

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FALCULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRACCIONADORA DE CHASISES

Tesis para optar el Título de:
INGENIERO MECÁNICO

Que presenta el Bachiller:

ERICK ZLATAR VELAZCO

ASESOR: ING. BENJAMIN E. BARRIGA GAMARRA

Lima, Octubre del 2008

RESUMEN DE TESIS

Como objetivo principal del presente proyecto, se diseñó una máquina traccionadora de chasis, y que luego de aplicada sobre el vehículo deformado –producto de un choque- se logra reubicar sus partes críticas a su posición original. Esta máquina es de fácil operación y presenta comodidad en el momento del trabajo. La máquina diseñada está compuesta por un elevador de tijera hidráulico, que eleva el vehículo a una altura de fácil acceso y un elemento traccionador que provee la fuerza de tracción necesaria para producir la deformación de la estructura del vehículo.

Para el desarrollo de esta tesis se utilizó el “Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño” y que al aplicarlo en el presente proyecto, consiste en:

- a) Se establece la lista de exigencias que debe cumplir la máquina. Para conocer la fuerza de tracción necesaria se recurrió a un ensayo sobre la composición del material del chasis, se determinó el tipo de acero y con ello las propiedades mecánicas que sirvieron para determinar la fuerza necesaria para deformarlo.
- b) Las características del chasis a deformar son las pertenecientes a vehículos de modelos tipo sedan, Station Vagon, camionetas 4x4 cabinas dobles, simple, las dimensiones máximas de dichos vehículos serán de 4900 mm. (largo), 1000 mm. (ancho) y 2000 mm. (altura). El peso máximo del vehículo será de 3500 kg. Las características del chasis se podrán apreciar en los anexos.
- c) Análisis y evaluación cualitativa de los aspectos técnicos y económicos de las distintas posibilidades de solución, con la que luego se obtuvo el proyecto preliminar óptimo.
- d) Diseño de los principales elementos mecánicos de la máquina, elevador de tijera y elemento traccionador. Los cálculos para su diseño consistieron en métodos prácticos de resistencia de materiales y elementos de máquinas.
- e) Diseño de los sistemas hidráulico y eléctrico, con los cuales se generó la fuerza de elevación y de tracción sobre el vehículo, así como también el control que se tuvo sobre cada uno de sus componentes. En los planos de ensamble y despiece están plasmados los resultados de los cálculos previos.
- f) Al proyecto final, se adjuntó un monto estimado de inversión, considerando precios promedio actuales del mercado nacional.

El proyecto final tuvo como resultado, una máquina traccionadora, basada en un elevador hidráulico y una barra traccionadora hidráulica, cuyos pesos son de aproximadamente 2518 kg. el elevador y 590 kg. el traccionador, con dimensiones del elevador iguales a 5000mm. (largo), 1100mm. (ancho) y 1170mm. (altura máxima). El traccionador tiene dimensiones de 1780mm. (largo), 410mm. (ancho) y 2150mm. (altura máxima); estos componentes están accionados por un sistema electro-hidráulico, provisto de un cilindro hidráulico, una bomba de engranajes y un motor eléctrico trifásico de 5.5 HP. La máquina podrá ser operada por una persona y el costo estimado para este proyecto es de US\$ 18,916.

PONTIFICIA UNIVERDSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO MECANICO

TITULO : DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRACCIONADORA
DE CHASISES.

AREA : Diseño

PROPUESTO POR: Ing. Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

ALUMNO : Erick Zlatar Velazco

CODIGO : 1993.1244.0.20

FECHA : 21 de Mayo del 2008

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS

Luego de ocurrido algún choque vehicular, este se deformará en muchas de sus partes. Estas deformaciones ocurridas, alterarán considerablemente el funcionamiento del vehículo al deformarse la estructura sobre la cual están ubicados la gran parte de sus principales componentes, el Chasis.

Frente a la necesidad de devolverle al chasis, la forma y posicionamiento iniciales de una manera que garantice su funcionamiento, es que se plantea el diseño de una máquina que reúna las condiciones para poder cumplir, de una manera confiable y eficiente, las necesidades planteadas.

El objetivo de la presente tesis es de diseñar una máquina traccionadora de chasis que realice las funciones necesarias para devolverle al vehículo deformado las condiciones para su buen funcionamiento, esto es la reubicación de los puntos críticos del chasis, similares a la de los planos de los fabricantes de los vehículos involucrados. Además el sistema de tracción deberá tener un sistema de elevación del vehículo que ubique a este último en una posición tal que permita el trabajo del operador de una manera segura y cómoda.

PONTIFICIA UNIVERDSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRACCIONADORA DE CHASÍSES

INTRODUCCIÓN:

1. Análisis de la necesidad.
2. Determinación del proyecto óptimo.
3. Diseño del Sistema. Cálculo y selección de los componentes.
4. Diseño de los sistemas hidráulicos y eléctricos.
5. Planos.
6. Costos.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

EXTENSIÓN MÁXIMA: 100 PAGINAS

ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra



DEDICADO A:

Mis Padres Juan y Sonia,
mis hermanos Nelko, Oleg e Iruska
y a todos aquellas personas que hicieron
posible la materialización de la presente.

AGRADECIMIENTO

A todos los que de una u otra manera me apoyaron de manera incondicional para la realización del presente trabajo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

1. ANÁLISIS DE LA NECESIDAD

1.1 Metodología del diseño	1
1.2 Descripción de los requerimientos	1
1.3 Determinación de los parámetros de diseño	2
1.4 Determinación de la fuerza de tracción	4

2. DETERMINACIÓN DEL PROYECTO ÓPTIMO

2.1 Estado de la tecnología	6
2.2 Estructura de funciones	7
2.3 Matriz morfológica	11
2.4 Proyectos preliminares	13
2.5 Proyecto preliminar óptimo	14

3. DISEÑO DEL SISTEMA. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1 CÁLCULO DEL ELEVADOR HIDRÁULICO DE TIJERA	18
3.1.1 Condiciones de estabilidad del elevador (Volteo)	18
3.1.2 Cálculo de la fuerza del cilindro hidráulico	20
3.1.3 Cálculos por resistencia	22
3.1.3.1 Cálculo de la bancada	23
3.1.3.2 Cálculo de los brazos de tijera del elevador	28
3.1.3.3 Cálculo del eje principal de elevador de tijera	33
3.1.3.4 Cálculo de los pasadores de los brazos de tijera y soporte del cilindro del elevador.	34
3.1.3.5 Cálculo del sistema de bloqueo mecánico de descenso	35
3.1.3.6 Cálculos de la plataforma inferior	37
3.2 CÁLCULOS DEL TRACCIONADOR HIDRÁULICO	
3.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO	42
3.2.1.1 Cálculo para la posición recta	42
3.2.1.1.1 Cálculos en la barra traccionadora	46
3.2.1.1.2 Cálculos en el cilindro del pivote	46

3.2.1.1.3 Cálculo del esfuerzo de flexión en plano base del pivote	49
3.2.1.1.4 Cálculo de esfuerzos en el cilindro de giro	50
3.2.1.1.5 Cálculo del bulón en el pivote de la barra de tracción	51
3.2.1.1.6 Cálculo de la barra de tracción	52
3.2.1.1.7 Cálculo de la barra de tracción sin la barra de extensión	52
3.2.1.1.8 Cálculo de la barra de tracción en posición de máxima extensión	56
3.2.1.1.9 Cálculo del bulón "P" de la barra de tracción	59
3.2.1.1.10 Cálculo del pivote de la barra de tracción	59
3.2.1.1.11 Cálculo de la barra de movimiento en el plano horizontal	60
3.2.1.1.12 Cálculo de las fuerzas en el bulón de la barra horizontal	62
3.2.1.1.13 Cálculo del bulón en el punto D	65
3.2.1.1.14 Cálculo de la estructura que soporta el bulón	66
3.2.1.1.15 Cálculo del bulón de fijación de posición de la barra horizontal	67
3.2.1.1.16 Cálculo del sistema de fijación del traccionador a la bancada del elevador	67
3.2.1.1.17 Determinando la fuerza (F_m) de fijación de la cuña	69
3.2.1.1.18 Cálculo del elemento de enganche en la ranura de la bancada	70
3.2.1.2 Cálculo para diferentes posiciones en el espacio	71
3.2.1.2.1 Análisis de la Posición 1	72
3.2.1.2.2 Análisis de la Posición 2	74
3.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO (FATIGA)	74
3.2.2.1 Cálculo de esfuerzos en la barra de tracción	76
3.2.2.1.1 Sección de barra AP	76
3.2.2.1.2 Sección de barra PO	77
3.2.2.2 Cálculo de los esfuerzos en la barra de movimiento horizontal.	78
3.2.2.2.1 Sección de barra MO	78
3.3 CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS	79
3.3.1 Uniones soldadas críticas en el elevador hidráulico	80
3.3.2 Cálculo del cordón de soldadura crítico en la bancada	81
3.3.3 Cálculo del cordón de soldadura crítico en la plataforma inferior	83
3.3.4 Uniones soldadas críticas en el traccionador hidráulico	84

4. DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS	
4.1 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	87
4.1.1 Selección del cilindro hidráulico	87
4.1.2 Selección del cilindro hidráulico del traccionador	88
4.1.3 Selección del cilindro hidráulico del elevador	91
4.1.4 Selección de la unidad de presión hidráulica	94
4.1.5 Unidad de bombeo	94
4.1.6 Selección del tanque de aceite	95
4.1.7 Unidad de control hidráulico	96
4.1.8 Descripción de los principales componentes	97
4.1.9 Secuencia de operaciones	97
4.1.10 Resumen de componentes	99
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	99
4.2.1 Sistema eléctrico de potencia	99
4.2.2 Sistema eléctrico de control	100
4.2.3 Secuencia de operaciones	101
4.2.4 Secuencia de operaciones del elevador	101
4.2.5 Secuencia de operaciones del traccionador	102
4.2.6 Resumen de componentes	102
5. PLANOS DE FABRICACIÓN	
5.1 LISTA DE PLANOS	103
5.1.1 Planos de ensamble	103
5.1.2 Planos de despiece	103
6. COSTO ESTIMADO DE LA INVERSION	104
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	108
BIBLIOGRAFÍA	

ANEXOS

1. Lista de Exigencias.
2. Características y Formas de Chasises.
3. Especificaciones Técnicas de Máquina Traccionadora similar del mercado internacional.
4. Diferentes formas de choques y deformaciones generadas en los chasises.
5. Tabla de Valores Medios de Resistencia para diferentes materiales.
6. Catálogos del Sistema Hidráulico.
 - a. Cilindros Hidráulicos Tipo LHZ.
 - b. Unidad de Presión Hidráulica (UPH).
 - c. Válvula Distribuidora de Presión.
 - d. Cilindro Neumáticos de Carrera Corta. Simple Efecto.
7. Componentes Hidráulicos y Eléctricos.
8. Catálogos de ruedas o garruchas.
9. Fotos:
 - a. Máquinas Traccionadoras en el mercado internacional.
 - b. Utilajes de Sujeción y remolque para máquinas traccionadoras.
 - c. Ejemplo de ubicación de puntos críticos del chasis en un modelo de automóvil específico.

