquido, produce la elevación de presión a través de una bomba hidroneumática indicada en la figura 1-7, suficiente para transmitir la fuerza a la carga. Este principio se usa de una manera conveniente en estos elevadores.

Por lo general, los elevadores hidroneumáticos permanecen fijos dentro del taller mecánico, limitándose su ubicación por el compresor.



**Figura. 1-7 Bomba hidroneumática**

## II.- DISEÑO Y CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS

### 2.1.- PROCESO DEL DISEÑO

El proceso de diseño es en esencia un ejercicio de creatividad aplicada. Se han definido varios "procesos de diseño" para ayudar a organizar el ataque sobre el "problema no estructurado", es decir, aquel para el cual la definición del problema es aún vago y para el que hay muchas soluciones posibles. Algunas de estas definiciones de procesos de diseño sólo incluyen unos cuantos pasos, y otros listas detalladas de 25 pasos.

En la Tabla 1-1 aparece una versión de diez pasos del proceso de diseño. El paso inicial, identificación de la necesidad, por lo general es un enunciado mal definido y vago del problema. Es necesaria la información sobre la investigación de antecedentes (paso 2) para definir y comprender cabalmente el problema, después de lo cual es posible volver a enunciar el objetivo (paso 3) de una manera más razonable y realista que el enunciado original del problema.

El paso 4 requiere la creación de un conjunto detallado de especificaciones de tareas que delimite el problema y marque su alcance. El paso de síntesis (5) se refiere a la búsqueda de muchos procedimientos alternativos de diseños posibles, sin preocuparse de su valor o calidad. Este paso a veces se conoce como paso de ideas o de invención, en el cual se genera el número mayor posible de soluciones creativas.

En el paso 6, se analizan las soluciones posibles del paso anterior, y se aceptan, rechazan o modifican. En el paso 7 se selecciona la solución más prometedora. Una vez seleccionado un diseño aceptable, se realiza un diseño detallado (paso 8) en el cual se atan todos los cabos aún sueltos, se hacen dibujos completos de ingeniería,

se identifican proveedores, se definen especificaciones de manufactura, etcétera.

La elaboración real de un diseño funcional se hace por primera vez como prototipo en el paso 9 y, finalmente, la cantidad se trata en producción del paso 10.

---

**TABLA 1.1 Un proceso de diseño**

---

- 1 Identificación de la necesidad
  - 2 Investigación de antecedentes
  - 3 Enunciado del objetivo
  - 4 Especificaciones de la tarea
  - 5 Síntesis
  - 6 Análisis
  - 7 Selección
  - 8 Diseño detallado
  - 9 Prototipos y pruebas
  - 10 Producción
- 

La descripción arriba proporcionada quizá dé una impresión equivocada de que este proceso es realizable en forma lineal, del modo que se enumera.

Por lo contrario, durante todo el proceso se requiere de la iteración, pasando de cualquiera de los pasos, de vuelta a cualquier paso anterior, en todas las posibles combinaciones, y realizándolo repetidamente. Las mejores ideas generadas en el paso 5 invariablemente serán descubiertas como equivocadas en el análisis posterior. Por lo tanto, será necesario por lo menos regresar al paso de ideas, a fin de generar más soluciones. Quizás sería necesario regresar a la fase de investigación de antecedentes, para obtener todavía más información. Las especificaciones de la tarea deberán ser revisadas si se llega a la conclusión de que no son realistas.

En otras palabras, en el proceso de diseño todo está permitido, incluyendo, si fuera necesario, la propia redefinición del problema. No es posible diseñar en forma lineal. Son tres pasos adelante y dos (o más) para atrás, hasta que al final surja uno con una solución factible.

En teoría, podríamos continuar para siempre esta iteración sobre un problema dado de diseño, creando constantemente pequeñas mejoras. Es inevitable que a lo largo del tiempo la ganancia acumulativa en funcionamiento o la reducción en costo tenderán a cero. Llegado cierto punto, deberemos declarar al diseño "lo suficientemente bueno" y lanzarlo. A menudo alguna otra persona (lo más probable es que sea el jefe) lo tomará de nuestras manos y lo echará a andar, a pesar de nuestras protestas de que "aún no está perfecto". Máquinas que han estado funcionando durante mucho tiempo y que han sido mejoradas por muchos diseñadores alcanzan un nivel tal de "perfección" que es difícil mejorarlas más. Un ejemplo es la bicicleta ordinaria. Aunque los inventores siguen intentando mejorar esta máquina, el diseño básico ha quedado bastante estático, después de más de un siglo de perfeccionamiento.

En el diseño de máquinas, los primeros pasos del proceso de diseño por lo general implican la síntesis de tipo de configuraciones cinemáticas adecuadas que proporcionen los movimientos necesarios.

La síntesis de tipo incluye la elección del tipo de mecanismo más adecuado para el problema. Ésta es una tarea difícil para el estudiante, ya que requiere de experiencia y conocimiento de los diversos tipos de mecanismos existentes que serían factibles desde un punto de vista de desempeño y manufactura.

### **2.1.1.- PARÁMETROS DE DISEÑO**

Los parámetros de diseño están dados por el peso y tamaño de los vehículos; y, por el tipo de servicio que van a recibir éstos.

- Capacidad máxima de elevación, para diseñar cada uno de los elementos del elevador en base a los esfuerzos que se produzcan.
- Distancia máxima entre ejes del vehículo, nos permite dimensionar la longitud de apoyo para el bastidor del vehículo.
- Ancho máximo del vehículo, este parámetro permite dimensionar el ancho de apoyo para el bastidor del vehículo.
  
- Distancia mínima entre ruedas, para que el vehículo entre libremente en el elevador.
- Tipo de servicio que se va a realizar al vehículo en el elevador, esto para determinar las alturas convenientes de trabajo

### **2.1.2.- ANÁLISIS**

La alternativa a seleccionar debe proyectarse para que reúna ciertas características,

las mismas que son:

- **Tipo de servicio:** Por requerimientos profesionales, el elevador permitirá realizarlos servicios de cambio o reparación de ruedas, total o parcialmente; servicio sobre el sistema de frenos y suspensión, como también el servicio en la carrocería del vehículo.

Los servicios mencionados son los más comunes en el mantenimiento de los vehículos.

- **Funcional:** Tiene que ser de fácil operación, transportable y para su anclaje sea necesario una obra civil mínima.
- **Factible de construirse:** La construcción del equipo de elevación tiene que estar acorde a los materiales, tecnologías y equipos existentes en nuestro medio, para que su costo sea competitivo en el mercado.

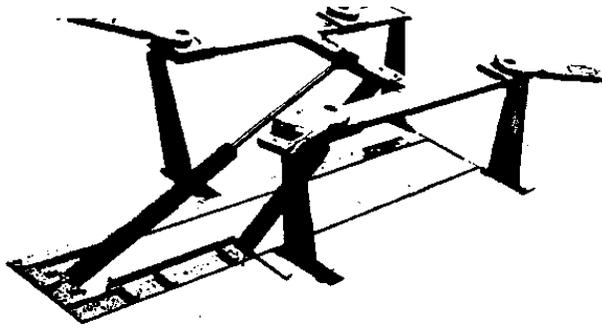
Seleccionamos el elevador articulado hidráulico con generación de potencia por medio de un motor eléctrico, en base a las consideraciones realizadas anteriormente.

### **2.1.3.- SELECCIÓN**

El elevador articulado hidráulico estará constituido por varios sistemas, que serán dimensionados de acuerdo a la cuantificación de los parámetros de diseño.

#### **2.1.3.1.- ESTRUCTURA DE ELEVACIÓN ARTICULADA**

Es la estructura en la que se apoya el bastidor del vehículo para ser elevado, conformada por la plataforma y los soportes giratorios apoyados en la base, anclada al piso, como se indica en la figura 2-1.



**Fig. 2-1 Estructura de elevación articulada.**

### **2.1.3.2.- SISTEMA DE POTENCIA**

Está formado por una bomba hidráulica accionada por un motor eléctrico, válvulas, reservorio y mandos, cuyo conjunto forma una unidad compacta que entrega la presión y caudal al cilindro hidráulico.

### **2.1.3.3.- SISTEMAS AUXILIARES DEL ELEVADOR HIDRÁULICO**

Los sistemas auxiliares del elevador son:

- **SISTEMA DE SEGURIDAD.-** El sistema de seguridad consiste de una barra soporte que se enclava rápidamente, a manera de trinquete, en tres alturas diferentes.
- **SISTEMA DE APOYO PARA EL BASTIDOR DEL AUTO.-** El elevador está provisto de cuatro brazos giratorios que se deslizan sobre la plataforma.

### **2.1.4.- DIMENSIONAMIENTO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO**

#### **2.1.4.1.- CAPACIDAD MÁXIMA:** Dos mil kilogramos (2000 Kg.)

El elevador está destinado a realizar el servicio de mantenimiento a los vehículos de turismo y a los de transporte liviano con capacidad de carga de hasta mil

kilogramos (1000 Kg.). Estos vehículos no sobrepasan los dos mil kilogramos de peso, por tal razón, la capacidad máxima de elevación será de dos mil kilogramos (2000 Kg.).

#### **2.1.4.2.- DISTANCIA MÁXIMA ENTRE EJES DEL VEHÍCULO: 2250 mm.**

La distancia máxima entre ejes de los vehículos, es de 2250 milímetros, para el peso máximo, por lo tanto la distancia longitudinal máxima, entre los brazos de apoyo, en su posición extendida será de 2250 milímetros.

#### **2.1.4.3.- ANCHO MÁXIMO DEL VEHÍCULO: 1700 mm.**

El máximo ancho de estos vehículos es de 1700 milímetros, por lo que, la distancia transversal del elevador, asumirá el valor de 1700 milímetros.

#### **2.1.4.4.- DISTANCIA MÍNIMA ENTRE RUEDAS DEL VEHÍCULO: 1100 mm.**

La distancia entre llantas del vehículo más pequeño es de 1100 milímetros. Para que el vehículo entre libremente en el elevador el ancho de la base estará cuantificado en 1025 mm.

### **2.1.5.- SERVICIOS QUE SE REALIZAN AL VEHÍCULO**

#### **2.1.5.1.- SERVICIO DE RUEDAS**

Si tomamos en cuenta que el bastidor del vehículo se encuentra, a una altura de 200 milímetros sobre el piso, en la mayoría de los casos, se elige para este servicio una altura de trabajo de 420 milímetros desde el piso hasta la parte más alta de la estructura, ubicándose ésta, en los brazos giratorios de apoyo.

### **2.1.5.2.- SERVICIO SOBRE EL SISTEMA DE FRENOS**

Otra servicio, que permite realizar este elevador, es el mantenimiento preventivo y correctivo del sistema que actúa sobre el freno de las ruedas; tales como, inspección, reemplazar partes y examen general para reparar. Para mayor comodidad del mecánico, se establece una segunda altura de trabajo de 580 milímetros desde el piso hasta los brazos giratorios.

### **2.1.5.3.- SERVICIO EN LA CARROCERÍA DEL VEHÍCULO**

Este elevador permite realizar trabajos de reparación y mantenimiento sobre la carrocería del vehículo; enderezada, pintura, pulimento, remover partes, entre otras son los trabajos que se pueden realizar. Para este servicio el operario debe trabajar en una posición confortable. La altura adecuada se sitúa en 730 milímetros del piso a los brazos giratorios.



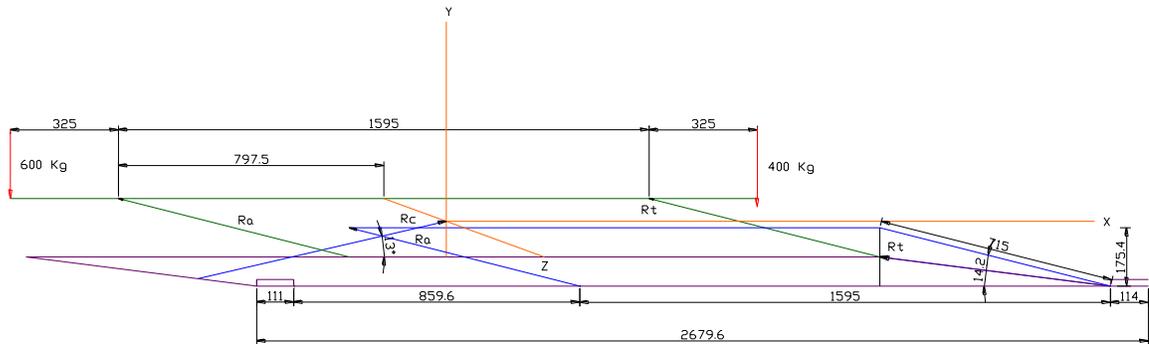
**Figura 2.2 Aplicación del elevador articulado**

## **2.2.- DISEÑO Y CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS**

El elevador articulado hidráulico está formado básicamente por una estructura articulada, el diseño de cada uno de los elementos de ésta, serán realizados bajo las especificaciones establecidas en el manual de la American Institute of Steel Construction, (AISC); adicionalmente se empleará, en general, la teoría de resistencia de materiales. Considerando en la operación del equipo de elevación, la presencia de peligro en las vidas humanas, establecemos factores de seguridad en los miembros principales de la estructura mayores o iguales a 3,5; y, en los elementos secundarios los factores de seguridad están establecidos por las especificaciones del manual de la A.I.S.C.

#### **2.2.1.- ANÁLISIS DE CARGAS.**

La figura 2-3 muestra esquemáticamente el elevador articulado hidráulico en su diagrama de fuerzas y reacciones. Las dimensiones del elevador se fijaron en base a los parámetros de diseño.



Fi

### g. 2-3 Elevador con cargas y reacciones.

Al determinar los pesos de algunos autos se estableció que la reacción en el eje delantero, es aproximadamente el 60% del peso total y en el eje posterior el 40% restante. Donde se halla ubicado el cilindro hidráulico se define como la parte delantera del elevador.

La posición más crítica del elevador es cuando la estructura empieza a subir al auto, esto es a vencer su inercia; por lo tanto, en esta posición se calculan las reacciones y fuerzas de diseño de la estructura, del cilindro hidráulico y del sistema generador de potencia. Se considera el plano X-Y para determinar las reacciones en la estructura como se indica en la figura 3-2.

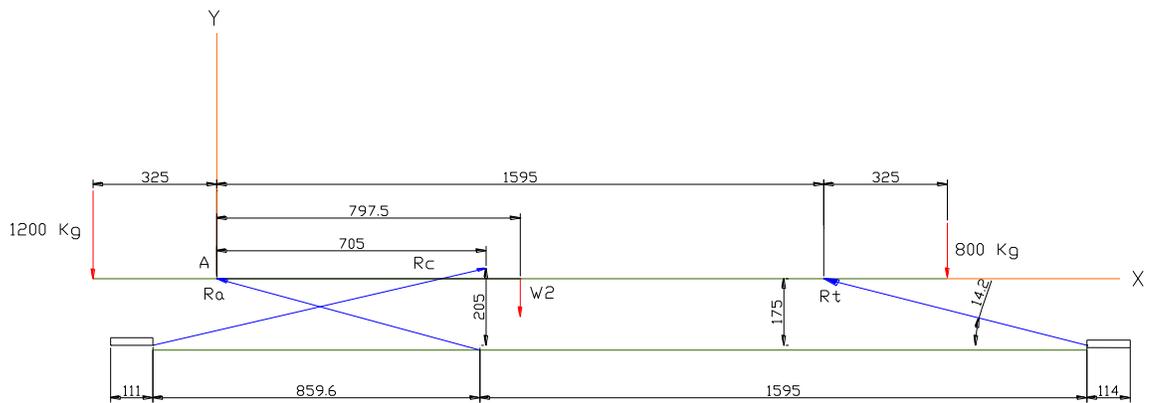
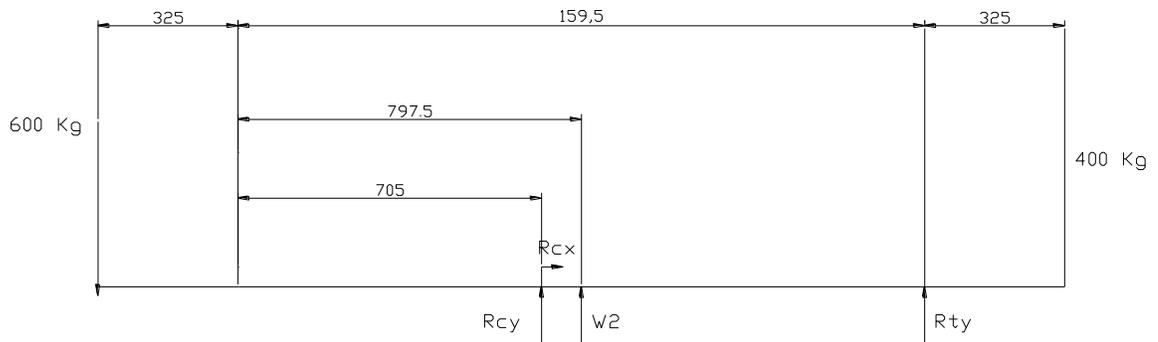


DIAGRAMA DE FUERZAS



**Fig. 2-4 Cargas y reacciones en el plano X-Y**

La estructura articulada del elevador es estáticamente determinada en el plano indicado en la figura 2-4, por lo que podemos considerar las reacciones en las articulaciones de la plataforma. Realizando sumatoria de fuerzas en los ejes X e Y se

obtiene:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W = 2R_a + R_t \text{ Sen}\beta + R_c \text{ Sen}\alpha \quad (2 - 1)$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_c \text{ Cos}\alpha = 2R_a + R_t \text{ Cos}\beta \quad (2 - 2)$$

de las ecuaciones (2 - 1) y (2 - 2) se deduce

$$R_c = \frac{W \text{ Cos}\beta}{\text{Sen}\alpha + \text{Cos}\beta} \quad (2 - 3)$$

en la que:

$R_c$  = reacción en el émbolo del cilindro hidráulico

$R_t$  = reacción en el soporte posterior

$R_a$  = Reacción en el soporte delantero

$W_1$  = peso del vehículo (2000 Kg.)