INTRODUCCIÓN

Diariamente, a nivel mundial, se producen miles de choques vehiculares y que si bien la gran mayoría de los vehículos están diseñados para minimizar los efectos de la colisión sobre el habitáculo que aloja a los pasajeros (air bag, cinturón de seguridad, estructuras reforzadas, etc.), es inevitable que la mayor cantidad de la energía del impacto sea absorbida por las deformaciones en la estructura del automóvil.

Producido el choque el valor de la fuerza deformante es directamente proporcional a la energía cinética, la cual aumenta con el peso y el cuadrado de la velocidad, e inversamente proporcional al camino recorrido por el punto de impacto. Toda esta energía que tiene potencialmente el automóvil en el momento del impacto se transforma en calor y una serie de deformaciones en la carrocería así como también en otro tipo de energías de muy baja proporción como la sónica, cinética, luminosa, etc. Pero la mayor parte de ella debe ser absorbida por la deformación de la carrocería y el chasis.

La tesis desarrollada se fundamenta en poder traccionar las partes deformadas del vehículo para reubicarlas a los puntos en los cuales fueron concebidas durante su fabricación. Adicionalmente, debido a que no existe en el mercado empresas que se dediquen al diseño de máquinas traccionadoras (tan sólo importadoras), se vio la necesidad de fabricar un máquina que pueda traccionar chasises y carrocerías.

CAPITULO I

ANÁLISIS DE LA NECESIDAD

En el análisis de la necesidad se da solución a la necesidad planteada, la cual es la de diseñar una máquina traccionadora de chasis. Para ello se recurrió a uno de los métodos estandarizados de diseño existentes.

1.1 METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Se utilizó uno de los métodos de diseño que nos permitirá ordenar el proceso de creación del diseño a desarrollar, así como optimizar el tiempo y los recursos utilizados.

En el desarrollo de este proyecto, se empleó “el método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño” ⁽¹⁾, con el cual el diseñador llevará de una forma ordenada las diferentes etapas de la creación del diseño. Aun cuando el diseñador pueda ya tener una imagen definida del proyecto, este método también ayudará a optimizar el que se tiene en mente y a su vez ubicarlo entre las opciones más económicas.

Seguidamente describiremos los pasos seguidos en función al método de diseño mencionado.

1.2 DESCRIPCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS

Los requerimientos que se desea de la máquina nos lleva a pensar cuales son las exigencias a las cuales va a estar sometida la máquina. Estas exigencias se obtienen entre otras formas, formulando preguntas al cliente tales como: ¿Cuál es la necesidad?. Esta pregunta, que representa una de las principales dentro de las mencionadas, deberá ser presentada por escrito. ¿Por qué y para qué se requiere satisfacer esta necesidad? ¿Qué propiedades debe tener la solución?, ¿Qué propiedades no debe tener la solución?

⁽¹⁾ Método obtenido del libro “Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica” – B. Barriga
Tesis publicada con autorización del autor
No olvide citar esta tesis

El cliente presentó las necesidades requeridas para la máquina, estas fueron las siguientes:

“Diseñar una máquina traccionadora de chasis, que permita reubicar a su posición original (de fábrica) la mayoría de las partes que componen al chasis.

El cliente manifestó que en nuestro medio, la mayoría de este tipo de reparaciones se hacen por medios artesanales y que una de las exigencias era que el costo de diseño y fabricación de esta máquina sea económico, así como la de presentar versatilidad en el uso de la máquina y que pueda adaptarse a diferentes tipos de modelos de vehículos”

Luego se desarrolló la lista de exigencias que debe cumplir la máquina elegida como solución final. “Durante esta fase del diseño (Detallar el problema) se debe ordenar y completar la información recibida del cliente en cuanto a las condiciones que debe satisfacer el diseño” ⁽²⁾ . Estas se presentan en un formato denominado “Lista de exigencias”, en donde se utilizarán las siglas de E: Exigencia, D: Deseo y PRIORIDAD: Que refleja el orden de importancia del requerimiento para el diseño. El cuadro de la Lista de Exigencias se detalla en el anexo 1.

1.3 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO

La máquina traccionadora de chasis se diseñará para trabajar bajo los siguientes parámetros:

Debido a que las características de los chasis no son parámetros comerciales, describiremos los requerimientos del diseño de la máquina traccionadora en función a las dimensiones de los vehículos. Las dimensiones de los vehículos cuyos chasis a traccionar son:

a)

Largo : 4900 mm.

Ancho : 1000 mm.

Altura : 2000 mm.

b) Los tipos de chasis que podrán ser traccionados en esta máquina, son aquellos que están conformado por un chasis como estructura de soporte principal (FIG 1.1). También podrán ser sometidos a tracción en la máquina, vehículos de carrocería compacta mediante el uso de utilajes de sujeción (FIG 1.2). Las características de los chasis de los vehículos se detallan en el anexo 2.

⁽²⁾ Texto obtenido del libro “Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica” – B. Barriga

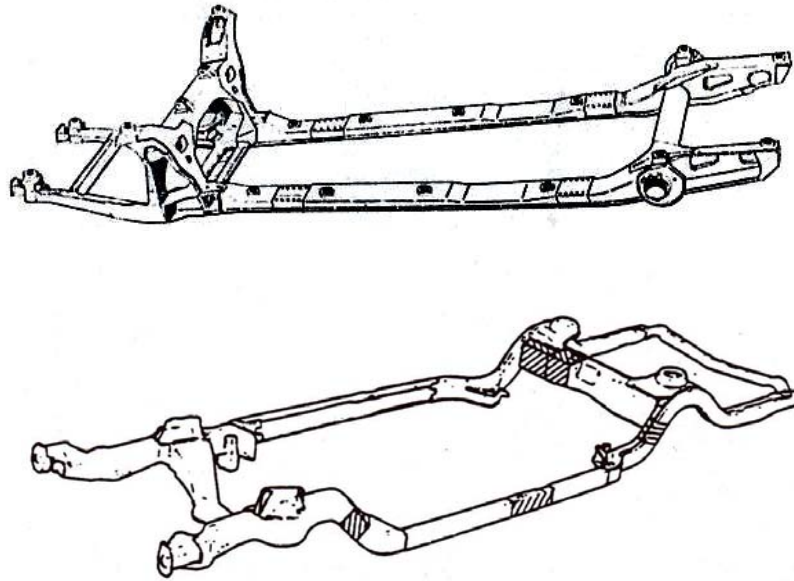


FIG 1.1 CHASÍS DE VEHÍCULO

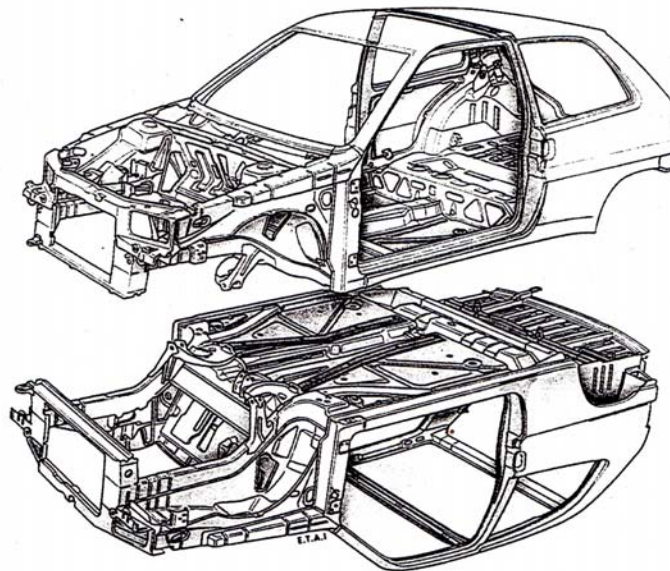


FIG 1.2 VEHÍCULO DE CARROCERÍA COMPACTA

c) Fuerza de tracción:

Para la determinar la magnitud de la fuerza de tracción se recurrió a la ubicación tanto por Internet como por catálogos de fabricación, la fuerza que era utilizada en máquinas similares. Asimismo se recurrió a la toma de muestras de partes de chasis de varios vehículos en desuso y se procedió a realizar un análisis espectrográfico para determinar su composición. Con ello se determinó un acero de composiciones similares, lo que nos proporcionaría finalmente propiedades del acero que serviría como una fuente más para determinar la magnitud de la fuerza de tracción que aplicaría la máquina.

d) Ambiente de trabajo:

La máquina deberá ser instalada en lugares de condiciones climáticas similares a la ciudad de Lima, y preferentemente bajo techo. Asimismo deberá tener una determinada área libre alrededor de la máquina para facilidad del trabajo sobre la máquina.

1.4 DETERMINACION DE LA FUERZA DE TRACCIÓN

Para determinar la fuerza necesaria para traccionar un chasis, se recurrió primero al estado de la tecnología en la que se ubicaron máquinas similares con la que se determinó un rango de fuerzas utilizadas para traccionar el chasis del vehículo. (Ver Anexo 3)

Dado a que cada fabricante de vehículo establece la composición del metal con la que va a estar fabricada la estructura del chasis, se procedió a determinar esta utilizando para ello dos muestras de chasis de vehículos en desuso (Muestra 1: Toyota Hilux 4x4 y Muestra 2: Hyundai Excel 4WD) y se analizó los elementos que lo componían. Teniendo estos elementos se comparó estos con un acero estándar cuya composición tenga las proporciones de elementos similares. Con el tipo de acero determinado se procedió a revisar sus propiedades mecánicas con las que se tendría un indicio de la fuerza necesaria para deformar en tracción a dicho acero.

El análisis de la composición del acero de la muestra tomada se realizó en los laboratorios de control de calidad de la empresa de fundición Metalúrgica Peruana Sociedad Anónima (MEPSA). El análisis se realizó utilizando un espectrógrafo y los resultados obtenidos se presentan a continuación.

CUADRO 1.2 COMPOSICION DEL ACERO DEL CHASÍS

CHASIS

ALEACION ACERO MODO: PB FECHA 21 AGOSTO 2003 HORA 11:13 AM

MUESTRA 1

PROMEDIO

<i>Fe</i>	98.55	<i>Fe x l</i>	74627	<i>C</i>	0.18	<i>Mn</i>	0.92	<i>Si</i>	0.07
<i>P</i>	0.02	<i>S</i>	0.019	<i>Ni</i>	0.01	<i>Cr</i>	0.01	<i>Mo</i>	0.009
<i>Cu</i>	0.08	<i>Al</i>	0.051	<i>Sn</i>	0.005	<i>V</i>	0.005	<i>B</i>	0.0003
<i>W <</i>	0.00	<i>Co</i>	0	<i>Ti</i>	0.005	<i>Ti</i>	0.005	<i>Zr</i>	0.002

MUESTRA 2

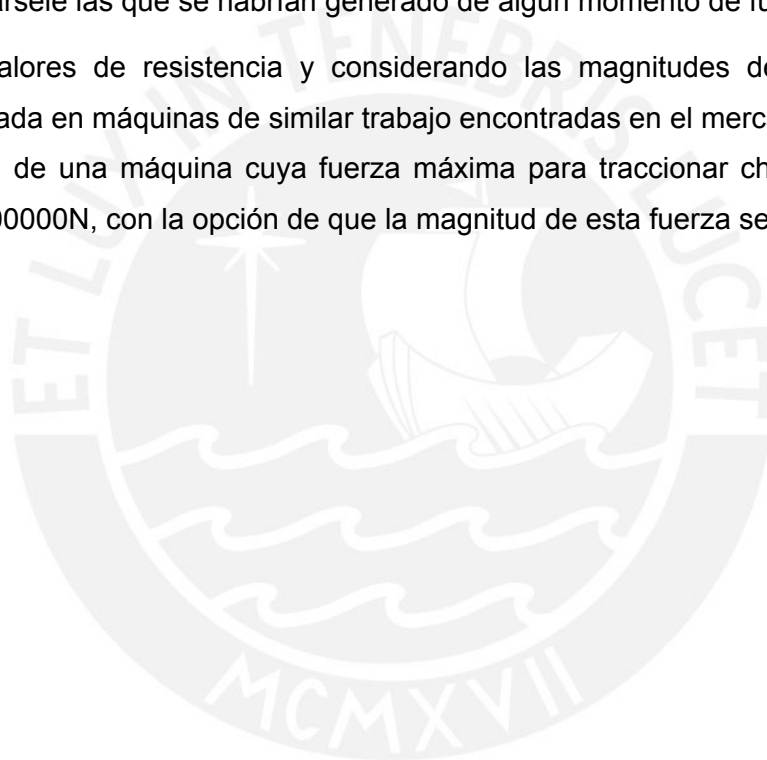
PROMEDIO

<i>Fe</i>	99.29	<i>Fe x l</i>	77967	<i>C</i>	0.08	<i>Mn</i>	0.35	<i>Si</i>	0.01
<i>P</i>	0.03	<i>S</i>	0.022	<i>Ni</i>	0	<i>Cr</i>	0	<i>Mo</i>	0.01
<i>Cu</i>	0.06	<i>Al</i>	0.063	<i>Sn</i>	0.009	<i>V</i>	0.001	<i>B</i>	0.0004
<i>W <</i>	0.00	<i>Co</i>	0	<i>Ti</i>	0.008	<i>Ti</i>	0.005	<i>Zr</i>	0.004

Comparando estos resultados con la composición de un acero estándar ubicado en el medio, se encontró composición similar al acero de tipo ASTM A-36 (St 37-2), cuyas propiedades mecánicas son: Densidad = $7850 \text{ kg} / \text{m}^3$, $\sigma_F = 240 \text{ kg} / \text{mm}^2$.

Determinar exactamente la fuerza necesaria para deformar un chasis dependerá de múltiples factores, uno de los principales el material del que está fabricado (aleaciones diversas). Adicionalmente las deformaciones que un automóvil puede sufrir como consecuencia de un choque, pueden ser de diferente naturaleza (Ver anexo 4) y de diferente entidad. Es por tanto difícil, poder dar un valor exacto que garantice la reparación de todos los chasis, por que cada choque puede provocar particulares deformaciones ocasionadas por el impacto directo en una zona y a ella también podrían sumársele las que se habrían generado de algún momento de fuerza.

Con estos valores de resistencia y considerando las magnitudes de la fuerza de tracción utilizada en máquinas de similar trabajo encontradas en el mercado, se plantea la fabricación de una máquina cuya fuerza máxima para traccionar chasis sea de: $F_{\text{tracción}} = 100000\text{N}$, con la opción de que la magnitud de esta fuerza sea regulable.



CAPITULO II

DETERMINACIÓN DEL PROYECTO ÓPTIMO

2.1 ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

Siguiendo con el procedimiento establecido en la metodología del diseño mecánico, se procede con encontrar el estado de la tecnología, que es la etapa de investigación presente en todo desarrollo de diseño. Para ello se busca información de todo tipo, valiéndose del uso de la Internet, catálogos, revistas y patentes, involucrando en ello normas y estándares relacionados. En esta etapa se deberá captar toda la información necesaria para proceder con ello a diseñar la máquina deseada. Se utilizará parte de la tecnología encontrada, esto para no incurrir en diseños de sistemas que probablemente ya hayan sido diseñados. También se diseñará nuevos sistemas tomando en cuenta nueva tecnología, materiales, procesos de fabricación que permita cumplir con las necesidades de la máquina planteadas inicialmente.

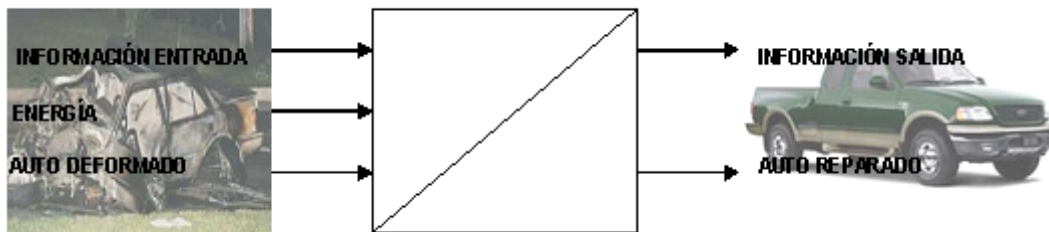
En lo que se refiere a máquinas traccionadoras de chasis, se encontró lo siguiente:

- A. En nuestro medio no se encontraron empresas que se dediquen al diseño y fabricación de máquinas similares. Sólo se encontraron muy simplificadas copias informales de sistemas de tracción para chasis. Pero se encontraron algunos lugares donde se brindaban estos servicios de alineamiento. En todos estos lugares las máquinas habían sido adquiridas de importadoras. Una de estas empresas dedicadas a la importación de estas máquinas es la empresa *Autorex S.A.*
- B. En lo que se refieren al mercado internacional existen muchos lugares dedicados al diseño y a la fabricación de estos sistemas de alineamiento, que inclusive diseñan también sistemas de alineamiento para camiones y buses. Entre los países que presentaban más variedades de máquinas se encuentran Francia, Italia, Suecia y Estados Unidos de Norteamérica. En el anexo 3 se presentan especificaciones técnicas de una máquina traccionadora similar en el mercado internacional así como algunas fotos y características de máquinas de otros países.

C. Las fuentes de información a las cuales se recurrió fueron: Catálogos y manuales vía Internet, estas páginas Web están indicadas en la bibliografía presentada en la presente tesis. Visitas a importadoras donde se exhibían máquinas similares (*Autorex S.A.*).

2.2 ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Continuando con la aplicación del método de diseño, se representa el proceso técnico (función total) en forma de una Caja Negra (Black box) “donde se tiene en cuenta tres magnitudes básicas de entrada y salida (Señales, Energía y Materia)”⁽³⁾ y dentro de esta caja negra ocurrirá una transformación de las propiedades de las tres magnitudes básicas.



Estas magnitudes básicas se pueden describir como sigue:

Información de entrada: Son los datos que se obtiene del vehículo siniestrado (deformado), es decir ubicación en el espacio de puntos críticos del chasis deformado.

Información de salida: Son los datos que se obtienen del vehículo ya traccionado donde se han reubicado los puntos críticos del vehículo.

Energía: Es la energía aplicada al vehículo para producir su fijación y deformación.

Auto Deformado/Reparado: Es la materia tanto de ingreso y salida que es procesada en la caja negra (máquina traccionadora de chasis).

La Estructura de Funciones se desarrollará dividiendo la función total en funciones parciales (sub-funciones) basándose adicionalmente en la Lista de Exigencias. Se divide el proceso de tracción del chasis en actividades independientes (Sub-funciones), estas divisiones que en algunos casos pueden resultar obvias, son necesarias para determinar la secuencia de movimiento que tendrá tanto la máquina como el vehículo a traccionarse.