$W_2$  = peso de la plataforma (42 Kg.)

$W$  = peso total del diseño (vehículo + plataforma)

$\alpha$  = ángulo formado entre el cilindro hidráulico y la base

$\beta$  = ángulo formado entre los soportes y la base

Reemplazando valores a la ecuación (2 - 3):

$$R_c = \frac{2042 \cos 14.2^\circ}{\sin(3^\circ + 14.2^\circ)}$$

$$R_c = 4330 \text{ Kg}$$

Realizando la sumatoria de momentos en el punto A se obtiene el valor de  $R_t$ :

$$\Sigma M_A = 0$$

$$600(325) + R_{c_y}(705) - R_{c_x}(30) - W_2(797.5) + R_t \sin 14.2^\circ(1595) - 400(1920) = 0$$

$$R_t = 791.5 \text{ Kg}$$

De la ecuación (2 – 2):

$$4330 \cos 13^\circ = 2R_a + 791.5 \cos 14.2^\circ$$

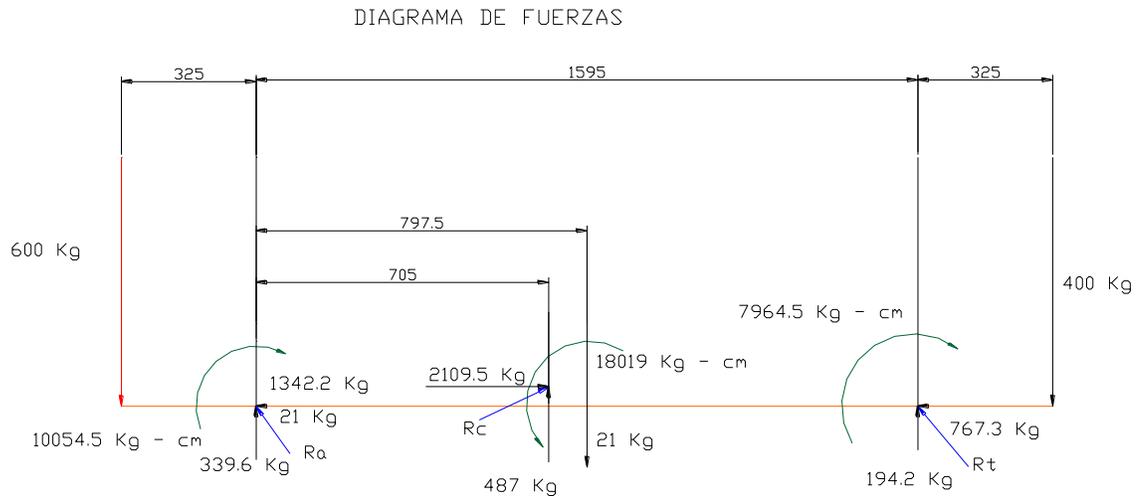
$$R_a = 1384.5 \text{ Kg}$$

## 2.2.2.- DISEÑO DE LA PLATAFORMA

Las dimensiones de la plataforma se indican en la figura 2-3.

### 2.2.2.1.- DISEÑO DEL PERFIL LONGITUDINAL DE LA PLATAFORMA.

Al considerar la plataforma como cuerpo rígido, podemos hacer el diagrama de cuerpo libre de uno de los perfiles longitudinales, (Fig. 2-5).



**Fig. 2 - 5 Diagrama de cuerpo libre del perfil longitudinal**

El perfil longitudinal está fijo en ambos extremos en el plano Y-Z (Fig. 2-3), por lo tanto es estáticamente indeterminable; y, está cargado con un momento  $T_o$

$$T_o = R_c \times d$$

de donde:

$$d = 20.5 - 17.5$$

$$d = 3$$

entonces:

$$T_o = 2109.5 \times 3 = 6328.5 \text{ Kg-cm}$$

Para determinar los torques reactivos en los extremos usamos las siguientes ecuaciones:

$$T_a = \frac{T_o b}{L} \quad (2 - 4)$$

$$T_b = \frac{T_o a}{L} \quad (2 - 5)$$

para

$$L = 1595 \text{ mm}$$

$$a = 705 \text{ mm}$$

$$b = 890 \text{ mm}$$

se tiene

$$T_a = \frac{6328.5 \times 89}{159.5}$$

$$T_a = 3531.3 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T_b = \frac{6328.5 \times 70.5}{159.5}$$

$$T_b = 2797.2 \text{ Kg} - \text{cm}$$

De la distribución de cargas tenemos los diagramas cortante, momento flector, momento torsor y fuerza normal en la viga, como se indica en la figura 2-6.

---

<sup>1</sup> Timoshenko, S. Mecánica de Materiales. 2<sup>da</sup> Ed., México, Grupo Editorial Iberoamericana, 1984, P. 162

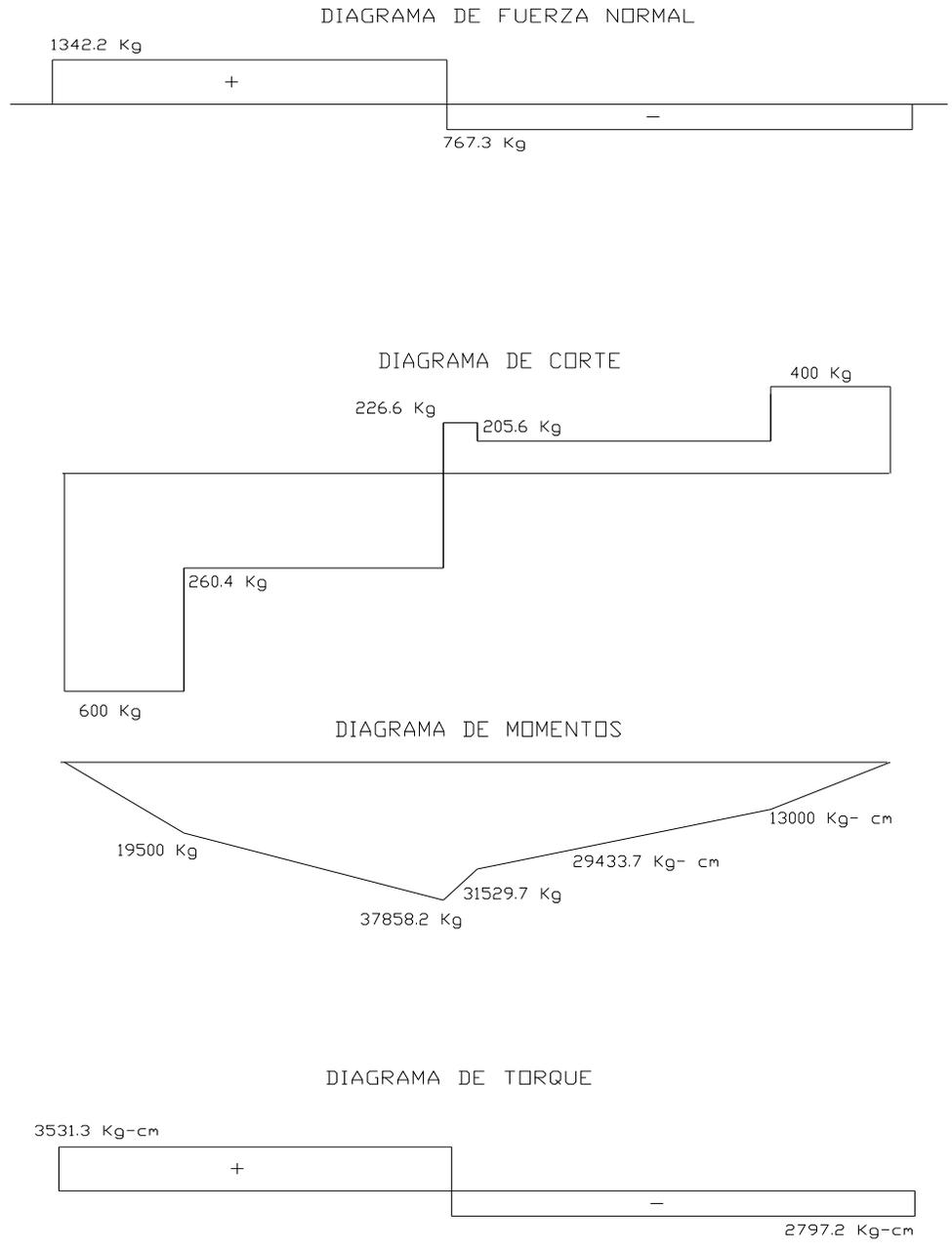
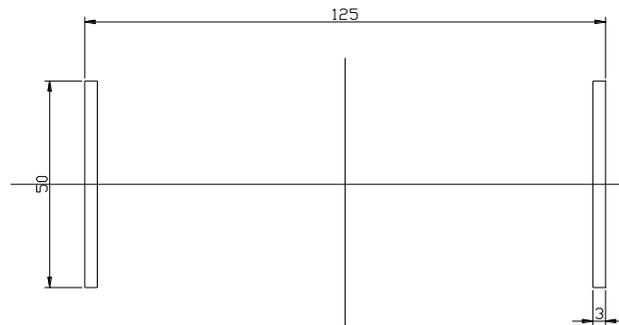


Figura 2-6 Diagramas cortante, momento flector, fuerza normal y momento torsor.

**Se diseña el perfil longitudinal de la plataforma con la sección mostrada en la figura 2-7.**



*Figura 2-7 Sección del perfil longitudinal*

Las propiedades físicas de la sección son:

$$A = 19.56 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 78.54 \text{ cm}^2$$

$$S_z = 31.41 \text{ cm}^3$$

$$r_z = 2.0 \text{ cm}$$

$$I_y = 356.88 \text{ cm}^4$$

$$S_y = 57.1 \text{ cm}^3$$

$$r_y = 4.27 \text{ cm}$$

### 2.2.2.2.- CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

Usando el diagrama cortante, el esfuerzo de tensión es:

$$f_a = F/A \quad (2 - 6)$$

en la que:

$f_a$  = esfuerzo axial

F = carga axial

A = área

por lo tanto, el valor de  $f_a$  es:

$$f_a = 1342.2 / 19.56$$

$$f_a = 68.62 \text{ Kg / cm}^2$$

$$f_a = 974 \text{ psi}$$

Para el esfuerzo de compresión se tiene:

---

<sup>2</sup> Blodgett, O., Desing of Welded Structures, 12<sup>th</sup> Ed., Ohio, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1982, P. 2.3-1

$$f_a = F/A$$

$$f_a = 767.3/19.56$$

$$f_a = 39.23 \text{ Kg / cm}^2 = 556.67 \text{ psi}$$

Usando el diagrama de momentos, se determina el esfuerzo por flexión:

$$f_b = M/S^3 \quad (2 - 7)$$

en la que:

$f_b$  = esfuerzo por flexión

M = momento flector

S = módulo de la sección

por lo tanto:

$$f_b = 37858.2/31.41$$

$$f_b = 1205 \text{ Kg / cm}^2 = 17107 \text{ psi}$$

### 2.2.2.3.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS COMBINADOS DE TENSIÓN Y FLEXIÓN

---

<sup>3</sup> McCormac, J., Diseño de Estructuras Metálicas, 2<sup>da</sup> Ed., México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1971, P. 137

Los esfuerzos de tensión y flexión son:

$$f_a = 36.16 \text{ Kg / cm}^2 = 513.24 \text{ psi}$$

$$f_b = 1205 \text{ Kg / cm}^2 = 17107 \text{ psi}$$

#### 2.2.2.4.- DETERMINACIÓN DE $F_b$

##### - COMPROBACIÓN DE LA SECCIÓN COMPACTA

En la estructura de la plataforma se utiliza perfiles de acero UST – 37, cuyo esfuerzo de fluencia  $F_y = 42 \text{ Ksi}$ .

Para que sea sección compacta la longitud no arriostrada del perfil longitudinal debe ser menor que uno de los siguientes valores, dados por el AISC.

$$\frac{76b_f}{\sqrt{F_y}} = 4.8 \text{ pies} \qquad \frac{20000}{12 \left( \frac{d}{A_f} \right) F_y} = 23.43 \text{ pies}$$

en la que:

$b_f$  = ancho del patín de la sección

$F_y$  = esfuerzo de fluencia del material

---

<sup>4</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-20

$d$  = peralte de la sección

$A_f$  = área de la sección a compresión

La longitud no arriostrada es

$$l = 797.5 \text{ mm} = 2.62 \text{ pies}$$

entonces:

$$l < 76 \frac{b_f}{\sqrt{F_y}}$$

por lo tanto la sección es compacta.

El manual del AISC establece que para sección compacta, el esfuerzo permisible de flexión  $F_b$ , sea:

$$F_b = 0.66 F_y^5$$

Sustituyendo en la expresión del AISC

$$\frac{f_a}{0.6F_y} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1$$

---

<sup>5</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-21

$$\frac{556.67}{0.6 \cdot 2000} + \frac{17107}{0.66 \cdot 2000} \leq 1$$

obtenemos:

$$0.64 < 1$$

entonces, la sección se cumple satisfactoriamente.

#### 2.2.2.5.- DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO PERMISIBLE $F_a$

Cuantificando la relación de esbeltez:

$$K \frac{l}{r}$$

en la que:

$K$  = factor de longitud (depende de los apoyos del elemento)

$l$  = longitud del elemento

$r$  = radio de giro mínimo de la sección

Para apoyos articulados,  $K = 1$ , se obtiene:

---

<sup>6</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-26

<sup>7</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-19

$$K \frac{l}{r} = 39.875$$

La relación de esbeltez crítica  $C_c$ , para acero UST-37 se determina usando la fórmula (2 – 8) del AISC.

$$C_c = \sqrt{2\pi^2 \frac{E}{F_y}} \quad (2 - 8)$$

en la que:

$C_c$  = relación de esbeltez crítica

$E$  = módulo de elasticidad = 30000 Ksi

$F_y$  = esfuerzo de influencia

entonces se tiene:

$$C_c = \sqrt{2\pi^2 \frac{30000}{42}}$$

$$C_c = 118.74$$

Como  $K \frac{l}{r} < C_c$  usamos la siguiente expresión para determinar el esfuerzo permisible  $F_a$

---

<sup>8</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-19

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{\left( \frac{kl}{r} \right)^2}{2C_c^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3 \left( \frac{kl}{r} \right)}{8C_c} - \frac{\left( \frac{kl}{r} \right)^3}{8C_c^3}} \quad 8$$

en la que:

$F_a$  = Esfuerzo permisible

$F_y$  = Esfuerzo de fluencia

de la que:

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{\left( \frac{9.875}{18.74} \right)^2}{2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3 \left( \frac{9.875}{18.74} \right)}{8} - \frac{\left( \frac{9.875}{18.74} \right)^3}{8}}$$

$$F_a = 0.5278 F_y$$

$$F_a = 0.5278 (42)$$

$$F_a = 22.17 \text{ Ksi}$$

verificando la expresión:

$$f_a / F_a < 0.15^9$$

---

<sup>8</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-19

$$556.64 / 22170 < 0.15$$

$$0.023 < 0.15$$

Entonces utilizamos la expresión del AISC

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1 \quad ^9$$

sustituyendo en la expresión anterior los valores determinados, obtenemos:

$$\frac{556.67}{22170} + \frac{17107}{27720} \leq 1$$

$$0.64 < 1$$

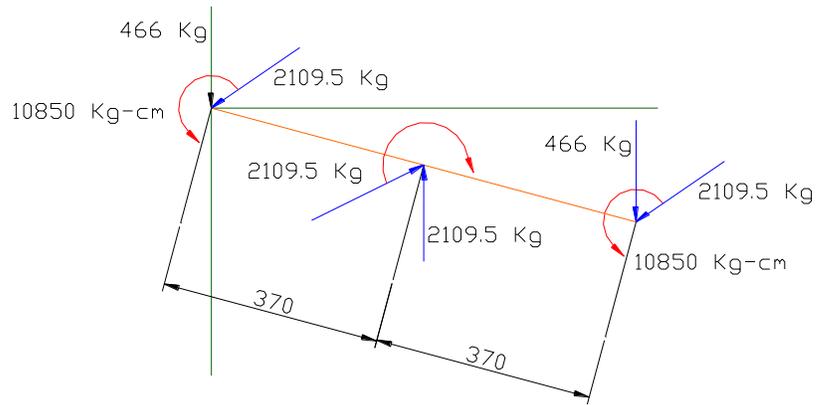
Por tanto la sección cumple satisfactoriamente

#### **2.2.2.6.- DISEÑO DEL TRAVESAÑO DE LA PLATAFORMA**

Realizando el diagrama de cuerpo libre del travesano de la plataforma tenemos:

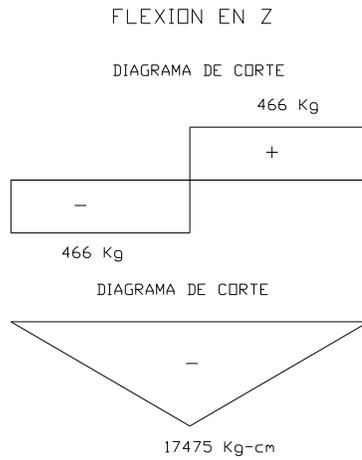
---

<sup>9</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-26

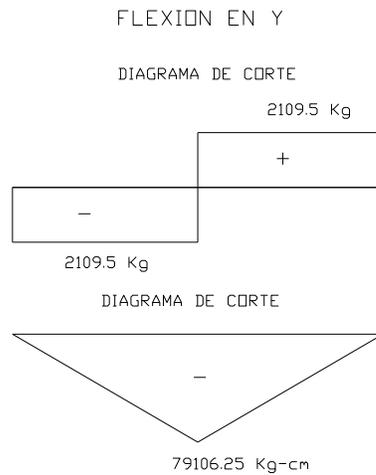


**Figura 2-8 Diagrama de cuerpo libre del travesaño**

Los diagramas cortante y momento flector en los planos Z e Y se presentan en las figuras 2-9 y 2-10.