Luego del análisis se determinaron las siguientes funciones:

1. **COLOCAR:** Colocar el vehículo sobre el sistema de soporte del vehículo.
2. **POSICIONAR:** Ubicar el vehículo en posición de trabajo de manera tal que se encuentre en posición alineada con el sistema de soporte del vehículo así como a una altura adecuada que garantice ergonomía en el trabajo.
3. **SUJETAR VEHÍCULO:** Se fija el vehículo al sistema de soporte, esto permitirá realizar el proceso de tracción sobre el vehículo sin que este se desplace.
4. **INSPECCIONAR:** Se inspeccionará el vehículo para ubicar las zonas deformadas y será estas zonas donde se realizará el proceso de tracción del chasis.
5. **MEDIR AL INICIO:** Se realizará el control dimensional de la parte deformada. Aquí se deberá realizar una comparación de la medida de fábrica del vehículo en dicha zona con la medida deformada, la diferencia entre ellas determinará la longitud a traccionar en el vehículo. Las medidas de fábrica del vehículo se podrán encontrar tanto en los planos del fabricante o mediante la comparación dimensional con un vehículo similar. Para el caso de la presente tesis se utilizarán planos de fabricación cuya base de datos puede ser conseguido en nuestro medio. Un ejemplo de ello se muestra en el Anexo 8.
6. **SUJETAR TRACCIONADOR A SOPORTE:** Fijar el elemento traccionador al sistema de soporte del vehículo en la zona donde se realizará la tracción del chasis.
7. **POSICIONAR:** Posicionar el elemento traccionador en dirección a la zona a traccionar.
8. **SUJETAR TRACCIONADOR AL AUTO:** Sujetar el sistema de tracción a la zona deformada.
9. **TRACCIONAR:** Producir la deformación del metal sometido a tracción, con el fin de devolverle las dimensiones y forma originales.
10. **DETENER TRACCIONADO:** Detener y llevar a cero la fuerza que produce la deformación de la zona traccionada, esto para obtener una dimensión real de la zona deformada puesto que el metal al ser deformado a pasado por zonas de deformación elástico-plásticas, y puede ocurrir una cierta contracción al eliminar la fuerza.
11. **MEDIR EN PROCESO:** Realizar el control dimensional para comprobar si se ha llegado a la medida de acuerdo a los planos del fabricante de vehículo, de no encontrarse dentro de las tolerancias permisibles continuar con el proceso de tracción
12. **LIBERAR TRACCIONADOR DEL AUTO:** Liberar el sistema de tracción de la zona deformada.

- 13. **POSICIONAR:** Posicionar el traccionador y el sistema de sujeción del vehículo de manera tal que permita la extracción cómoda del traccionador.
- 14. **LIBERAR TRACCIONADOR DE SOPORTE:** Liberar el traccionador del sistema de soporte del vehículo.
- 15. **DESCARGAR:** Descargar el vehículo reparado (traccionado) del sistema de soporte del vehículo.

En la FIG. 2.1 se observa la Estructura de Funciones en las que se considera cada una de las funciones independiente de las otras.

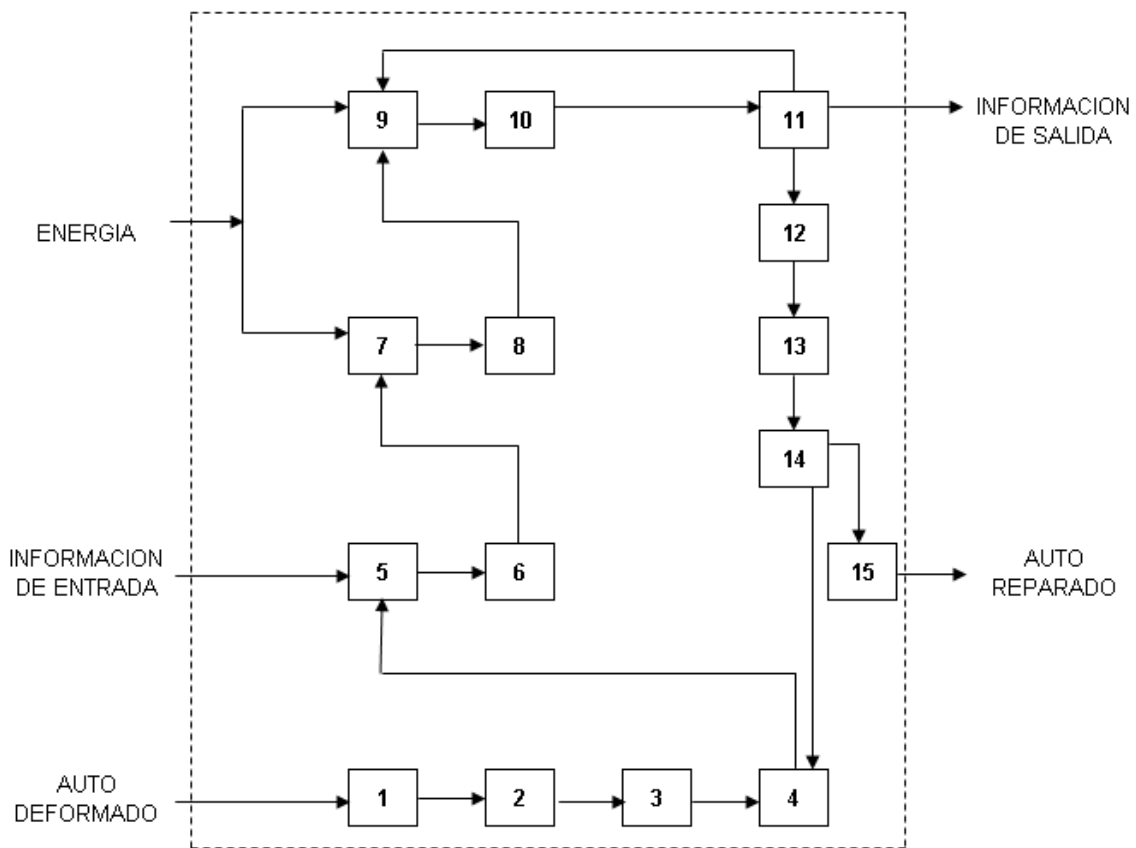


FIG. 2.1 ESTRUCTURA DE FUNCIONES-FUNCIONES INDEPENDIENTES

En la FIG. 2.1 se observa lo obtenido luego de un análisis de las funciones parciales de la máquina. En este análisis se plantearon todas las combinaciones de funciones parciales posibles para poder determinar la Estructura de Funciones Optima.

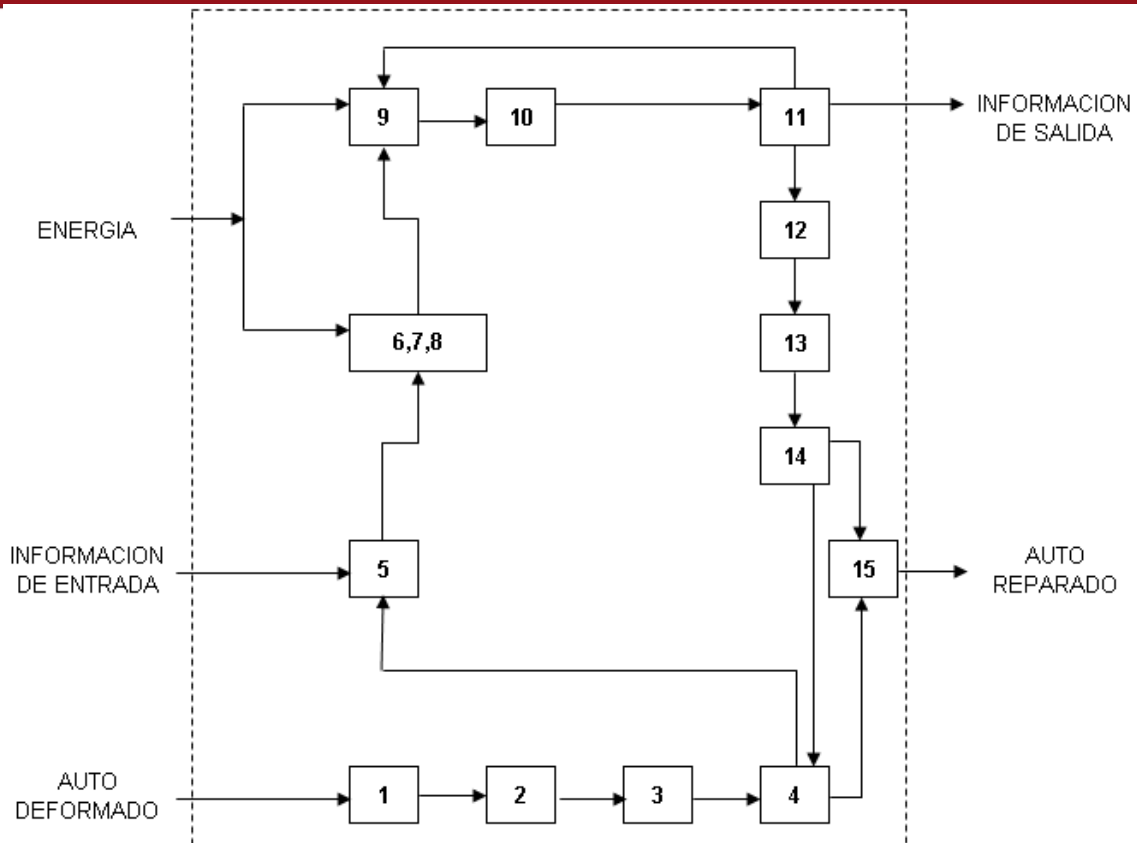


FIG. 2.2 ESTRUCTURA DE FUNCIONES OPTIMA-FUNCIONES COMBINADAS.