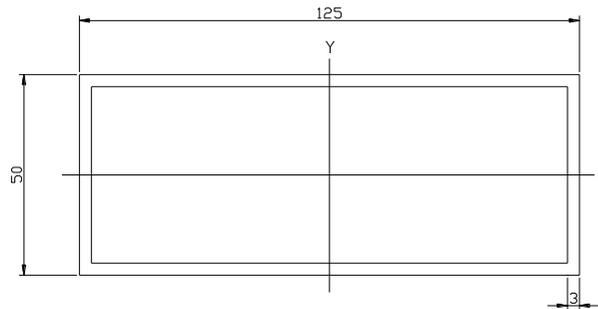


**Figura 2-9 Diagrama de fuerzas cortante y momento en el plano Z**



**Figura 2-10 Diagramas de fuerza cortante y momento en el plano Y**

Usamos la misma sección que los perfiles longitudinales de la plataforma, como se muestra en la figura 2-11.



**Figura 2-11 Sección del travesaño**

Las propiedades de la sección son las siguientes:

$$A = 19.56 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 78.54 \text{ cm}^4$$

$$r_z = 2.0 \text{ cm}$$

$$I_y = 356.88 \text{ cm}^4$$

$$r_y = 4.27 \text{ cm}$$

### 2.2.2.7.- ANÁLISIS PARA FLEXIÓN PURA EN DOS PLANOS

Usando la fórmula:

$$\sigma_{x_A} = \frac{M_z y}{I_z} + \frac{M_y z}{I_y} \quad 10 \quad (2 - 9)$$

en la que:

$\sigma_{x_A}$  = esfuerzo total en la dirección x

$M_z$  = momento con respecto al eje Z

$M_y$  = momento con respecto al eje Y

$I_z$  = momento de inercia con respecto al eje Z

$I_y$  = momento de inercia con respecto al eje Y

y = distancia del centro de gravedad a la fibra exterior en el eje Y

z = distancia del centro de gravedad a la fibra exterior en el eje Z

Reemplazando los valores, se tiene que:

---

<sup>10</sup> Timoshenko, S. Mecánica de Materiales. 2<sup>da</sup> Ed., México, Grupo Editorial Iberoamericana, 1984, P. 511

$$\sigma_{xA} = \frac{M_z (0.5)}{78.54} + \frac{M_y (0.25)}{356.88}$$

$$\sigma_{xA} = 1941.6 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\sigma_{xA} = f_b$$

$$f_b = 27558 \text{ psi}$$

Por el análisis realizado en el perfil longitudinal de la plataforma, se comprobó que esta sección es compacta, por lo tanto se tiene:

$$F_b = 0.66 F_y$$

$$F_b = 0.66 \times 42000$$

$$F_b = 27720 \text{ psi}$$

entonces:

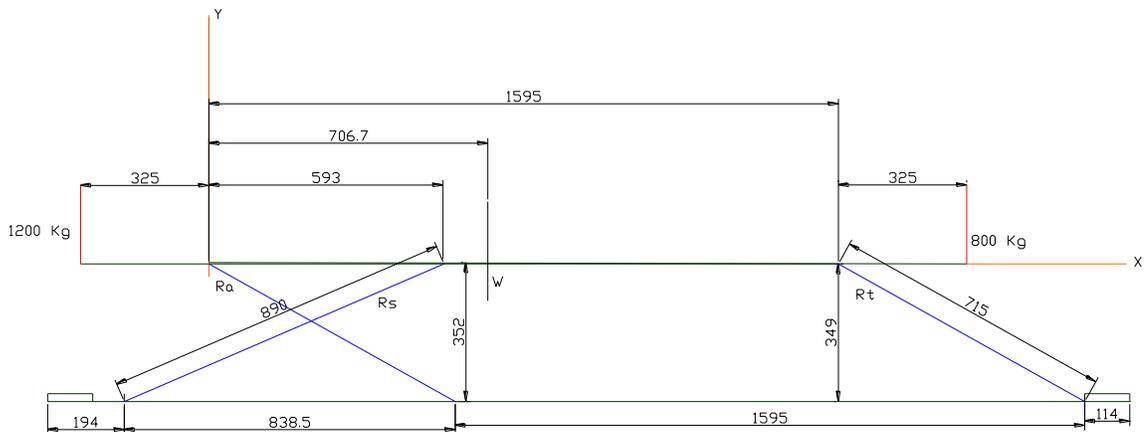
$$f_b < F_b$$

Por lo tanto la sección cumple satisfactoriamente.

### **2.2.3.- DISEÑO DEL SOPORTE DE SEGURIDAD**

La posición de mayor esfuerzo del soporte de seguridad, es cuando el elevador se encuentra en la posición más baja de enclavamiento; esto es, en la altura de servicio de 420 milímetros. Para esta posición, se determina las fuerzas que debe resistir el soporte.

La figura 2-12 muestra la condición anteriormente descrita y para la cual se determina la fuerza que actúa sobre el soporte.



**Figura 2-12 Esquema de cálculo para soporte de seguridad**

Usando la ecuación número (2-3) se tiene:

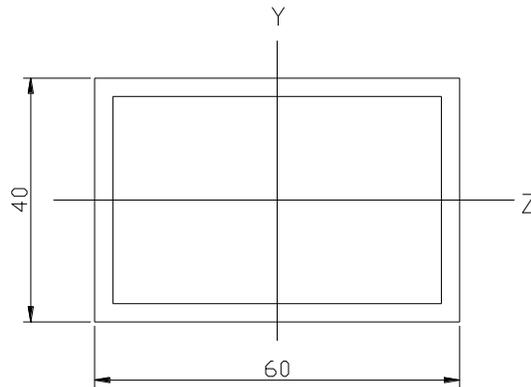
$$R_s = \frac{2042x\text{Cos}29.2^\circ}{\text{Sen}(23.3^\circ + 29.2^\circ)}$$

$$R_s = 2247 \text{ Kg}$$

donde:

$R_s$  = carga sobre el soporte

Se considera el tubo estructural, 60x 40 x 3 de acero UST – 37, cuya sección es como se indica en la figura 2-13.



**Figura 2-13 Sección del tubo**

Las propiedades de la sección son:

$$A = 5.64 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 14.3 \text{ cm}^4$$

$$r_z = 1.59 \text{ cm}$$

$$I_y = 27.4 \text{ cm}^4$$

$$r_y = 2.2 \text{ cm}$$

El soporte de seguridad se comporta como una columna simplemente apoyada. Analizando la estabilidad de éste elemento, con los requerimientos del AISC tenemos:

El valor de  $\frac{Kl}{r}$ , para  $K = 1$  (apoyos articulados), es:

$$Kl/r = 62.2$$

como:

$$C_c = 118.7 \quad \text{para } F_y = 42 \text{ ksi}$$

entonces

$$Kl/r < C_c$$

Usamos:

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{(Kl/r)^2}{2C_c^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(Kl/r)^2}{8C_c} - \frac{(Kl/r)^3}{8C_c^3}}$$

para determinar el esfuerzo permisible por compresión  $F_a$

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{62.2^2}{2(118.7)^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(62.2)^2}{8(118.7)} - \frac{62.2^3}{8(118.7)^3}}$$

$$F_a = 0.468 F_y$$

$$F_a = 0.468 \times 42000$$

$$F_a = 19.64 \text{ Ksi}$$

El esfuerzo de compresión  $f_a$  calculado es:

$$f_a = R_s / A$$

$$f_a = 2247 / 5.64$$

$$f_a = 5.654 \text{ Ksi}$$

por lo tanto

$$f_a < F_a$$

el factor de seguridad FS es:

$$FS = F_a / f_a$$

$$FS = 19.64 / 5.654$$

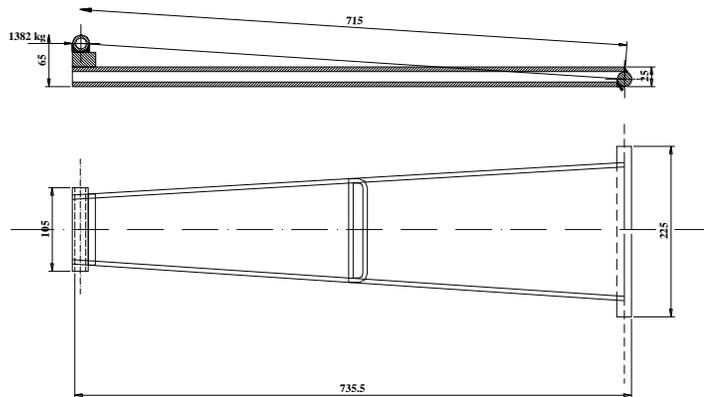
$$FS = 3.5$$

Con un factor de seguridad 3.5 el perfil cumple con los requerimientos del diseño.

#### **2.2.4.- DISEÑO DE LOS SOPORTES GIRATORIOS**

Los soportes giratorios se han configurado de tal forma que, exista mejor estabilidad en los apoyos inferiores de éstos y por lo tanto, en la

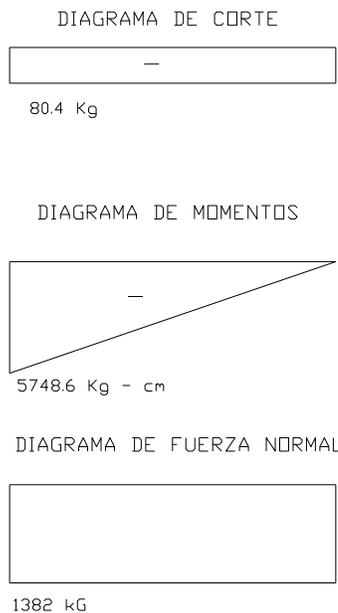
estructura articulada. La figura 2-14 muestra las dimensiones de estos soportes.



**Figura 2-14 Soportes giratorios**

Las reacciones producidas sobre los soportes delanteras son mayores que las producidas en los soportes posteriores. El diseño se realiza con las reacciones mayores. Los esfuerzos producidos en los soportes delanteros se incrementan, debido a que la línea de acción de las fuerzas está formado un ángulo con el soporte, como se indica en la figura 2-14.

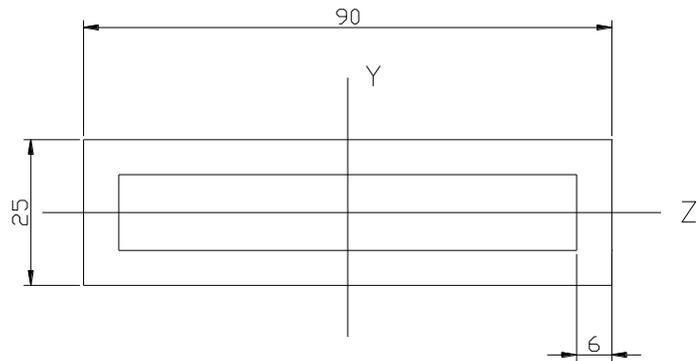
Los diagramas de fuerzas, cortante y momento flector, se ilustran en la figura 2-16.



**Figura 2-15 Diagramas de, cortante, momento flector y fuerza normal**

Los soportes son armados en forma de un tubo piramidal truncado de base rectangular. La sección más pequeña del tubo es la sección crítica, donde se produce el mayor momento flector y para la cual se diseña el soporte. Los diagramas indican una combinación de esfuerzos de flexión y compresión.

El material del soporte es acero UST – 37 y la sección crítica es como se indica en la figura 2-16.



**Figura 2-16 Sección crítica**

Las propiedades físicas de la sección son:

$$A = 12.36 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 10.29 \text{ cm}^4$$

$$S_z = 8.23 \text{ cm}^3$$

$$r_z = 0.9 \text{ cm}$$

$$I_y = 100.5 \text{ cm}^4$$

$$S_y = 22.33 \text{ cm}^3$$

$$r_y = 2.85 \text{ cm}$$

Para esta sección intervienen esfuerzos combinados de flexión y compresión

#### **2.2.4.1.- ANÁLISIS DE COMPRESIÓN**

Usando las fórmulas del AISC

$$Kl/r = 78.4$$

para  $F_y = 42$  Ksi

$$C_c = 118.74$$

De la expresión

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{(Kl/r)^2}{2C_c^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(Kl/r)}{8C_c} - \frac{(Kl/r)^3}{8C_c^3}}$$

el esfuerzo de compresión permisible  $F_a$  es:

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{(8.4)^2}{2(18.7)^2} \right] 42}{\frac{5}{3} + \frac{3(8.4)}{8(18.7)} - \frac{(8.4)^3}{8(18.7)^3}}$$

$$F_a = 17.49 \text{ Ksi}$$

El esfuerzo de compresión calculado es:

$$F = 1382 \text{ Kg} = 3040 \text{ lbf}$$

$$f_a = F / A = 17.49 / 12.36 = 1.587 \text{ Ksi}$$

se tiene que:

$$f_a / F_a < 0.15^{11}$$

$$f_a / F_a = 1.587 / 17.49 = 0.09 < 0.15$$

por lo tanto utilizamos la expresión del AISC.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1^{12}$$

$$1.587/17.49 + 17107/27720 \leq 1$$

#### 2.2.4.2.- ANÁLISIS POR FLEXIÓN

El esfuerzo de flexión calculado es:

$$f_b = M / S$$

$$f_b = 5748.6 / 8.23 = 698.49 \text{ Kg-cm}^2 = 9.91 \text{ Ksi}$$

comprobamos si la sección es compacta.

---

<sup>11</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-26

<sup>12</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 5-26

$$\frac{76b_f}{12\sqrt{F_y}} = 3.46 \text{ pies}$$

$$l = 715 \text{ mm} = 2.35 \text{ pies}$$

Como el valor de  $l$  es menor que el valor de la expresión anterior, se tiene que la sección es compacta, entonces:

$$F_b = 0.66 F_y = 0.66 \times 42$$

$$F_b = 27.72 \text{ Ksi}$$

el valor de la ecuación:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} < 1$$

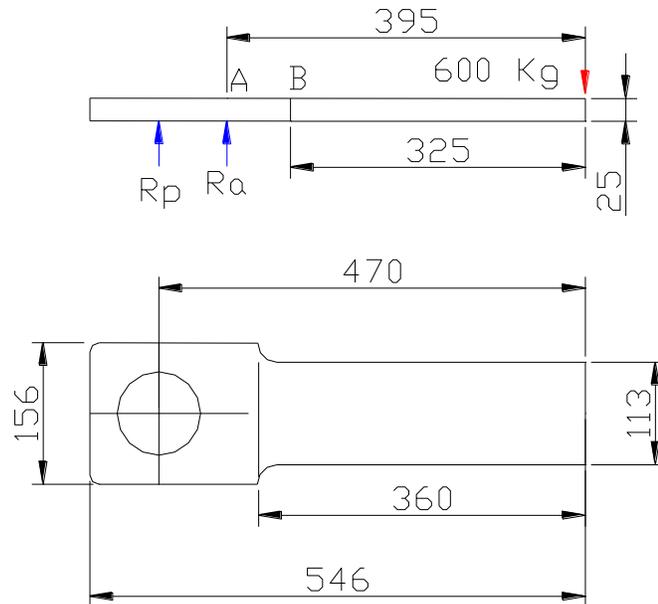
$$1.587/17.49 + 9.91/27.72 = 0.448 < 1$$

la sección cumple satisfactoriamente.

### 2.2.5.- DISEÑO DE LOS BRAZOS DE APOYO

Los brazos de apoyo están formados por planchas laminadas en caliente, de acero UST – 37 y cortadas a la forma que se requiere. Los brazos delanteros tienen que resistir más esfuerzo que los brazos posteriores, debido a que el peso del vehículo es mayor a éste lado. Los esfuerzos que se deben soportar son los producidos por la carga de 600 Kg.

Las medidas y forma de estos brazos se indican en la figura 2-17.



**Figura 2.-17 Medidas y fuerzas en el brazo de apoyo**

$$\Sigma M_A = 0$$

$$600 \times 395 = 75 R_p$$

$$R_p = 3160 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_a = R_p + 600$$

$$R_a = 3760 \text{ Kg}$$

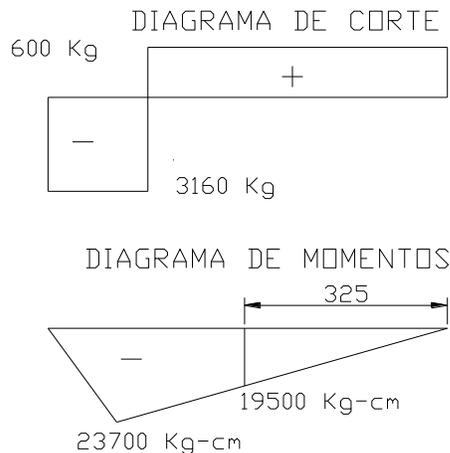
El análisis de éste diseño se enmarca en dos situaciones; una, cuando el brazo se encuentra longitudinalmente en la posición más extrema; y, la otra cuando el brazo se halla transversalmente a la plataforma.

Para los dos casos, usando el manual del AISC, tenemos:

$$F_b = 0.66 F_y, \text{ por ser sección compacta}$$

### 2.2.5.1.- CASO 1: BRAZO DE APOYO PERPENDICULAR AL PERFIL LONGITUDINAL

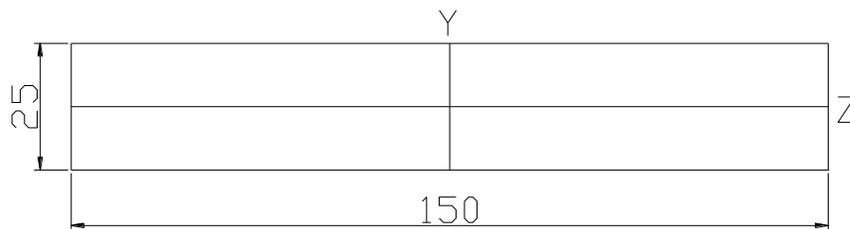
El diagrama de cuerpo libre si indica en la figura 2-17. Los brazos se encuentran sometidos a flexión, realizando los diagramas de fuerza cortante y momentos, indicados en la figura 2-18; debemos realizar los cálculos tomando dos puntos A y B, en los cuales se presentan dos secciones.



## Figura 2-18 Diagramas de fuerza cortante y momento flector

### SECCIÓN A:

Esta sección se indica en la figura 2-19, la misma que presenta la siguientes propiedades físicas:



**Figura 2-19 Sección A**

$$A = 37.5 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 19.53 \text{ cm}^4$$

$$S_z = 15.6 \text{ cm}^3$$

calculando  $f_b$  y  $F_b$

$$f_b = M / S$$

$$f_b = 1519.23 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$f_b = 21563 \text{ psi}$$

$$F_b = 0.66 F_y = 0.66 \times 42000$$

$$F_b = 27700 \text{ psi}$$

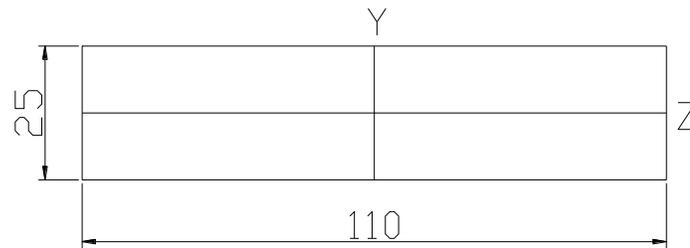
por lo tanto

$$f_b < F_b$$

entonces, la sección A cumple satisfactoriamente

### **SECCIÓN B:**

Esta sección se indica en la figura 2-20, la misma que presenta las siguientes propiedades físicas.



**Figura 2-20 Sección B**

$$A = 27.5 \text{ cm}^2$$

$$I_z = 14.32 \text{ cm}^4$$

$$S_z = 11.46 \text{ cm}^3$$

calculando  $f_b$ , tenemos:

$$f_b = M / S = 19500 / 11.46$$

$$f_b = 1701.57 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 24151.27 \text{ psi}$$

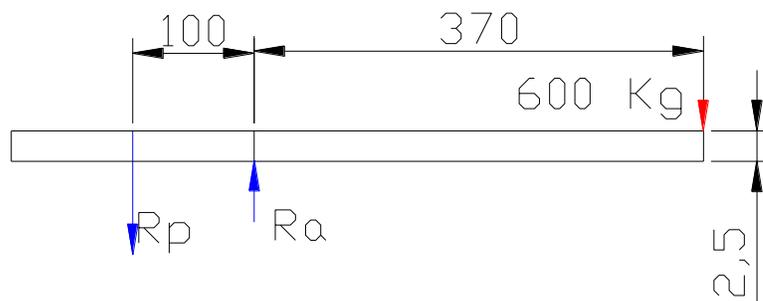
por lo tanto

$$f_b < F_b$$

entonces, la sección B cumple satisfactoriamente.

### 2.2.5.2.- CASO 2: BRAZO DE APOYO PARALELO AL PERFIL LONGITUDINAL

El diagrama de cuerpo libre se representa en la figura 2-21.



**Figura 2-21 Diagrama de cuerpo libre**

$$\Sigma M_A = 0$$

$$600 \times 370 = 100 R_p$$

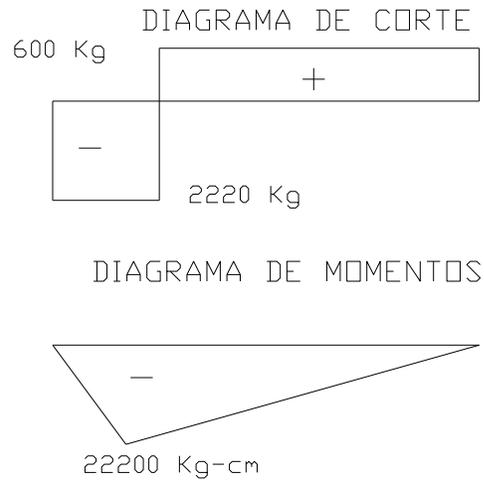
$$R_p = 2220 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_a = R_p + 600$$

$$R_a = 2820 \text{ Kg}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector, se indica en la figura 2-22.



**Figura 2-22 Diagramas de fuerza cortante y momento flector**

Calculamos  $f_b$  para la sección B.

$$f_b = 1937017 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 27495.3 \text{ psi}$$

por lo tanto:

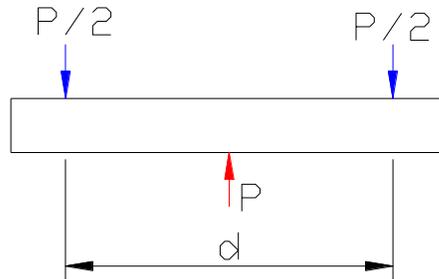
$$f_b < F_b$$

la sección cumple satisfactoriamente.

## **2.2.6.- DISEÑO DE LOS PASADORES DE APOYO**

### **2.2.6.1.- DISEÑO DE LOS PASADORES EN LA PLATAFORMA**

Los pasadores de la figura 2-23.



**Figura 2-23 Cortante doble en el pasador**

El perno tiende a cortarse según dos secciones transversales. El esfuerzo de corte es:

$$\tau = \frac{P}{2A}^{13}$$

en la que:

$\tau$  = esfuerzo cortante

$P$  = fuerza cortante = 1384.5 Kg = 3046 lbf

$A$  = área de corte = 0.307 pulg<sup>2</sup>

entonces:

---

<sup>13</sup> Timoshenko, S. Mecánica de Materiales. 2<sup>da</sup> Ed., México, Grupo Editorial Iberoamericana, 1984, P. 26

$$\tau = \frac{3046}{2(0.307)}$$

$$\tau = 4961 \text{ psi}$$

del manual del AISC el esfuerzo de corte permisible es:

$$\tau_{\text{perm}} = 12900 \text{ psi}^{14}$$

por lo tanto la sección cumple satisfactoriamente

### **2.2.6.2.- DISEÑO DEL PASADOR EN LA HORQUILLA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO**

El pasador de la horquilla se halla sometido a corte doble como se muestra en la figura 2-23.

El pasador tiende a cortarse según dos secciones transversales. Por lo tanto el esfuerzo de corte es:

$$\tau = \frac{P}{2A}$$

en la que:

---

<sup>14</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-5

$\tau$  = esfuerzo cortante

P = fuerza cortante = 4330 Kg = 9526 lbf

A = área de corte = 0.442 pulg<sup>2</sup>

entonces:

$$\tau = \frac{9526}{2 \cdot 0.442}$$

$$\tau = 10776 \text{ psi}$$

del manual del AISC el esfuerzo de corte permisible es:

$$\tau_{\text{perm}} = 18600 \text{ psi}^{15}$$

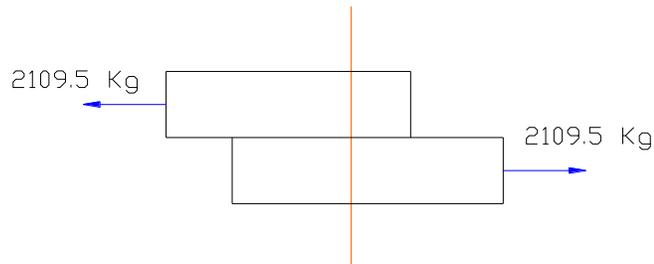
por lo tanto la sección cumple satisfactoriamente

### 2.2.6.3.- DISEÑO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

Como se puede observar en la figura 2-24, los pernos de anclaje se hallan sometidos a corte simple.

---

<sup>15</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-5



## Figura 2-24 Cortante simple en el perno de anclaje

El perno tiende a cortarse según una sección transversal. Por tanto el esfuerzo de corte es:

$$\tau = P / A^{16}$$

en la que:

$\tau$  = esfuerzo cortante

$P$  = fuerza cortante = 767,3 kg (1688 lbf)

$A$  = área de corte = 0,307 pulg<sup>2</sup>

entonces:

$$\tau = 1688 / 0.307 = 5498 \text{ psi}$$

del manual de AISC el esfuerzo de corte permisible es:

$$\tau_{\text{perm}} = 6400 \text{ psi}$$

Por lo tanto la sección cumple satisfactoriamente.

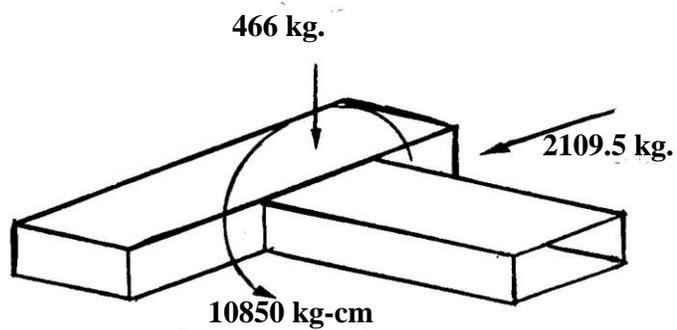
---

<sup>16</sup> Timoshenko, S. Mecánica de Materiales. 2<sup>da</sup> Ed., México, Grupo Editorial Iberoamericana, 1984, P. 26

## 2.3.- DISEÑO DE SOLDADURAS

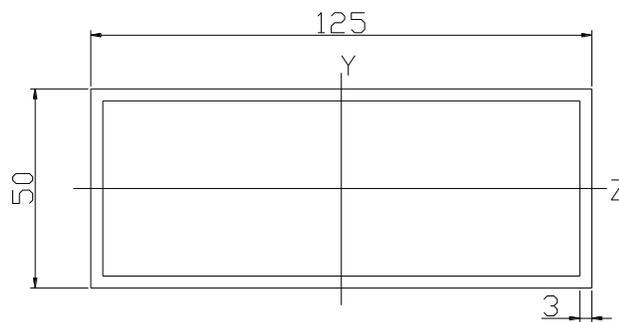
### 2.3.1.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL TRAVESAÑO DE LA PLATAFORMA

La soldadura entre el travesaño y el perfil longitudinal debe soportar las cargas en la figura 2-8.



**Figura 2-25 Cargas en la soldadura del travesaño**

En la figura 2-26 se indica el área de soldadura, con un espesor unitario igual a 1 pulg.



## Figura 2-26 Área de soldadura

Las propiedades físicas de la sección, están dadas por:

$$A = 13.78 \text{ pulg}^2$$

$$I_z = 10.82 \text{ pulg}^4$$

$$I_y = 43.69 \text{ pulg}^4$$

$$J = I_z + I_y = 54.51 \text{ pulg}^4$$

donde:

$J$  = momento polar de inercia

$I_z$  = momento de inercia con respecto al eje Z

$I_y$  = momento de inercia con respecto al eje Y

### 2.3.1.1.- DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS CORTANTES DEBIDO AL TORQUE

Para determinar los esfuerzos cortantes verticales  $f_v$  y los esfuerzos cortantes horizontales  $f_h$ , tenemos:

$$f_v = \frac{Tz}{J} \quad (2 - 8)$$

$$f_h = \frac{Ty}{J} \quad (2 - 9)$$

donde:

T = torque

J = momento polar de inercia

y = punto más alejado del centroide, dirección Y

z = punto más alejado del centroide, dirección Z

con el valor de:

$$T = 10850 \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$T = 9397.6 \text{ lbf} - \text{pulg.}$$

de las ecuaciones 2-13 y 2-14, tenemos:

$$f_v = \frac{9397.6}{54.51} \cdot 0.46 = 424.1 \text{ psi}$$

---

<sup>17</sup> McCormac, J., Diseño de Estructuras Metálicas, 2<sup>da</sup> Ed., México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1971, P. 362

$$f_h = \frac{9397.6}{54.51} \cdot 0.98 = 169.8 \text{ psi}$$

### 2.3.1.2.- DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS CORTANTES DEBIDO A CARGAS

Mediante la siguiente ecuación determinamos los valores de los esfuerzos normales  $f_{cy}$  y  $f_{cz}$ .

$$f_c = F / A$$

entonces:

$$f_{cy} = 1025.23 / 13.78 = 74.4 \text{ psi}$$

$$f_{cz} = 4641.1 / 13.78 = 336.8 \text{ psi}$$

### 2.3.1.3.- DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS NORMALES DEBIDO A MOMENTOS

Considerando una estructura rígida se tiene que los extremos del travesaño absorben momento.

mediante la fórmula:

$$M = \frac{PL}{8} \quad (2 - 10)$$

se tiene:

---

<sup>18</sup> Blodgett, O., Desing of Welded Structures, 12<sup>th</sup> Ed., Ohio, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1982, P. 2.4-1

$$M_z = 7568 \text{ lbf-pulg}$$

$$M_y = 34258.6 \text{ lbf-pulg}$$

El esfuerzo por flexión  $f_x$  en el travesaño debido a los momentos, está dado por la fórmula:

$$f_x = \frac{M_z y}{I_z} + \frac{M_y z}{I_y}$$

se obtiene:

$$f_x = \frac{7568(0.98)}{10.82} + \frac{34258.6(0.46)}{43.69}^{19}$$

$$f_x = 2617.9 \text{ psi}$$

Realizando la superposición de efectos, usamos:

$$f_y = f_v + f_{cy}$$

$$f_z = f_h + f_{cz}$$

reemplazando los valores se tiene:

$$f_y = 424.1 + 74.4 = 498.5 \text{ psi}$$

$$f_z = 169.8 + 336.8 = 506.6 \text{ psi}$$

---

<sup>19</sup> Timoshenko, S. Mecánica de Materiales. 2<sup>da</sup> Ed., México, Grupo Editorial Iberoamericana, 1984, P. 511

El esfuerzo resultante  $f_r$ , está dado por la fórmula:

$$f_r = \sqrt{f_x^2 + f_y^2 + f_z^2} \quad (2 - 11)$$

reemplazando valores, tenemos:

$$f_r = \sqrt{617.9^2 + 498.5^2 + 606.6^2}$$

$$f_r = 2712.7 \text{ psi}$$

El esfuerzo permisible para una soldadura de 1 pulg. de grosor y usando electrodo E – 70 es:

$$f_{\text{perm1}} = 14800 \text{ psi}$$

Para electrodo E – 60 se tiene un coeficiente  $C_1 = 0.857^{21}$ , que modifica el valor del esfuerzo permisible.

$$f_{\text{perm}} = C_1 \times f_{\text{perm1}}$$

$$f_{\text{perm}} = 0.857 \times 14800 = 12684 \text{ psi}$$

entonces se tiene:

$$\text{grosor de la soldadura} = f_r / f_{\text{perm}}^{22}$$

---

<sup>20</sup> McCormac, J., Diseño de Estructuras Metálicas, 2<sup>da</sup> Ed., México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1971, P. 362

<sup>21</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-74

grueso de la soldadura =  $2712.7 / 12684 = 0.214$  pulg  $\approx 0.25$  pulg

usamos 1/4"

### 2.3.2.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LOS APOYOS DE ARTICULACIÓN DE LA PLATAFORMA

La soldadura realizada en los apoyos se ilustra en la figura 2-27, la misma que está bajo la acción de cargas normales y cortantes; además, el momento que se genera