La figura FIG 2.2 se describe de la siguiente manera, el auto deformado se carga al sistema de fijación (1), se posiciona en el lugar de fijación y a una altura que de facilidades para realizar el proceso (2), se procede a fijar el vehículo al sistema de soporte (3). Se inspecciona el vehículo para determinar las partes a traccionar (4), se miden dichas partes comparándolas con planos de fabricación (5). Luego se procede a sujetar el traccionador al sistema de soporte del vehículo, se coloca en dirección de la zona a traccionar y se sujeta el traccionador a la zona a deformar (6,7, 8). En esta estructura modificada este proceso se realizará a la vez. Mediante la aplicación de energía se realiza el proceso de tracción, se detiene el proceso y se verifica si se ha llegado a la medida deseada, de no ser a si se realizará nuevamente el proceso (9,10, 11). Luego se procede a liberar las sujeciones entre el traccionador y el auto (12), se posiciona el sistema de fijación del vehículo y se libera el traccionador de este (13,14). Si se requiere un nuevo traccionado se procede a realizar el proceso desde el punto 4. De haberse concluido la reparación, se procede a descargar el vehículo del sistema de soporte (15).

2.3 MATRIZ MORFOLÓGICA

Mediante el uso de la matriz morfológica, se separará – valiéndonos de la estructura de funciones – el proceso desarrollado por la máquina, en varias etapas. En cada etapa se plantearán diversas formas de realizar el proceso descrito en dicha etapa. Para ello se hará uso del estado de la tecnología, que nos servirá para seleccionar la solución más óptima y económica.

En la FIG. 2.3, se muestra la aplicación de la Matriz Morfológica y a continuación se detallan las definiciones de dichas gráficas mediante coordenadas de ubicación, por ejemplo la coordenada (1-1) corresponde a la gráfica de la Función parcial No.1 y la alternativa No1.

1. Movimiento mediante manejo del vehículo (1-1), (15-1).
2. Movimiento mediante tracción de cadenas (1-2), (15-3)
3. Movimiento mediante grúa pluma (1-3), (15-2).
4. Movimiento mediante “gato” hidráulico (1-4), (2-1), (13-1), (15-4).
5. Elevador hidráulico de columna (2-2), (13-2).
6. Elevador hidráulico de tijera (2-3), (13-3).
7. Movimiento mediante barreta (2-4), (13-4).
8. Sujeción mediante abrazadera con perno (3-1), (14-1).
9. Sujeción mediante prensa de tornillo (3-2), (14-2).
10. Sujeción mediante cadenas (3-3).
11. Sujeción mediante abrazadera de accionamiento por cuña (3-4), (14-4).
12. Medición mediante cinta métrica (4-1), (5-1), (11-1).
13. Inspección visual (4-2).
14. Dimensionado mediante reglas de medición (4-3), (5-2), (11-2).
15. Dimensionado mediante comparación con patrón (4-4), (5-4), (11-4).
16. Dimensionado mediante desplazamiento controlado con computadora (5-3).
17. Sistema de tracción mediante escuadra hidráulica (9-1), (6,7,8-1).
18. Sistema de tracción mediante fuerza hidráulica de aplicación manual. (6,7,8-2), (9-2), (14-3).
19. Sistema de tracción mediante cilindro hidráulico de aplicación directa(6,7,8-3),(9-3).
20. Sistema de tracción mediante “winche” eléctrico (9-4).
21. Accionamiento mediante válvula hidráulica (10-1).
22. Accionamiento mediante pulsador eléctrico (10-2).
23. Accionamiento mediante templador mecánico (10-3).
24. Sujeción mediante sistema “cola de milano” (12-1).
25. Sujeción mediante sistema con pin (12-2).
26. Sujeción mediante sistema con cadenas (12-2).

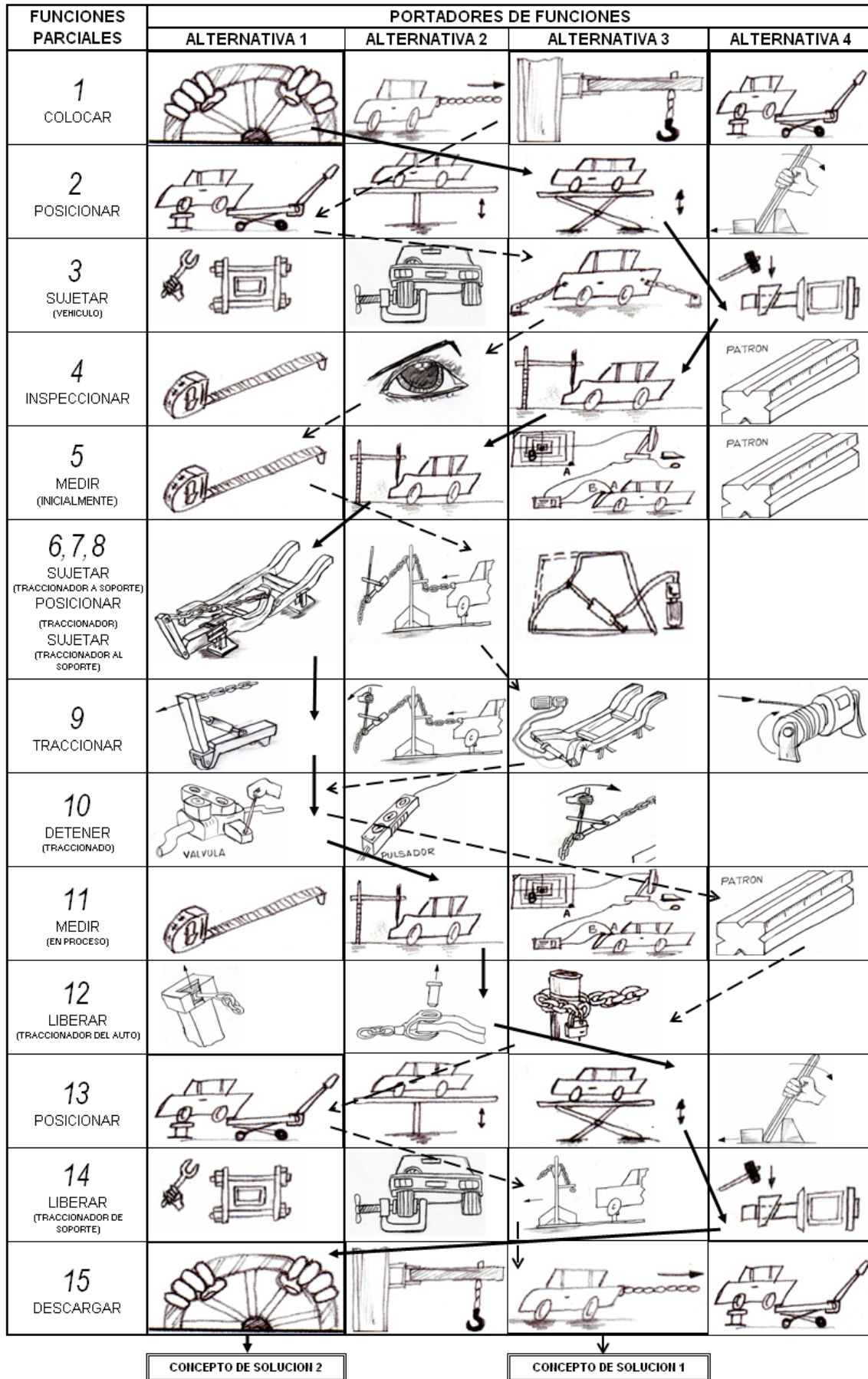
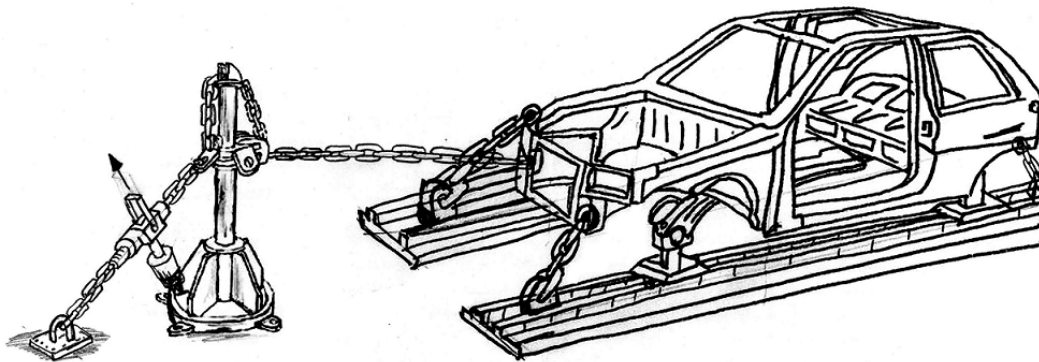


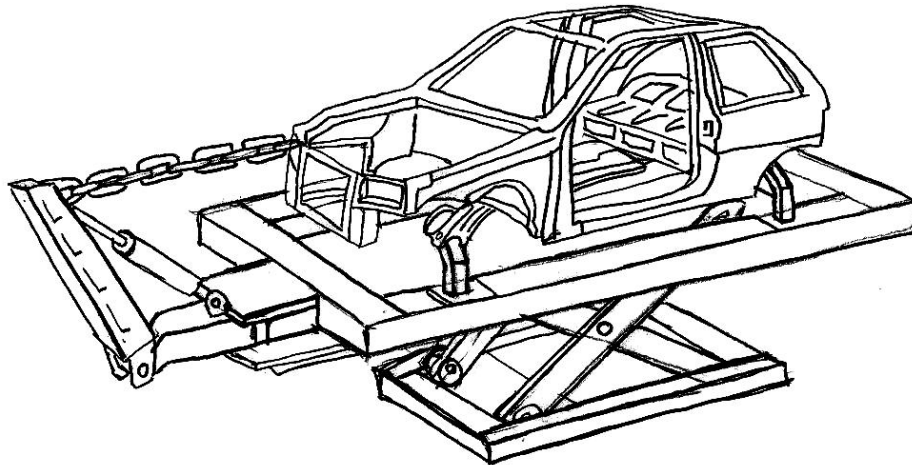
FIG. 2.3: MATRIZ MORFOLÓGICA

2.4 PROYECTOS PRELIMINARES

Esta parte comprende, todos aquellos bosquejos a mano alzada, de las mejores opciones obtenidas de la Matriz Morfológica. Dichos bosquejos no deberán representar al detalle todas las características determinadas en la Matriz Morfológica, solo mostrarán una forma aproximada del proyecto. Seguidamente se presentan las gráficas de los dos proyectos preliminares correspondientes a los dos Conceptos de Solución obtenidos anteriormente:



PROYECTO PRELIMINAR 1



PROYECTO PRELIMINAR 2

FIG. 2.4 PROYECTOS PRELIMINARES

Se puede observar en la figura FIG 2.4, que los proyectos preliminares presentan zonas en las cuales no se precisa la forma en que estas realmente están constituidas así como tampoco la manera en la que cada uno de sus elementos están unidas, esto debido a que no es el objetivo de esta etapa. En el bosquejo se trata de mostrar la posible solución de la necesidad planteada a grandes rasgos.