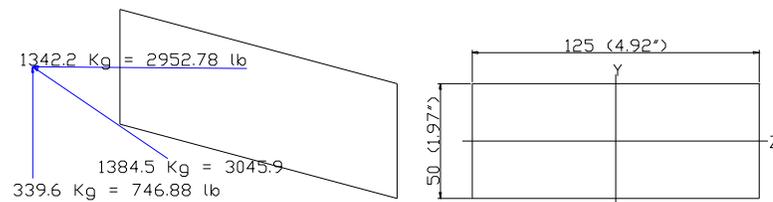
Las propiedades físicas de la sección de la soldadura son:

$$A = 13.78 \text{ pulg}^2$$

$$I_z = 10.82 \text{ pulg}^4$$

$$I_y = 43.69 \text{ pulg}^4$$

$$J = 54.51 \text{ pulg}^4$$



<sup>22</sup> McCormac, J., Diseño de Estructuras Metálicas, 2<sup>da</sup> Ed., México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1971, P. 349

## **Figura 2.27 Diagrama de fuerzas y sección de la soldadura**

### **2.3.2.1.- ESFUERZO DEBIDO A CARGA AXIAL**

De la ecuación :

$$f = F / A$$

$$f_1 = 2952.78 / 13.78 = 214.28 \text{ psi}$$

### **2.3.2.2.- ESFUERZO DEBIDO A CORTE**

De la ecuación anterior obtenemos:

$$f_2 = 746.88 / 13.78 = 54.2 \text{ psi}$$

### **2.3.2.3.- ESFUERZO DEBIDO A MOMENTOS**

Usando la ecuación (2 – 7) del esfuerzo debido a momentos, tenemos:

$$f_3 = 3045.9 / 13.78 = 221.04 \text{ psi}$$

mediante la fórmula (2 – 16) calculamos el esfuerzo resultante  $f_r$ :

$$f_r = \sqrt{(14.28)^2 + (4.2)^2 + (21.04)^2}$$

$$f_r = 312.6 \text{ psi}$$

por lo tanto, con la consideración anterior para electrodo E – 60, se tiene:

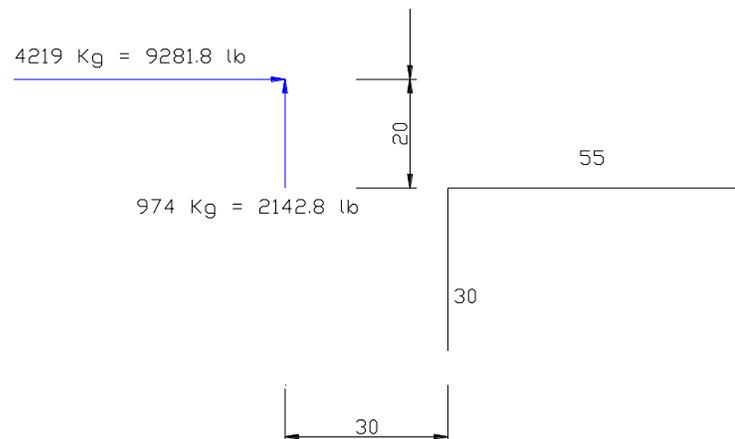
$$\text{grueso de soldadura} = 0.025 \text{ pulg}$$

usamos 1/8"

### 2.3.3.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL APOYO EN LA PLATAFORMA, PARA LA HORQUILLA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO

La característica principal en esta soldadura es que está sometida a la acción de una carga que pasa fuera del centroide de la soldadura.

En la figura 2-28 se tiene la aplicación de la soldadura, donde se tiene las componentes de la reacción en el apoyo de la horquilla



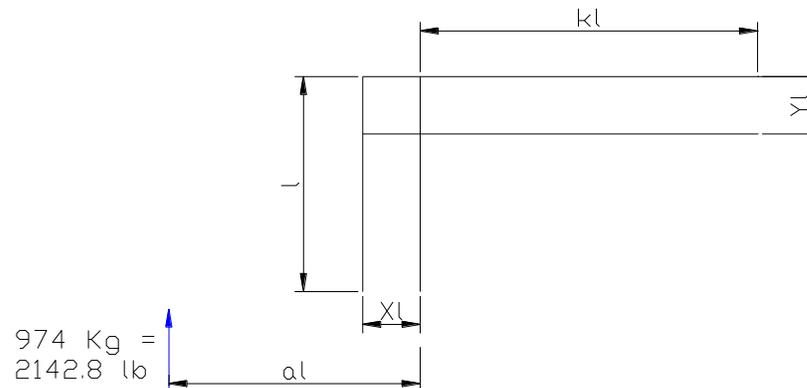
**Figura 2-28 Aplicación de cargas sobre el apoyo de la horquilla**

Por las componentes de la carga debemos analizar dos situaciones:

- La soldadura está sometida a una carga vertical.
- El grupo soldado está sometido a una carga horizontal.

Usamos el manual del AISC, para realizar los cálculos y determinar el grosor del cordón de soldadura<sup>23</sup>.

### 2.3.3.1.- CASO 1: CARGA VERTICAL



**Figura 2-29 Análisis de carga vertical**

$$l = 30 \text{ mm} = 1.18 \text{ pulg}$$

$$kl = 55 \text{ mm} = 2.17 \text{ pulg}$$

$$k = 1.83$$

<sup>23</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-71

entonces:

$$x = 0.578$$

$$y = 0.178$$

de la figura 2-29

$$a^l - x^l = 1.18 \text{ pulg}$$

entonces:

$$a = 1.60$$

$$C = 0.81^{24}$$

para electrodo E – 60 se tiene  $C_1 = 0.857$

la carga vertical  $P = 2142.8 \text{ lbf}$  (carga permisible)

Usando la expresión:

$$D = \frac{P}{CC_1 l}^{25}$$

se tiene:

---

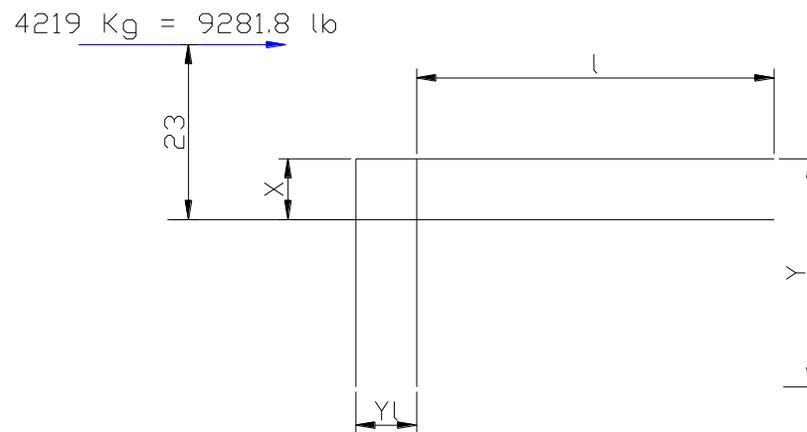
<sup>24</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, Tabla XXVI

<sup>25</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-83

$$D = \frac{2142.8}{(0.81)(0.857)(0.18)}$$

D = 2.65 sexagesimales

### 2.3.3.2.- CASO2: CARGA HORIZONTAL



**Figura 2-31 Análisis con carga horizontal**

$$l = 55 \text{ mm} = 2.17 \text{ pulg}$$

$$k^l = 30 \text{ mm} = 1.18 \text{ pulg}$$

$$k = 0.54$$

entonces:

$$x = 0.098$$

$$y = 0.323$$

de la figura 3 -27

$$a^l - x^l = 0.79 \text{ pulg}$$

entonces:

$$a = 0.46$$

de la tabla XXVI del AISC

$$C = 0.773$$

para electrodo E - 60 se tiene  $C_1 = 0.857$

Usando la expresión:

$$D = \frac{P}{CC_1l}$$

se tiene:

$$D = \frac{2142.8}{(0.81)(0.857)(1.18)}$$

$$D = 6.26 \text{ sexagesimales}$$

Superponiendo los dos efectos tenemos:

$$D = 8.91 \text{ sexagesimales}$$

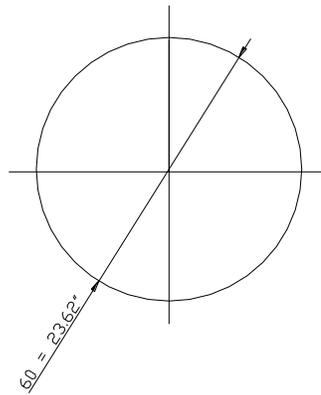
como son dos cordones los que soportan la carga, tenemos:

$$D = 4.45 \text{ sexagesimales para cada cordón}$$

usamos 5/16"

### 2.3.4.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LA CORREDERA DE LOS BRAZOS DE APOYO

Esta soldadura se halla sometida a cargas de tracción. La sección de la soldadura se indica en la figura 2-31.



**Figura 2-31 Área de soldadura**

El área de soldadura está definida por:

$$A = \pi d e$$

para un espesor  $e = 1$  pulg.

$$A = \pi \times 23.62 \times 1 = 74.2 \text{ pulg}^2$$

La mayor carga que actúa sobre la soldadura es:

$$P = 3160 \text{ Kg} = 6952 \text{ lbf}$$

$$f_a = 936.9 \text{ psi}$$

Usando electrodo E – 60, el esfuerzo permisible de la soldadura es:

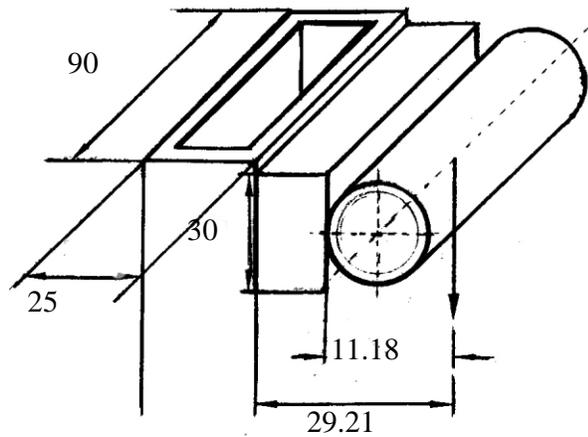
$$f_{\text{perm}} = 12683.6 \text{ psi}$$

se tiene un grueso de soldadura de 0.074 pulg.

usamos 1/8 pulg.

### **2.3.5.- DISEÑO DE LAS SOLDADURAS EN LAS ARTICULACIONES DE LOS SOPORTES GIRATORIOS**

En la figura 2-32 se observa la disposición de los elementos soldados.

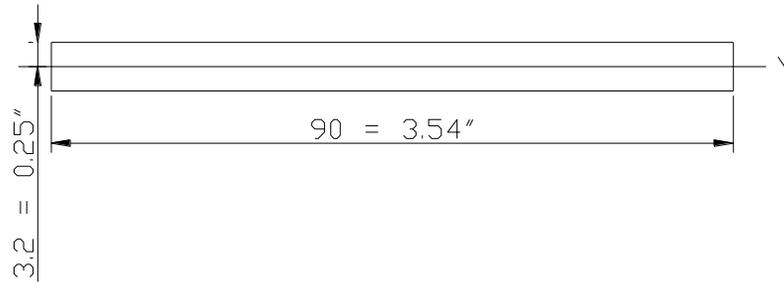


**Figura 2-32 Disposición de los elementos soldados**

Estas soldaduras están sometidas a momento flector.

### **2.3.5.1.- SOLDADURA ENTRE BLOQUES DE SEPARACIÓN Y BOCIN**

En la figura 2-33 se muestran las propiedades físicas de la sección de soldadura



**Figura 2-33 Área de soldadura**

$$I_z = 0.44 \text{ pulg}^4$$

$$f = 738.21 \text{ psi}$$

Usando electrodo E – 60, el esfuerzo permisible de la soldadura para un espesor de 1 pulg. es de 12683.6 psi.

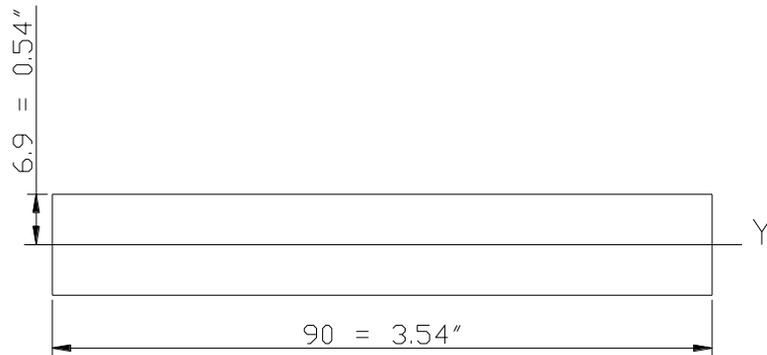
entonces:

$$\text{grosor de soldadura} = 0.06 \text{ pulg.}$$

Usamos 1/8 pulg.

### **2.3.5.2.- SOLDADURA ENTRE BLOQUE Y SOPORTE GIRATORIO**

La figura 2-34 muestra la sección de la soldadura, y tiene las siguientes propiedades físicas



**Figura 2-34 Área de soldadura**

$$I_z = 2.46 \text{ pulg}^4$$

$$f = 814.43 \text{ psi}$$

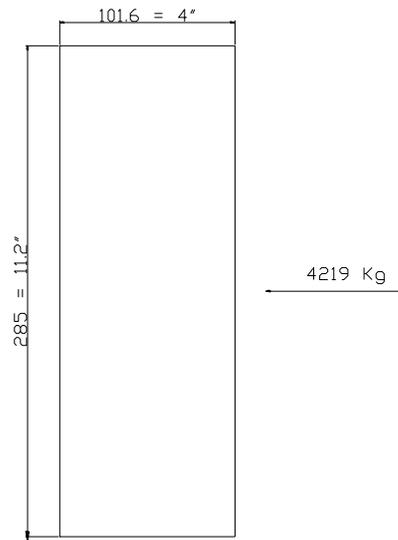
Para electrodo E – 60 con un esfuerzo permisible de soldadura de 12683.6 psi, se tiene:

$$\text{grosor de soldadura} = 0.064 \text{ pulg.}$$

Usamos 1/8 pulg.

### **2.3.6.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LA PLACA DE APOYO DEL CILINDRO**

En la figura 2-35 se observa la disposición de la soldadura, la misma que se encuentra sometida a corte



**Figura 2-35 Carga en la soldadura**

El área de corte, con un espesor de 1 pulg. es:

$$A = 8 \text{ pulg}^2$$

el esfuerzo de corte calculado es:

$$f_s = 9281.8 / 8 = 1160.22 \text{ psi}$$

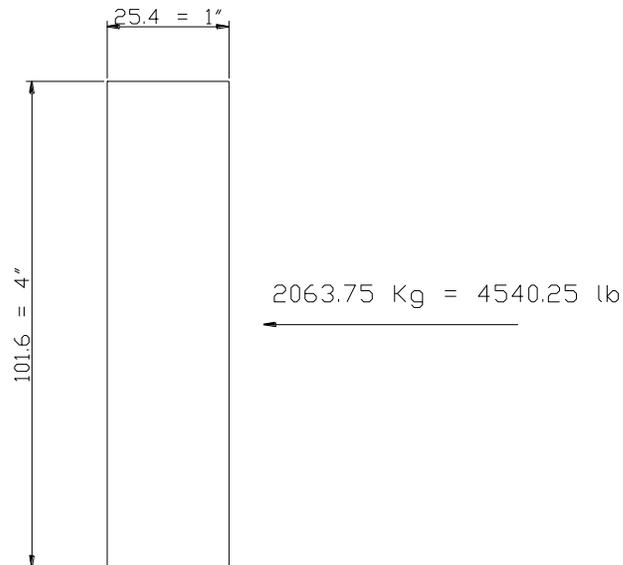
usando electrodo E – 60 se tiene:

$$\text{grosor de la soldadura} = 0.09 \text{ pulg.}$$

usamos 1/8 pulg.

### 2.3.7.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LOS BLOQUES DE SEGURIDAD

La soldadura en los bloques de seguridad que van en la base, están sometidos a una fuerza cortante como se indica en la figura 2-36.



**Figura 2-36 Carga en la soldadura**

el área de corte es:

$$A = 8 \text{ pulg}^2$$

el esfuerzo de corte es:

$$f_s = 4540.25 / 8 = 567.5 \text{ psi}$$

para electrodo E – 60 de esfuerzo permisible:

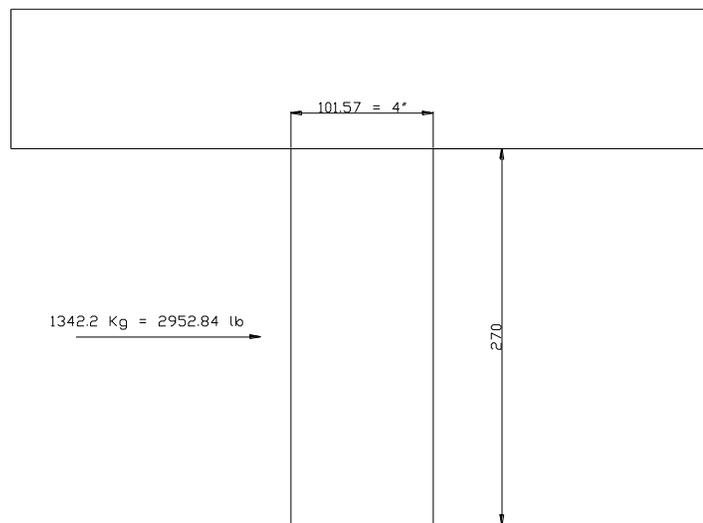
$$f = 12683.6 \text{ psi}$$

grosor de soldadura = 0.045"

usamos 1/8 pulg.