El Proyecto Preliminar 1, muestra barras ancladas al piso que conformaran la estructura soporte del vehículo. A ellas se sujetará el vehiculo mediante elementos de fijación como pernos, cadenas o prensas de tornillo. Frente a ella se ubicaría también el elemento traccionador el también estaría anclado al piso. La fuerza de tracción la proporcionaría un cilindro hidráulico el cual actuaría sobre las cadenas y que al estar estas unidas a la zona deformada, provocaría la tracción de dicha zona.

El Proyecto Preliminar 2, está conformado por un elevador de tijera que también servirá de estructura soporte del vehiculo. Mediante elementos de fijación tales como pernos, prensas de tornillo, mordazas u otros utilajes de sujeción, se mantendría fijo el vehículo a la bancada. El elemento traccionador esta compuesto por dos perfiles (en su forma más simple), que tienen un eje pivote. Entren estos dos perfiles es que se ubica un cilindro hidráulico el cual proveerá de la fuerza de tracción que a través de cadenas, generarán la fuerza de tracción en la zona deseada.

2.5 PROYECTO PRELIMINAR ÓPTIMO

En esta etapa del diseño se evalúan cuantitativamente las alternativas de las estructuras de construcción y de los bosquejos del proyecto preliminar. Se obtiene una primera posibilidad del costo aproximado de los criterios escogidos, dado que se tienen los datos de factores que influyen en los costos de fabricación. Estos costos permitirán obtener la mejor elección.

Siguiendo con la metodología se practica un primer análisis técnico-económico de las alternativas (VDI 2225 parte 1). Mediante el empleo de formatos se evalúan criterios tanto técnicos como económicos. La calificación de estos criterios se establecen en un rango de 0 a 4 en cada alternativa. Debido a la diferente importancia en el proyecto se realizan dos evaluaciones, una sin peso ponderado y la otra considerando este. La calificación de estas alternativas se presentan en una tabla, mostrándose los valores relativos alcanzados por cada uno con respecto a la solución ideal. Se considerarán las alternativas que hayan alcanzado valores mayores o iguales a 0,6. Las alternativas más próximas al valor ideal son las mejores considerándose la siguiente tabla:

CUADRO 2.1 VALORES JERÁRQUICOS DE LOS PROYECTOS

Si Valores de Xi e Yi	Soluciones
> 0,8	Son Muy Buenas
= 0,7	Son Buenas Soluciones
< 0,6	Son Soluciones Deficientes

Las evaluaciones técnicas y económicas se presentan en las siguientes tablas de valores:

CUADRO 2.2 EVALUACIÓN TÉCNICA DEL PROYECTO

EVALUCION DE PROYECTOS								
Valor Técnico (xi)								
Proyecto : Máquina Traccionadora de Chasises								
p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 =Suficiente, 3 = Bien , 4 = Muy bien (ideal)								
g: el peso ponderado esta en función de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos								
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Rapidez	2.5	1	2.5	3	7.5	4	10
2	Estabilidad	10.0	3	30.0	2	20	4	40
3	Manipulación	20.0	2	40.0	3	60	4	80
4	Confiabilidad	20.0	2	40.0	3	60	4	80
5	Transportabilidad	2.5	1	2.5	3	7.5	4	10
6	Presición	20.0	3	60.0	3	60	4	80
7	Complejidad de Implementación	10.0	2	20.0	3	30	4	40
8	Seguridad para el Usuario	10.0	2	20.0	3	30	4	40
9	No. Piezas	5.0	2	10.0	3	15	4	20
Puntaje Máximo $\sum p$ ó $\sum gp$		100.0	18	225.0	26	290	36	400
Valor económico Xi			0.75		0.97		1.00	
Orden			3		2		1	

CUADRO 2.3 EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO

EVALUCION DE PROYECTOS								
Valor Económico (yi)								
Proyecto : Máquina Traccionadora de Chasises								
p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)								
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 =Suficiente, 3 = Bien , 4 = Muy bien (ideal)								
g: el peso ponderado esta en función de los criterios de evaluación								
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos								
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Facilidad de Adquisición de Componentes	15	3	45	2	30	4	60
2	Productividad	25	1	25	3	75	4	100
3	Costos de Implementación	20	3	60	2	40	4	80
4	Costos de Operación	10	2	20	3	30	4	40
5	Costo de Tecnología	20	3	60	2	40	4	80
6	Costo de Mantenimiento	10	2	20	3	30	4	40
Puntaje Máximo $\sum p$ ó $\sum gp$		100	14	230	15	245	24	400
Valor económico Yi			0.77		0.82		1.00	
Orden			3		2		1	

Donde:

$$X_i, Y_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 \dots p_n}{np_{\max}} \quad (\text{VDI 2225})$$

Luego se grafican en coordenadas cartesianas los valores técnicos y económicos X_i e Y_i , así como también los valores de la solución ideal.

CUADRO 2.4 COORDENADAS CARTESIANAS DE LOS PROYECTOS PRELIMINARES Y SOLUCION IDEAL

Solución	Valor Técnico X	Valor Económico Y
S1	0.75	0.77
S2	0.97	0.82
S3	1.00	1.00

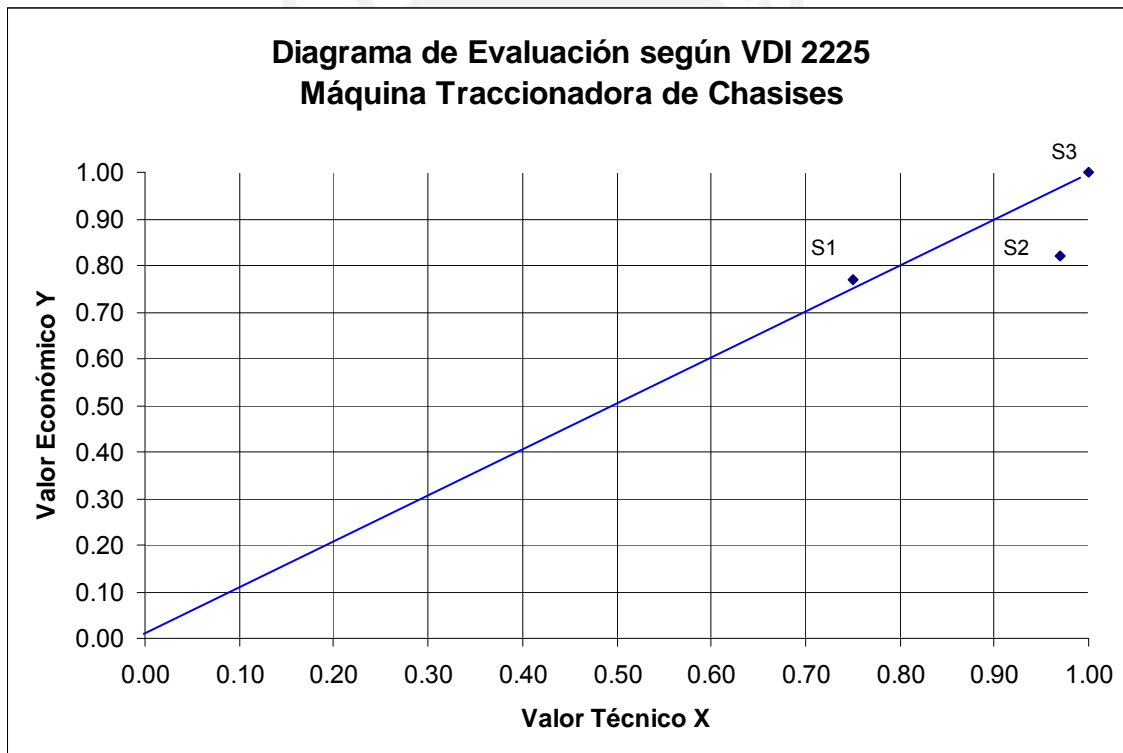


FIG. 2.5 GRÁFICO DE EVALUACIÓN TÉCNICO - ECONÓMICA

En el cuadro 2.3 mostrado se presenta una recta de pendiente 45°, esta representa el lugar geométrico de las soluciones ideales, es decir, de aquellas soluciones que satisfacen completamente los requerimientos del cliente.

La mejor solución será la que más se aproxime a la recta de pendiente 45°. Se utilizará también las restricciones presentadas en la tabla para los rangos establecidos. Observando el gráfico de la evaluación técnico – económica se concluye que el Proyecto Preliminar 2 (S2), es el Proyecto Preliminar Óptimo.

CAPITULO III

DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Continuando con la aplicación del Método Generalizado de Diseño para el diseño del sistema mecánico, se realizan primero los Cálculos Preliminares, con el fin de obtener las dimensiones generales de los componentes principales de la máquina. Luego se efectúan los cálculos finales de las dimensiones críticas de la máquina, que son las que están sometidas a los mayores esfuerzos.

Debido a que de los pasos previos se ha obtenido un bosquejo de la máquina a fabricar y que para los cálculos siguientes un componente de la máquina requiere de la otra, se realizó un modelo de la máquina completa valiéndose del software SolidWorks. Mediante este se realizó un prediseño de la máquina requerida y se definió como está comprendida su estructura teniendo en cuenta las sollicitaciones de la máquina. (FIG 3.1). El modelo realizado en el software permitió determinar algunas características de la máquina entre las que se encuentran el peso de esta, necesarias para los cálculos de resistencia.

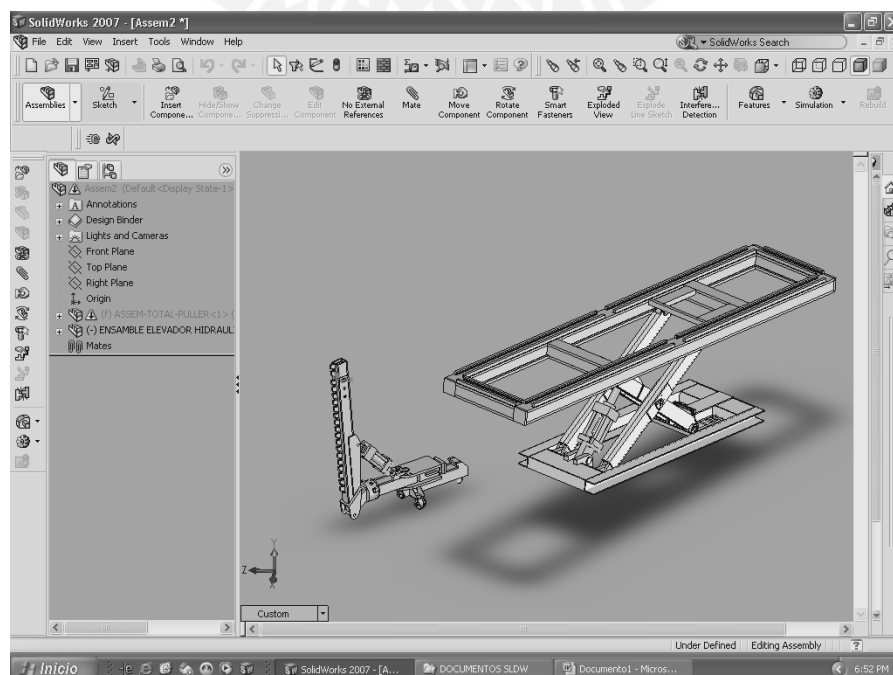


FIG. 3.1: MODELO DE MAQUINA MEDIANTE SOLIDWORKS

3.1 CALCULO DEL ELEVADOR HIDRAULICO DE TIJERA

3.1.1 CONDICIONES DE ESTABILIDAD DEL ELEVADOR (VOLTEO)

El elevador hidráulico, debido a su geometría, presenta la posibilidad de volteo en el momento del montaje del traccionador sobre el elevador cuando éste se encuentra sin carga de trabajo.

La condición mínima que debe cumplir el elevador para que no se produzca volteo es que, el peso del traccionador, no genere un momento tal que supere al momento generado por el peso propio del elevador.

Tenemos los siguientes datos de masa estimados por modelamiento en Software SolidWorks asumiendo Acero ASTM A36 para todos los elementos:

W_t = Peso del traccionador = 590 kg.

W_e = Peso del elevador = 2518 kg.

W_v = Peso del vehículo = 5000 kg. (peso máximo del vehículo)

Para la evaluación de los momentos generados sobre el elevador, ubicaremos el traccionador hidráulico, en dos posiciones en el elevador, esto se observa con más detalle en los gráficos siguientes, donde se muestra los puntos respecto a los cuales los momentos son tomados.

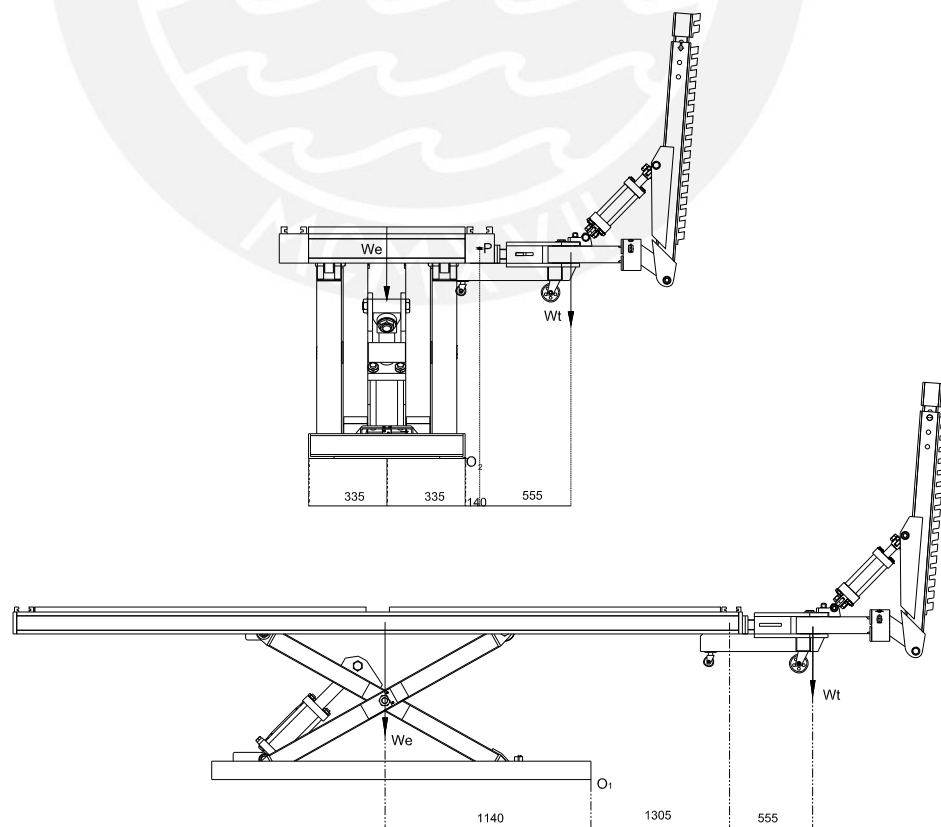


FIG. 3.2: POSICIONES DEL TRACCIONADOR EN EL ELEVADOR DE TIJERA SIN CARGA

En ambas posiciones se debe de cumplir que:

$$W_e \times D > W_t \times d \tag{Ec. 3.1}$$

Siendo D y d distancias del centro de gravedad del elevador y del traccionador al punto 01 ó 02.

Para la posición del traccionador colocado en el extremo del elevador, se tiene la sumatoria de momentos alrededor del punto 01.

$$\Sigma M_{01} > 0$$

$$W_e \times 1140 > 1860 \times W_t \Rightarrow W_e > 1.63 \times W_t \tag{Ec. 3.2}$$

Colocando el traccionador en la posición lateral, se obtiene la sumatoria de momentos alrededor del punto 02.

$$\Sigma M_{02} > 0$$

$$W_e \times 335 > W_t \times 695 \Rightarrow W_e > 2.08 \times W_t \tag{Ec. 3.3}$$

Para estas dos condiciones de desigualdad obtenemos la carga crítica y reemplazando los valores en la ecuación Ec.3.3, se llega a :

$$25\ 180 > 2.08 \times 5\ 900$$

$$25\ 180 > 12\ 272$$

Luego, no se produce volteo por el peso propio del traccionador.

Para evaluar la posibilidad de volteo con carga se utilizará un vehículo con peso máximo.

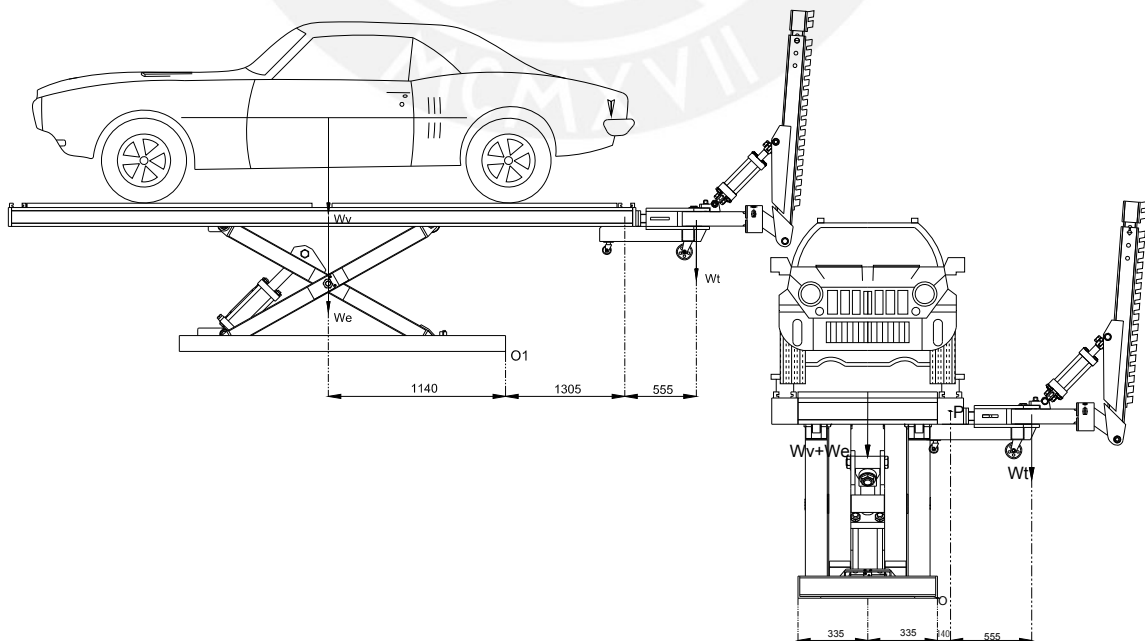


FIG. 3.3: POSICIONES DEL TRACCIONADOR EN EL ELEVADOR DE TIJERA CON CARGA

Para ello se deberá cumplir la siguiente desigualdad:

$$(W_e + W_v) \times D > W_t \times d \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Siendo D y d distancias del centro de gravedad del elevador y del traccionador al punto 01 ó 02.