### 2.3.8.- DISEÑO DE LA SOLDADURA EN LAS PLACAS LATERALES DE LA BASE

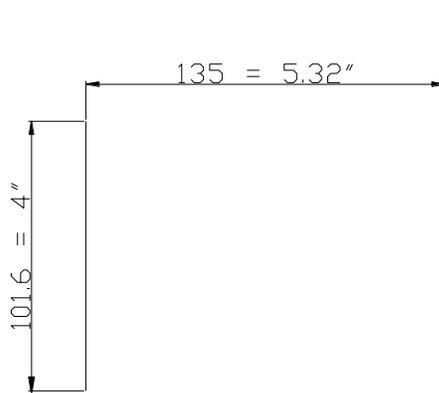
En la figura 2-37, se indica la disposición de la carga.



**Figura 2-37 Carga en la soldadura de la placa lateral de la base**

En este diseño tenemos el caso de una carga excéntrica. Del manual del AISC calculamos el grosor de la soldadura<sup>26</sup>

<sup>26</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-76



**Figura 2-38 Área de soldadura**

$$l = 4 \text{ pulg.}$$

$$a' = 7.32 \text{ pulg.}$$

$$a = 1.83$$

entonces:

$$C = 0.229$$

Para electrodo E – 60

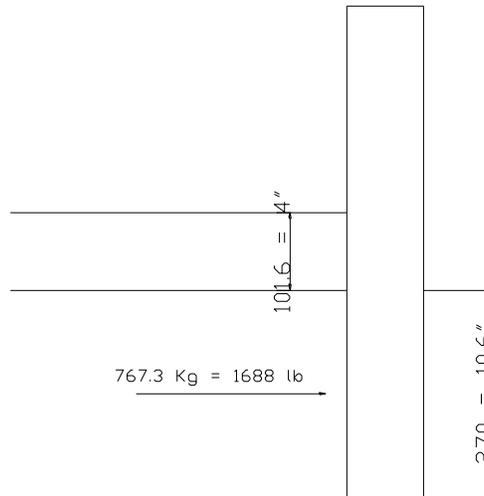
$$C_1 = 0.857$$

$$D = 2.15 \text{ sexagesimal}$$

$$\text{grueso de soldadura} = 5/32 \text{ pulg.}$$

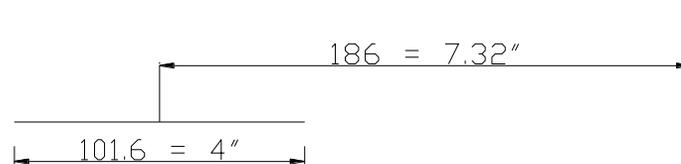
### 2.3.9.- DISEÑO DE LA SOLDADURA EN LA PLACA POSTERIOR DE LA BASE

En la figura 2-39 se indica la disposición de la carga.



**Figura 2-39 Carga en la soldadura de la placa posterior**

En este diseño se utiliza el caso de una carga excéntrica, como se muestra en la figura 2-40. Mediante el manual del AISC calculamos:



## Figura 2-40 Área de la soldadura

$$l = 4 \text{ pulg.}$$

$$a^l = 7.32 \text{ pulg.}$$

$$a = 1.33$$

entonces:

$$C = 0.325$$

Para electrodo E – 60

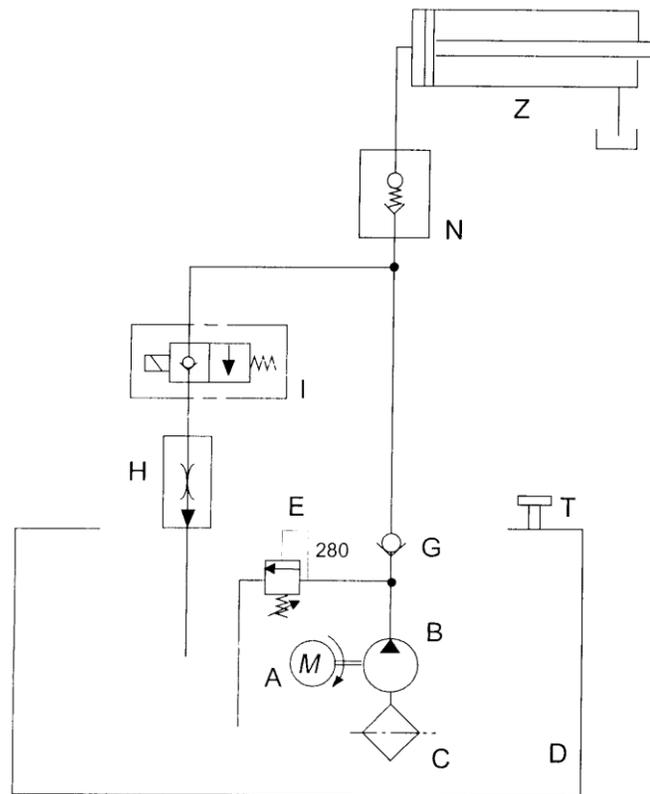
$$C_1 = 0.857$$

$$D = 2.64 \text{ sexagesimal}$$

$$\text{grueso de soldadura} = 3/16 \text{ pulg.}$$

## 2.4.- DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

El diagrama del circuito hidráulico mostrado en la figura 2-41 nos indica el funcionamiento del sistema de potencia.



**Figura 2-41 Circuito hidráulico**

Mediante este circuito hidráulico se va a diseñar:

Cilindro hidráulico

Rosca del cilindro hidráulico

Soldadura de la tapa del cilindro

Vástago del cilindro.

Además se seleccionará los siguientes elementos:

Sello de presión del aceite

Sellos para fugas de aceite

Unidad de potencia

Accesorios de unión

#### **2.4.1.- DISEÑO DEL CILINDRO**

El cilindro se diseña como un cilindro de pared gruesa que está sometida a presión interior.

La fuerza máxima, que debe transmitir el cilindro hidráulico, para la capacidad del elevador en su posición crítica es de 4330 Kg (9526 lbf).

Elegimos una presión de fluido de 2000 psi que se convertirá en energía mecánica por medio del cilindro hidráulico.

Con estos valores y las siguientes fórmulas se determinará el diámetro interior del cilindro:

$$p = F/A \text{ }^{27}$$

---

<sup>27</sup> Parker, Industrial Hydraulic Technology, 21<sup>th</sup> Ed., Ohio, Group Parker – Hannifin Corporation, 1986, P. 2-3

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

en las que:

p = presión del fluido

F = fuerza transmitida

A = Área donde se aplica la presión

D<sub>i</sub> = Diámetro interior del cilindro

de donde:

$$A = 9526 / 2000 = 4.763 \text{ pulg}^2$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4.763 \times 4}{\pi}} = 2.46 \text{ pulg.}$$

tomamos 2.5 pulg. como diámetro interior

Seleccionando un tubo sin costura, de acero A – 53 grado B, célula 40 con esfuerzo permisible 15000 psi<sup>28</sup>, de diámetro 2.5 pulg.. Tenemos las siguientes propiedades físicas:

Diámetro interior = 2.469 pulg.

Diámetro exterior = 2.875 pulg.

Calculamos el esfuerzo máximo producido por el tubo:

$$S_t = \frac{r_i^2 p_1}{r_e^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_e^2}{r^2} \right) \quad (2 - 12)$$

en la que:

$S_t$  = esfuerzo tangencial en el radio r

$r_i$  = radio interior

$r_e$  = radio exterior

$p_1$  = presión interior

sí:

---

<sup>28</sup> Baumeister, T.: y otros, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 8<sup>va</sup> Ed., México, McGraw-Hill, 1984, P. 8-154

<sup>29</sup> Baumeister, T.: y otros, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 8<sup>va</sup> Ed., México, McGraw-Hill, 1984, P. 5-50

$$r = r_e$$

se tiene:

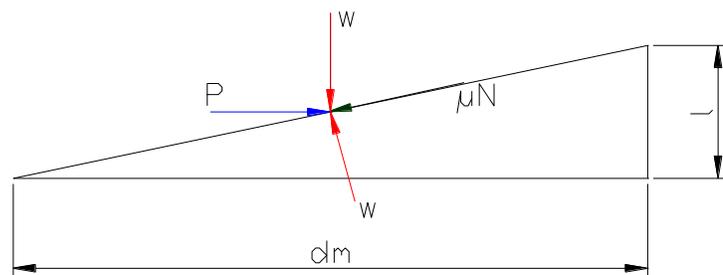
$$S_t = \frac{1.23^2 (0900)}{1.44^2 - 1.23^2} \left( 1 + \frac{1.44^2}{1.44^2} \right)$$

$$S_t = 12403 \text{ psi}$$

Por lo tanto el tubo seleccionado cumple satisfactoriamente.

#### 2.4.1.1.- DISEÑO DE LA ROSCA DEL CILINDRO

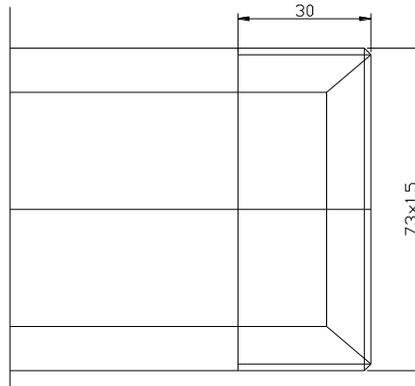
Primero determinamos si la rosca es autoasegurante. La figura 2-42 representa el diagrama de cargas sobre un filete de rosca.



**Figura 2-42 Cargas sobre el filete de la rosca**

Tomamos el diámetro exterior del cilindro como diámetro exterior de la rosca  $d_e$ :

$$D_e = 2.875 \text{ pulg.} = 73 \text{ mm}$$



**Figura 2-43 Rosca del cilindro.**

De la figura 2-43, el diámetro medio  $d_m$  es:

$$d_m = 71.7 \text{ mm}$$

para:

$$l = 1.5 \text{ mm}$$

se tiene:

$$\tan \delta = 0.007$$

El coeficiente de fricción  $\mu$ , entre los aceros es:

$$\mu = 0.74^{30}$$

entonces:

$$\mu > \tan \delta$$

por lo tanto la rosca es auto asegurable.

Determinamos el esfuerzo cortante  $\tau$ , en el diámetro interior de la rosca. La rosca triangular del cilindro tiene un ángulo de  $60^\circ$ .

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_1 h} \quad 31 \quad (2 - 13)$$

en la que:

$F$  = carga sobre la rosca

$d_1$  = diámetro interior de la rosca

---

<sup>30</sup> Baumeister, T.: y otros, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 8<sup>va</sup> Ed., México, McGraw-Hill, 1984, P. 3-26

<sup>31</sup> Shigley, J., Diseño en Ingeniería Mecánica, 2<sup>da</sup> Ed., México, McGraw-Hill 1980, P. 285.

$h$  = longitud de rosca

si se tiene:

$$F = 4462 \text{ Kg} = 9817 \text{ lbf}$$

$$d_i = 70.4 \text{ mm} = 2.77 \text{ pulg.}$$

$$h = 30 \text{ mm} = 1.18 \text{ pulg.}$$

entonces:

$$\tau = \frac{2 \times 9817}{\pi \times 2.77 \times 1.18}$$

$$\tau = 1912 \text{ psi}$$

el esfuerzo permisible es:

$$\tau_{\text{perm}} = 0.17 f_u^{32}$$

donde

$f_u$  = resistencia última

---

<sup>32</sup> AISC, Manual of Steel Construction, 8<sup>th</sup> Ed., Chicago, 1982, P. 4-5

entonces:

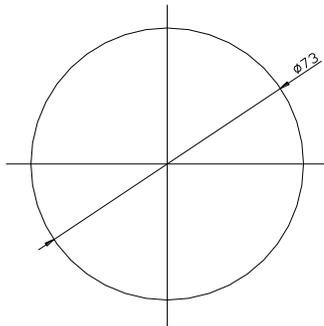
$$\tau_{\text{perm}} = 0.17 \times 60000 = 10200 \text{ psi}$$

Por lo tanto la rosca cumple satisfactoriamente.

#### 2.4.1.2.- DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LA TAPA DEL CILINDRO

La soldadura de la tapa inferior del cilindro se diseña a corte.

El área de la soldadura es la que se indica en la figura 2-44, con un espesor de 1 pulg.



**Figura 2-44 Área de soldadura**

Calculando el esfuerzo de corte  $f_s$ :

$$f_s = F / A$$

de donde:

$$A = 9 \text{ pulg.}$$

$$F = 9817 \text{ lbf}$$

entonces el esfuerzo de corte es:

$$f_s = 9817 / 9 = 1087 \text{ psi}$$

para electrodo E – 60 el esfuerzo permisible es:

$$f = 1268306 \text{ psi}$$

de donde:

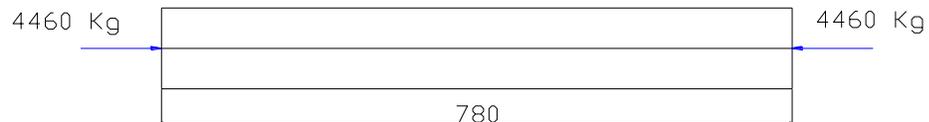
$$\text{grueso de soldadura} = 0.09 \text{ pulg.}$$

tomamos 1/8 pulg.

#### **2.4.2.- DISEÑO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO**

La posición de mayor esfuerzo del vástago del cilindro, es cuando en el cilindro hidráulico actúa una presión de 2000 psi sobre el área del pistón,

a través del sello principal de presión. Para esta condición, se determina la fuerza que debe resistir el vástago.

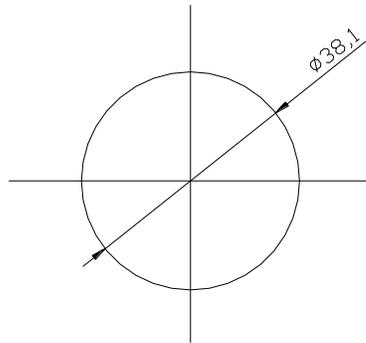


**Figura 2-45 Carga de compresión sobre el vástago**

de la figura 2-45 se tiene:

$P = 4460 \text{ Kg} = 98\ 17 \text{ lbf} = \text{carga de compresión sobre el vástago}$

Se considera el eje de diámetro 38.1 mm ( 1.5 pulg.) de acero bholer k 100, cuya sección se indica en la figura 2-46.



**Figura 2-46 Sección del vástago**

La propiedades de la sección:

$$A = 11.4 \text{ cm}^2$$

$$I = 10.3 \text{ cm}^4$$

$$r = 0.95 \text{ cm}$$

El vástago del cilindro se comporta como una columna simplemente apoyada. Analizando la estabilidad de éste elemento, como los requerimientos del AISC se tiene:

El valor de  $\frac{Kl}{r}$ , para  $K = 1$  (apoyos articulados)

$$\frac{Kl}{r} = 82.1$$

Usando la fórmula 2-13, determinamos el valor de esbeltez crítica  $C_c$ , para el esfuerzo de fluencia del acero  $K 100 F_y = 80 \text{ Ksi}$

$$C_c = 86$$

entonces:

$$Kl/r < C_c$$

usamos la expresión:

$$F_a = \frac{\left[ 1 - \frac{(2.1)^2}{286^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(2.1)^2}{8(6)} - \frac{(2.1)^3}{8(6)^3}}$$

para determinar el esfuerzo permisible:

$$F_a = 0.284 F_y$$

$$F_a = 0.284 \times 80 = 22.73 \text{ Ksi}$$

El esfuerzo de compresión calculado  $f_a$  es:

$$f_a = P / A$$

$$f_a = 9817 / 1.767 = 5.553 \text{ Ksi}$$

por lo tanto:

$$f_a < F_a$$

el factor de seguridad FS es:

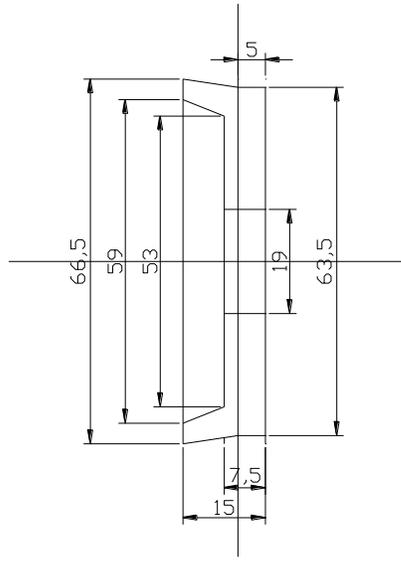
$$Fs = F_a / f_a$$

$$Fs = 22.73 / 5.553 = 4$$

con este factor de seguridad, el vástago cumple con los requerimientos de diseño.

### **2.4.3.- SELECCIÓN DEL SELLO PRINCIPAL DE PRESIÓN DE ACEITE**

Para el sello principal de presión de aceite, seleccionamos un caucho sintético, nitrilo de grado 70. Las medidas de este sello se muestra en la figura 2-47.

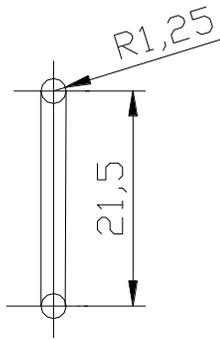


**Figura 2-47 Sello principal de presión**

#### **2.4.4.- SELECCIÓN DE LOS SELLOS PARA FUGAS DE ACEITE**

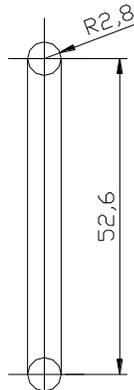
Seleccionamos tres sellos para detener las posibles fugas de aceite, los mismos que se encuentren ubicados en:

**Sello para pistón:** el aceite puede fugar entre el diámetro interior del pistón y la rosca del vástago del cilindro, para lo cual colocamos un sello de caucho. En la figura 2-48 se indican las dimensiones de éste sello.



**Figura 2-48 Sello de nitrilo**

**Sello en la tapa del cilindro:** sirve para detener posibles fugas en el extremo del cilindro. El material del sello es caucho, las dimensiones de éste se muestran en la figura 2-49.



**Figura 2-49 Sello de nitrilo**

**Sello para el vástago del cilindro:** éste sello tiene doble función, una de suspender posibles fugas que se presenten por el vástago del cilindro; y otra, de mantener limpio el vástago de impurezas externas. Usamos un sello 38 x 47 x 7.

#### **2.4.5.- SELECCIÓN DE LA UNIDAD COMPACTA DE POTENCIA.**

En la selección de la unidad compacta de potencia, usamos el catálogo de la Jhons S. Barnes (J.S.B.) y el manual de KIT INC., para lo cual realizamos los cálculos correspondientes de diseño de un circuito hidráulico. Con estos cálculos determinamos:

- El caudal que debe entregar la bomba.
- La potencia del motor eléctrico.
- La capacidad del reservorio de aceite.

#### **2.4.5.1.- DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE LA BOMBA**

El tiempo de elevación debe ser de 45 seg., para un recorrido de 810 mm.

entonces el caudal Q será:

$$Q = \frac{\pi d^2 x \text{ carrera}}{4xt}$$
$$Q = \frac{\pi \times 6.35^2 \times 81}{4 \times 75} = 3420.28 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 0,90 \text{ GPM}$$

Por lo tanto seleccionamos la bomba que entrega 1 GPM de caudal.

#### **2.4.5.2.- DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR**

Usando la fórmula de la potencia en términos de presión en psi y caudal en GPM tenemos:

$$\text{Potencia} = p \times Q \times 0,000583^{33}$$

donde:

Potencia en Hp

$p$  = presión de fluido en psi

$Q$  = caudal en GPM

para:

$p = 2000$  psi

$Q = 0,92$  GPM

se tiene:

$$\text{Potencia} = 2000\text{psi} \times 0.90\text{GPM} \times 0.000583 = 1 \text{ HP}$$

El motor seleccionado es de potencia 1 HP.

#### **2.4.5.3.- DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL RESERVORIO DE ACEITE**

El volumen de aceite en el cilindro es:

$$V = 1742 \text{ cm}^3$$

---

<sup>33</sup> Parker, Industrial Hydraulic Technology, 21<sup>th</sup> Ed., Ohio, Group Parker – Hannifin Corporation, 1986, P. 4-5

$$V = 0.46 \text{ Gal.}$$

El catálogo de la JSB, establece que el reservorio de aceite sea de 2,5 a 3 veces el volumen de aceite utilizado en el cilindro.

Entonces seleccionamos el reservorio JSB BAO, de capacidad 1,5 galones.

Adicionalmente seleccionamos los siguientes accesorios hidráulicos:

- Válvula direccional 2/2
- Válvula de control de flujo
- Válvula de control de presión de 0 a 2000 psi

El código de la unidad compacta de potencia seleccionada, uniendo todos los elementos anteriores es 1C2D3A4F5A6AE7A8 de KIT INC., como se indica en la figura 2-50.



**Figura 2-50 Unidad compacta de potencia**

#### **2.4.6.- SELECCIÓN DE LOS ACCESORIOS DE UN IÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.**

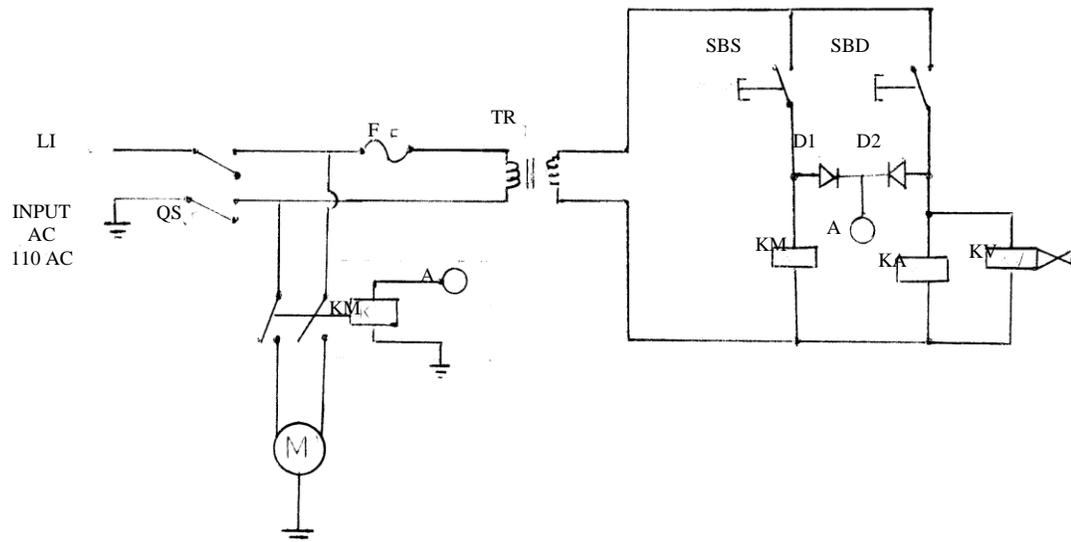
Los accesorios son seleccionados del catálogo de ERMETO.

La manguera de conducción de aceite de la unidad de potencia al cilindro hidráulico es MAPAT - 6, que tiene una presión de trabajo de  $280 \text{ kg/cm}^2$  (3974 psi).

Terminal de unión entre cilindro hidráulico y manguera, PTAT 6x4

Terminal de unión entre unidad de potencia y manguera, PFAT 3/8 x 90 x 6

## 2.5.- DISEÑO DEL CIRCUITO ELÉCTRICO



**Figura 2-51 Circuito Eléctrico**

De la figura 2-51 tenemos:

Qs = Switch de mando

M = Motor

F = Fusible

KM = Switch de control remoto de ascenso

KA = Relay

TR = Transformador

KV = Válvula Solenoide de descenso

SBS = Pulsador de ascenso

SBD = Pulsador de descenso

### **III.- PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE**

#### **3.1.- PROCESOS**

El proceso puede verse como la esencia del negocio, no solo la mayor parte del trabajo se hace a través de procesos si no que gran parte de los aspectos que en realidad diferencian a las organizaciones entre si es inherente a su proceso particular de trabajo. Esta aseveración es perfectamente razonable, la misma materia prima y el mismo capital humano están a disposición de todas las empresas, por lo tanto el proceso es uno de los factores son importantes que contribuyen a la ventaja competitiva, sin embargo a pesar de su importancia parece no haber sido tomado en cuenta por los teóricos de la administración ni por los administradores mismos.

##### **3.1.1.- DEFINICIÓN DE PROCESO**

Es el conjunto de actividades concatenadas destinadas a generar un producto o servicio a un plazo dado.

El objetivo de un proceso es proveer un producto o servicio de calidad superior en el menor plazo posible al más bajo costo a fin de conseguir una satisfacción total del cliente.

Un proceso es efectivo cuando genera un producto o servicio que cumple consistentemente con los requisitos del cliente, logrando su plena satisfacción.

Un proceso es eficiente cuando genera un producto o servicio haciendo la mejor utilización posible de los recursos.

Los procesos se mejoran por diferentes razones. Primero son parte del diseño de negocios que suministran la máxima diferenciación y potencial para la ventaja competitiva. Segundo mejorar el proceso es la única oportunidad para reducir de manera significativa los costos sin disminuir los resultados o la calidad. Tercero la tecnología apoya directamente al proceso de manera que mejorarlo es la mejor forma de sacar ventaja de nuevas tecnologías.

Los proyectos para elevar la calidad y para el cambio organizacional han sido mucho más utilizados que los esfuerzos para la modificación de procesos, sin embargo cuando no se ha considerado la mejora del proceso dichos procesos han sido menos eficaces de lo que hubiesen podido ser.

### **3.1.2.- TIPOS DE PROCESOS**

Dentro de la cadena de valor existen procesos que se coordinan entre si para un mejor desempeño y estos son:

- **Procesos Primarios.-** O de producción los mismos que están en contacto físico con los que se le entregara al cliente.
- **Procesos de Apoyo.-** Son aquellos que respaldan a los procesos primarios o de producción.

- **Procesos de Gestión.-** Aquellos que coordinan las actividades de los procesos de apoyo y primarios.

La evolución de la empresa a partir de 1995 es diferente, puesto que es una era de valor total de una organización conectada donde existen impulsores para el cambio efectivo como la globalización de mercados, explosión tecnológica, la empresa ampliada, centros de inversión, procesos, redes de valor agregado, la comprensión precio/ utilidad, equipos autodirigidos y de alto desempeño donde se generan productos o servicios para los clientes de acuerdo a sus necesidades con un trato personalizado brindando un mayor valor agregado a lo que ofrecemos ya que cada cliente cuenta.

### **3.2.- MANEJO DE MATERIALES**

El diseño del sistema exige, en primer lugar, un análisis muy completo. Los parámetros físicos del negocio así como el sistema del manejo de materiales se definen por la uniformidad o la diversidad de las características del manejo de la línea de productos, por la tasa de transacción, el volumen de movimiento y el perfil del inventario en cada paso de la operación.

Las soluciones del manejo de materiales demanda algo más que un equipo, también necesitan un sistema de administración lógico y efectivo.

Al manejar materiales, se debe determinar, dónde, por qué y hasta donde se debe hacer. Se debe preguntar si la carga de trabajo del manejo de materiales, así como las características del sistema se

pueden alterar mediante el cambio de las políticas de mercadotecnia, del diseño del empaque, rebajas de precios, etc.

El manejo de materiales es tiempo y el tiempo demanda costo. Los materiales que fluyen a través del sistema o que éste almacenado esperando una acción o disposición, genera costos y al generación de los costos esta directamente relacionada con el tiempo.

En las operaciones de fabricación el gasto del manejo de materiales es causado, en su mayoría, por la transportación y almacenaje del trabajo en proceso, entre una operación y otra. En el ambiente moderno justo a tiempo, o en la operación mecanizada o automatizada, el sistema de manejo de materiales es, con frecuencia, parte integral del diseño del equipo de manufactura y del sistema de manejo de materiales.

La reducción en el manejo de materiales son utilidad pura. Los cambios en las operaciones del manejo de materiales no afectan en el diseño, la función o la comercialización del producto. Estos cambios en el sistema si reducen el costo en la fabricación y la distribución del producto. Si el precio del mercado es estable, la reducción en el costo aumenta al margen bruto y por lo tanto, todo representa utilidad.

### **3.3.- PLAN DE PRODUCCIÓN**

La planificación es escoger y relacionar hechos para prever y formular actividades propuestas que se suponen necesarias para lograr resultados deseados.

La planificación es la fase inicial del proceso administrativo. Sin planeación no existe una ejecución inteligente ni aprovechamiento racional de los recursos.

### **3.4.- ESTUDIO DE MÉTODOS**

Cuando se ha diseñado el producto y determinado una cantidad establecida de elementos que han de intervenir, es necesario identificar un sistema de producción que debe apegarse al diseño, es entonces cuando se debe realizar una forma de control de la utilización de materiales diferentes, una revisión de tolerancias, puede llegar a procesos de operaciones más económicos.

Para facilitar la comparación de los distintos procesos de producción, se utiliza una representación gráfica de las actividades y secuencias necesarias para obtener el producto. Esta gráfica es generalmente conocida con el nombre de diagrama de proceso.

Este diagrama de proceso nos sirve para el momento de realizar un trabajo, se debe buscar la manera de mejorarlo en todo lo posible, para lo cual se debe saber exactamente en que consiste, y muy rara vez en trabajos simples y de muy poco tiempo de realización, se podrá tener la certeza de conocer todos los detalles de la tarea. Necesitamos entonces hacer uso de la observación para detectar todos los detalles y registrarlos debidamente.

En un diagrama de procesos se representa gráficamente los pasos que deben seguirse en una secuencia de actividades de un proceso, identificándolos mediante símbolos de acuerdo con la naturaleza de la tarea que se realiza. Incluye también información que se considera

necesaria para poder realizar el análisis de distancias, cantidad y tiempo requeridos.

Para facilitar la eliminación de ineficiencias, con fines analíticos es conveniente clasificar las acciones que se dan en un proceso de fabricación. Estos muchas veces se conocen bajos los términos de operaciones, transporte, retrasos o demoras y almacenajes como lo detallamos a continuación.

#### **3.4.1.- OPERACIÓN. (○)**

Una operación tiene lugar cuando se altera intencionadamente cualquiera de las características físicas o químicas de un objeto en; cuando es montado en otro o desmontado; o, cuando se dispone o prepara para otra operación, transporte, inspección o almacenaje. También tiene lugar una operación, cuando se da o recibe información, cuando se hace un cálculo o planeamiento.

#### **3.4.2.- TRANSPORTE. (⇒)**

Se define como un transporte a cualquier movimiento que no sea parte integral de una operación o inspección como enviar datos a la matriz, distribuir material a la próxima estación, transportar bienes para el cliente, caminar, almacenar.

#### **3.4.3.- CONTROL. (□)**

Tiene lugar un control cualquier comparación o verificación de características contra los estándares de calidad. Establecidos para el mismo, pueden ser verificar, requisar, inspeccionar partes, aprobar, etc.

#### **3.4.4.- RETRASO. ( ◻ )**

Tiene lugar un retraso cuando las circunstancias, excepto las inherentes al proceso, no permiten la ejecución inmediata de la acción siguiente conforme a lo planificado.

#### **3.4.5.- ALMACENAJE. ( ▽ )**

Se produce un almacenaje cuando, se guarda o protege un objetivo de forma que se puede retirar sin la correspondiente autorización.

#### **3.4.6.- ACTIVIDAD COMBINADA**

Cuando se desea indicar actividades realizadas a la vez, o por el mismo operario, en el mismo puesto de trabajo, se combinan los símbolos correspondientes a estas actividades.

Por ejemplo el círculo colocado dentro del cuadrado representa una combinación de operación e inspección.

### **3.5.- ELABORACIÓN DEL DIAGRAMA DE OPERACIONES DEL PROCESO.**

Con la elaboración de este diagrama podemos conocer los puntos en que se introducen materiales o metería prima en el proceso, así también conocemos el orden de las inspecciones a realizarse y de todas las

operaciones que se hacen, además puede contener información necesaria como el tiempo requerido la situación de cada paso o si sirven ciclos de fabricación.

El fin de éste diagrama es el de disminuir las demoras, estudiar las operaciones, para eliminar el tiempo improductivo, así como dar una imagen clara de toda la secuencia de acontecimientos en el proceso.

















## IV.- PRUEBAS

### 4.1.- PRUEBAS DE FIABILIDAD DEL EQUIPO

#### 4.1.1.- PRUEBAS SIN CARGA

<b>TABLA 4.1</b>			
<b>POSICIÓN</b>	<b>ALTURA (m)</b>	<b>PESO (Kg)</b>	<b>PRESIÓN (PSI)</b>
1	0	0	250
2	0.5	0	50
3	0.7	0	50
4	0.83	0	50
5	0.92	0	50

#### 4.1.2.- PRUEBAS CON CARGA

<b>TABLA 4.2</b>			
<b>POSICIÓN</b>	<b>ALTURA (m)</b>	<b>PESO (Kg)</b>	<b>PRESIÓN (PSI)</b>
1	0	700	1200
2	0.5	700	800
3	0.7	700	500
4	0.83	700	450
5	0.92	700	400

#### **4.2.- ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EN EL EQUIPO**

- Cuando el equipo trabaja sin carga, la presión se mantiene constante excepto al momento en que el elevador empieza a subir, esto se debe a que en ese momento el pistón ejerce una fuerza directa sobre la plataforma del elevador.
- A medida que el elevador sube, la presión disminuye ya que la fuerza que el pistón ejerce sobre la plataforma se distribuye en sus componentes horizontales y verticales.
- Cuando el equipo trabaja con peso, sucede algo similar con el análisis del funcionamiento sin carga, claro que, aquí es más notoria la disminución de presión mientras más sube el elevador.

## **V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **5.1.- CONCLUSIONES**

- Haber diseñado un elevador hidráulico para vehículos de hasta dos toneladas.
- El elevador que hemos diseñado y construido, presenta varias aplicaciones para el mantenimiento de un vehículo en un taller mecánico.
- Éste elevador nos permite elevar un metro de altura vehículos de hasta 2.5 toneladas.
- El elevador se ha concebido para prestar la mayor confiabilidad y seguridad con relación, tanto a su funcionamiento como a sus aplicaciones.
- El sistema hidráulico necesita menor presión de trabajo a medida que se levanta la plataforma del elevador.
- El mantenimiento del elevador requiere un mínimo de servicio, siendo la tarea principal la de lubricar las articulaciones esporádicamente.

## **5.2.- RECOMENDACIONES**

- El elevador está diseñado para levantar vehículos de hasta 2.5 toneladas.
- Se debe tener en cuenta colocar el seguro al elevador para evitar algún incidente en caso de que fallara el sistema hidráulico.
- Se recomienda hacer un mantenimiento anual al elevador, ya sea tanto en sus articulaciones como en el equipo hidráulico.
- Se debe tener en cuenta el espacio físico en el que va a funcionar el elevador.
- Se debe controlar la presión de trabajo, para que no exista ningún problema en el funcionamiento del elevador.

## BIBLIOGRAFÍA

- Timoshenko, S: Mecánica de materiales; 2<sup>da</sup> ED., Grupo Editorial Ibero América, México, 1984
- Blodgett, O: Desing of Welded Structures; 12<sup>th</sup> ED., The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Ohio,1982
- Norton, R: Diseño de Máquinas; 1<sup>ra</sup> ED., Prentice Hall Hispanoamericana S. A., México, 1999
- Mott, R: Diseño de Elementos de Máquinas; 2<sup>da</sup> ED., Prentice Hall Hispanoamericana S. A., México, 1995
- McCormac, J: Diseño de Estructuras Metálicas; 2<sup>da</sup> ED., Representaciones y Servicios de Ingeniería, México, 1971
- Shigley, J: Diseño en Ingeniería Mecánica; 2<sup>da</sup> ED., McGraw-Hill, México, 1980
- Baumeister, T: Marks Manual del Ingeniero Mecánico; 8<sup>va</sup> ED., McGraw-Hill, México, 1984

- Hughes, W; Dinámica de Fluidos; traducción de la 1<sup>ra</sup> ED., McGraw-Hill, México, 1990
  
- Mott, R: Mecánica de Fluidos Aplicada; Prentice Hall Hispanoamericana S. A., México
  
- Parker: Industrial Hydraulic Technology; 21<sup>th</sup> ED., Group Parker-Hannifin Corporation, Ohio, 1986
  
- AISC, Manual of Steel Construction; 8<sup>th</sup> ED, Chicago, 1982
  
- Ppenger, J: Industrial Hydraulics, fluids, pumps, motors, controls, circuits, servo systems, electrical devices; McGraw-Hill, New York, 1962
  
- REMETO, Catálogo de Mangueras
  
- REMETO, Catálogo de Accesorios Hidráulicos
  
- JSB, Catálogo de Bombas Hidráulicas
  
- KIT INC., Catálogo de Estaciones Hidráulicas
  
- BOHLER, Catálogo de Aceros Especiales



# **ANEXOS**

## **ANEXO A**

### **INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO**

Para la ubicación del elevador es importante disponer de:

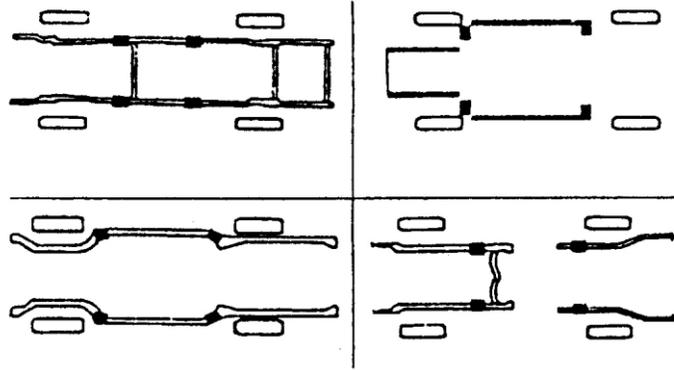
- Un piso nivelado de concreto, de longitud 6200 mm. y de ancho 3000 mm., que forman un área suficiente para realizarlas tareas de mantenimiento del vehículo.
- La altura mínima del galpón será de 2500 mm, con la finalidad de evitar cualquier interferencia en la elevación del auto.
- Una fuente de 110 V, C. A., para el motor de la bomba hidráulica.
- Realizar seis perforaciones en el piso para ubicar los pernos de anclaje.

El mantenimiento del elevador requiere un mínimo de servicio, siendo la tarea principal la de lubricar todas las articulaciones esporádicamente.

## **ANEXO B**

### **INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN**

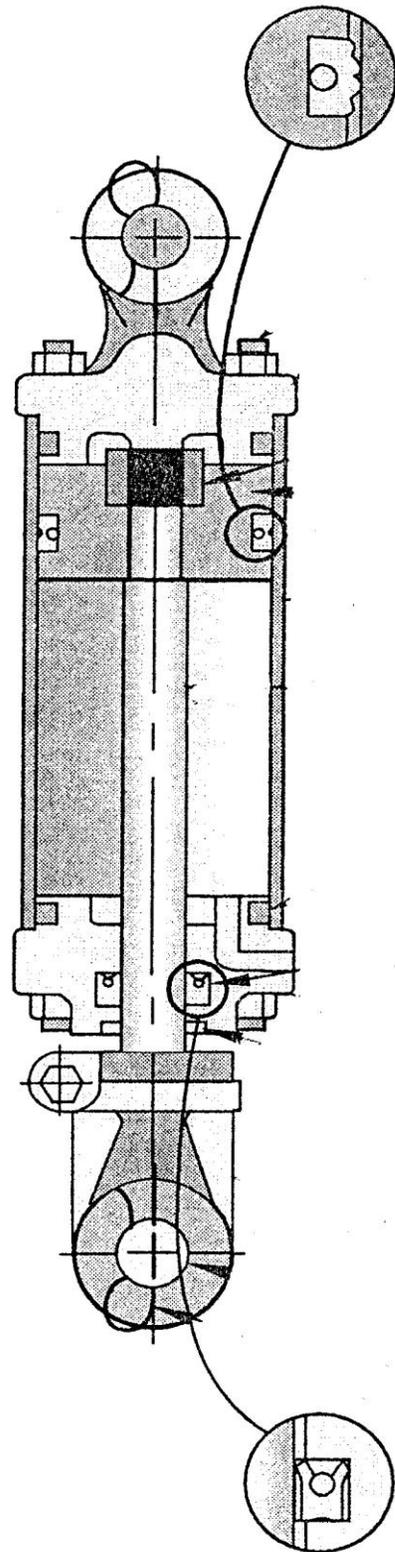
- Permitir la operación del elevador solamente a personal capacitado y autorizado.
  
- Bajar totalmente la plataforma de elevación antes de ser conducido el vehículo al elevador; como también, colocar los brazos de apoyo paralelos a las ruedas del auto.
  
- Antes de intentar elevar cualquier vehículo se debe estar seguro que el peso total del auto no exceda la capacidad de elevación del equipo, esto es, 2 toneladas.
  
- Posicionar al vehículo sobre el elevador, inspeccionando que los puntos de apoyo para el bastidor sean los más correctos, con la finalidad de conseguir la estabilidad del auto. Estos puntos de apoyo se indican en la figura B-1, dados por los fabricantes de autos.



**Figura B –1 Puntos de apoyo para el bastidor del auto**

- Colocar si es necesario, los bloque se caucho, capaz que los brazos de apoyo actúen inmediatamente sobre el bastidor del vehículo.

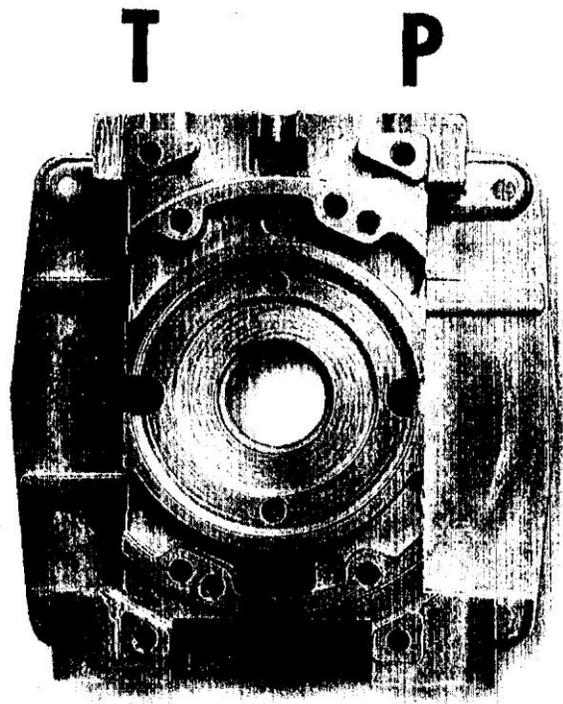
- Él área de trabajo debe estar libre al momento de bajar el



elevador. ANEXO C

**Figura C – 1 Cilindro Hidráulico**

**ANEXO D**

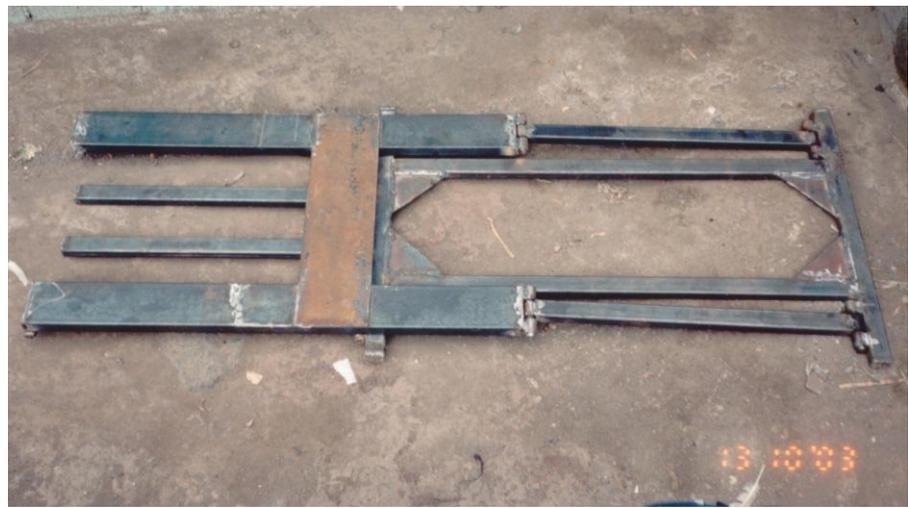


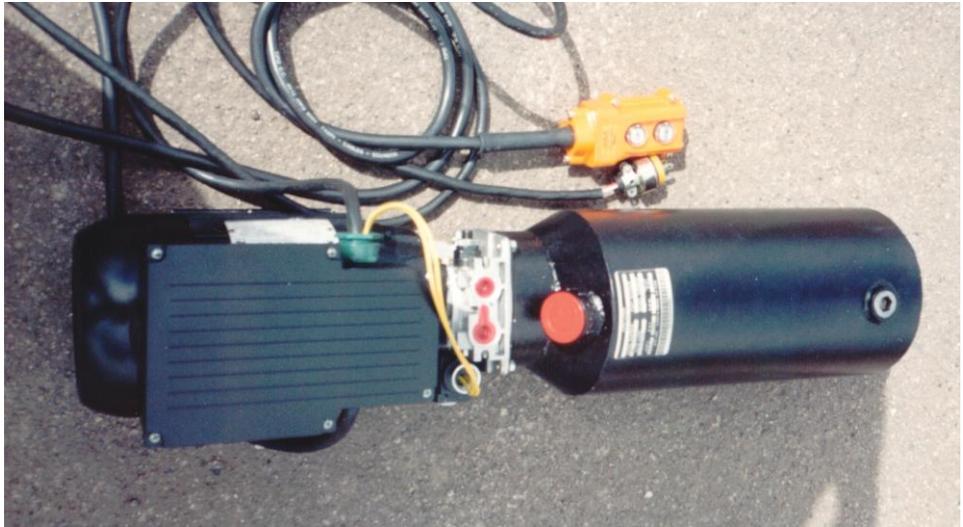
**Figura D-1 Bomba Hidráulica**

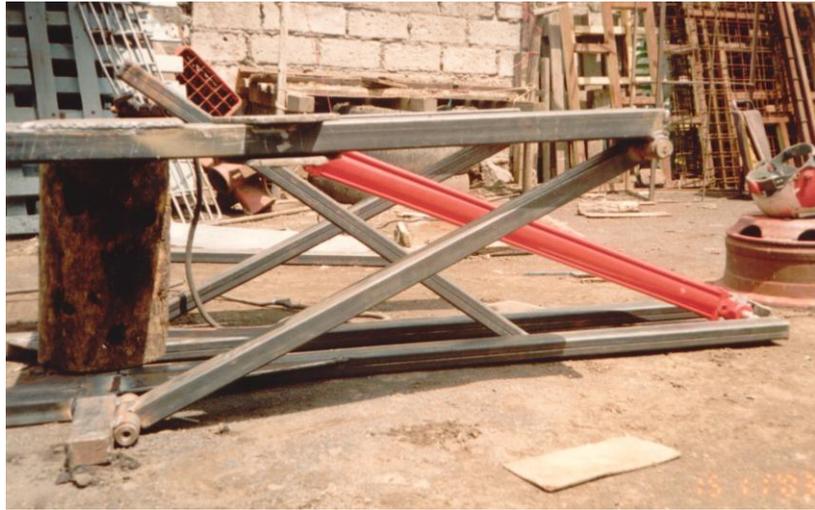
# FOTOS















# SIMBOLOGÍA

$\alpha$	: Ángulo formado entre el cilindro hidráulico	[°]
$\delta$	: Ángulo de filete de la rosca	[°]
$\mu$	: Coeficiente de fricción	
$\sigma_{\text{máx}}$	: Esfuerzo normal máximo	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$\sigma_x$	: Esfuerzo normal en la dirección X	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$\tau_{\text{perm}}$	: Esfuerzo de corte permisible.	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$\tau_{xy}$	: Esfuerzo cortante	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
A	: Área	[mm]
b	: Ancho entre ejes neutros	[mm]
$b_f$	: Ancho del patín de la sección	[mm]
C	: Coeficiente	
$C_1$	: Coeficiente	
$C_c$	: Relación de esbeltez	
d	: Peralte entre ejes neutros	[mm]
D	: Medida sexagesimal	
$D_e$	: Diámetro exterior	[mm]
$d_i$	: Diámetro interior de la rosca	[mm]
$D_i$	: Diámetro interior	[mm]
$d_m$	: Diámetro medio	[mm]
E	: Módulo de elasticidad	[psi]
F	: Carga axial	[lbf], [kg]

$f_a$	: Esfuerzo axial calculado	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$F_a$	: Esfuerzo permisible por compresión	[psi],
	[Kg/cm <sup>2</sup> ]	
$f_h, f_x$	: Esfuerzo por flexión	[psi],
	[Kg/cm <sup>2</sup> ]	
$F_h$	: Esfuerzo permisible de flexión	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$f_h$	: Esfuerzos cortantes horizontales	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$f_r$	: Esfuerzo resultante	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$f_s$	: Es fuerzo de corte	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
FS	: Factor de seguridad	
$f_u$	: Resistencia última	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$f_v, f_y$	: Esfuerzos cortantes verticales	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$F_y$	: Esfuerzo de fluencia	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$f_z$	: Esfuerzo cortante en la dirección Z	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
h	: Longitud de rosca	[mm]
$I_y$	: Momento de inercia con respecto al eje Y	[cm <sup>4</sup> ]
$I_z$	: Momento de inercia con respecto al eje Z	[cm <sup>4</sup> ]
J	: Momento polar de inercia	[cm <sup>4</sup> ]
K	: Factor de longitud	
l	: Longitud del elemento	[mm]
M	: Momento flector	[Kg/cm]
$M_y$	: Momento con respecto al eje Y	[Kg/cm]
$M_z$	: Momento con respecto al eje Z	[Kg/cm <sup>2</sup> ]
p	: Presión	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
P	: Fuerza cortante	[lbf], [kg]
$p_1$	: Presión interior	[psi]
Q	: Caudal	[GPM],
	[cm <sup>3</sup> /min]	
r	: Radio de giro de la sección	[mm]
R	: Resistencia a la torsión	[cm <sup>4</sup> ]

$R_a$	: Reacción en el soporte delantero	[lbf], [kg]
$R_e$	: Reacción en el émbolo del cilindro hidráulico	[lbf], [kg]
$r_e$	: Radio exterior	[mm]
$r_i$	: Radio interior	[mm]
$R_p$	: Reacción en el brazo de apoyo	[lbf], [kg]
$R_s$	: Carga sobre el soporte	[lbf], [kg]

**$R_t$  : Reacción en el soporte posterior  
[lbf], [kg]**

$S$	: Módulo de la sección	[cm <sup>3</sup> ]
$\beta$	: Ángulo formado entre los soportes y la base	[°]
$S_t$	: Esfuerzo tangencial	[psi], [Kg/cm <sup>2</sup> ]
$t$	: Espesor de la sección	[mm]
$T_a$	: Torque reactivo en el punto A	[Kg/cm]
$T_h$	: Torque reactivo en el punto B	[Kg/cm]
$T_o$	: Torque	[Kg/cm]
$V$	: Volumen	[cm <sup>3</sup> ]
$W$	: Peso total de diseño	[lbf], [kg]
$W_1$	: Peso del vehículo	[lbf], [kg]
$W_2$	: Peso de la plataforma	[lbf], [kg]
$y$	: Distancia del centro de gravedad la fibra exterior en el eje	[mm]
$z$	: Distancia del centro de gravedad a la fibra exterior en el eje Z	[mm]

**Latacunga, diciembre de 2003**

**ELABORADO POR:**

---

**FLAVIO ROBERTO ARROYO MOROCHO**

---

**CARLOS ADRIANO ROMERO BRAVO**

---

**Dr. WASHINGTON YANDÚN**  
**EL SECRETARIO ACADÉMICO**

---

**Ing. JUAN CASTRO**  
**EL DIRECTOR DE CARRERA**