Para la posición del traccionador colocado en el extremo del elevador, se tiene la sumatoria de momentos alrededor del punto 01.

$$\Sigma M_{01} > 0$$

$$(W_e + W_v) \times 1140 > 1860 \times W_t \Rightarrow W_e + W_v > 1.63 \times W_t \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Colocando el traccionador en la posición lateral, se obtiene la sumatoria de momentos alrededor del punto 02.

$$\Sigma M_{02} > 0$$

$$(W_e + W_v) \times 335 > W_t \times 695 \Rightarrow W_e + W_v > 2.08 \times W_t \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Para estas dos condiciones de desigualdad obtenemos la carga crítica y reemplazando los valores en la ecuación Ec.3.6, se llega a :

$$25\ 180 > 2.08 \times 5\ 900$$

$$75\ 180 > 12\ 272$$

Luego, no se produce volteo cuando el elevador se encuentre con carga máxima del vehículo.

El anclaje al piso será sólo debido a medidas de seguridad en caso reciba alguna fuerza externa de alta magnitud que pueda producir un volteo, pero dicho anclaje queda como una opción adicional.

3.1.2 CALCULO DE LA FUERZA DEL CILINDRO HIDRAULICO

En la figura siguiente se muestra la variación de posición que presenta el elevador de tijera. Se determinará la fuerza necesaria que deberá generar el cilindro hidráulico para poder elevar tanto la estructura que conforma el elevador, el auto a traccionar y el traccionador hidráulico.

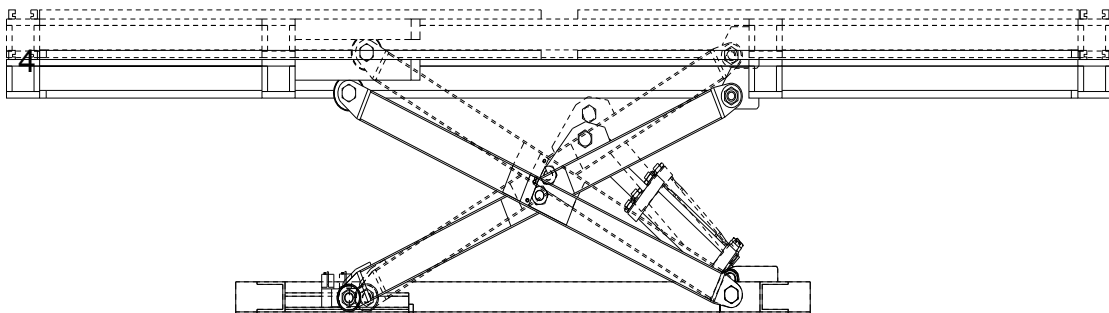


FIG. 3.4: VARIACIÓN DE POSICIÓN DEL ELEVADOR

Dada la naturaleza de la configuración de la estructura del elevador, la fuerza generada por el cilindro hidráulico se calculará mediante el Método del Trabajo Virtual. De la figura se observa que dado que las fuerzas generadas en los puntos fijos de la plataforma superior e inferior y las fuerzas producidas en las ruedas de deslizamiento no generan trabajo, el sistema se puede reducir a la siguiente gráfica.

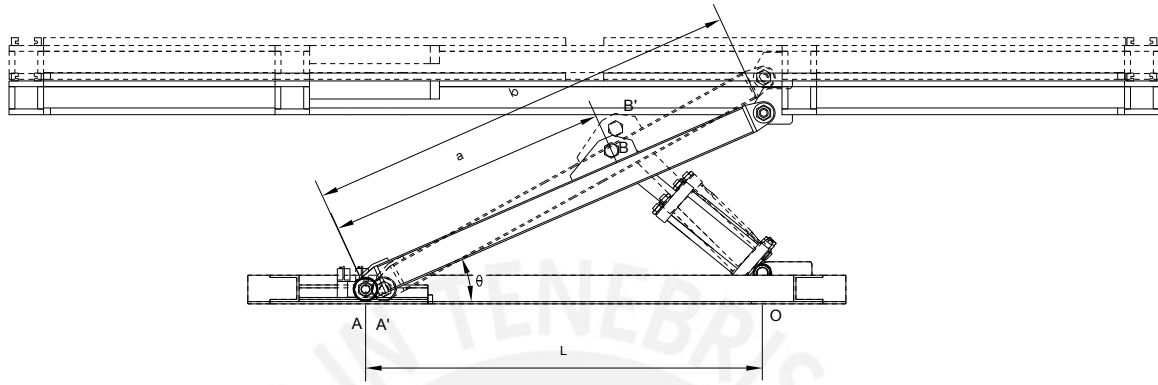


FIG. 3.5: ELEVADOR SIMPLIFICADO

Con esta gráfica simplificada del sistema se realiza el siguiente esquema en el que se presentan las fuerzas actuantes y las variables involucradas para aplicar el método. Dada la naturaleza simétrica de la estructura sólo se presenta las variables actuantes referidas a un plano de simetría vertical.

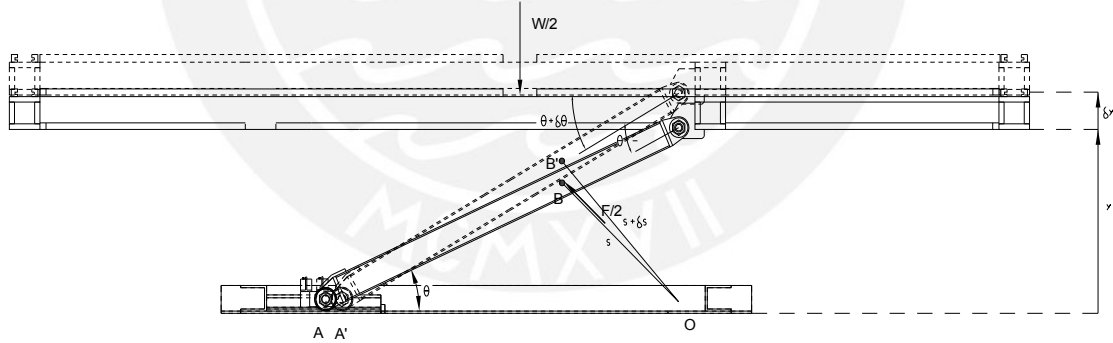


FIG. 3.6: FUERZAS ACTUANTES EN EL ELEVADOR

De donde:

- w : Peso del elevador, auto y traccionador.
- F_p : Fuerza del cilindro hidráulico.
- Θ : Angulo de posición inicial.
- δ : Desplazamientos virtuales.

Luego aplicando el método tenemos:

$$\delta U = -\frac{1}{2} w \cdot \delta y + \frac{1}{2} F \cdot \delta s \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$y = b \sin \theta$$

$$\delta y = b \cos \theta \delta \theta$$

Para expresar δs en términos de $\delta \theta$, observamos primero que por la ley de cosenos:

$$s^2 = a^2 + L^2 - 2aL \cos \theta \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Diferenciando

$$\delta s = \frac{aL \sin \theta}{s} \delta \theta$$

Luego reemplazando los valores en la ecuación Ec. 3.7, tenemos:

$$F_p = \frac{wsb}{aL} \cot \theta$$

Utilizando los datos de diseño:

$$W = W_{\text{auto}} + W_{\text{BANCADA}} + W_{\text{TRACCIONADOR}} = 5000 \text{ kg.}$$

(considerando un peso máximo del auto de 3500 kg)

$$a = 1250 \text{ mm}$$

$$b = 1960 \text{ mm}$$

$$L = 1900 \text{ mm}$$

$$s = 663.8 \text{ mm (calculado en la ecuación Ec. 3.8)}$$

$\theta = 5^\circ$ (ángulo medido en posición más baja del elevador).

Reemplazando se obtiene la fuerza que deberá generar el cilindro hidráulico.

$$F_p = 313\,055 \text{ N.}$$

3.1.3 CÁLCULO POR RESISTENCIA

El análisis del elevador hidráulico, mostrado en la Fig.3.7, se basará en un análisis estático de sus elementos. Para ello calcularemos el elevador dividiéndolos en dos componentes: la Plataforma Superior o Bancada y las Tijeras del elevador con sus respectivos soportes.

En todos los puntos que conciernen al cálculo del elevador, influirá determinantemente el trabajo del traccionador, por ello en todos los cálculos aquí presentados, se considerarán los esfuerzos máximos que genera el traccionador sobre el elevador.

El elevador completo se muestra en la gráfica siguiente, y el traccionador será colocado en la bancada, que comprende las cuatro barras horizontales de sección cuadrada que se colocan sobre los brazos de tijera.

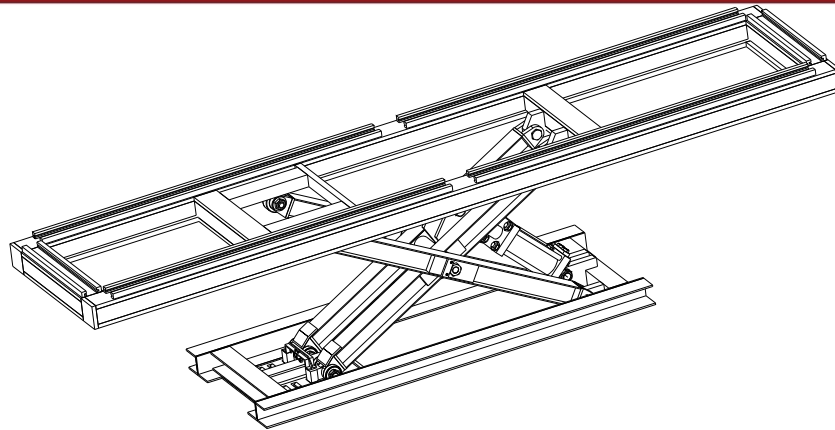


FIG. 3.7: ELEVADOR HIDRÁULICO DE TIJERA

3.1.3.1 CÁLCULO DE LA BANCADA

La bancada del elevador, comprende la estructura a la cual va estar sujeta el traccionador. Este último, se valdrá de la bancada como soporte para poder realizar la tracción sobre un vehículo siniestrado, también colocado sobre la bancada del elevador. Para calcular la resistencia de las barras cuadradas que componen la bancada, colocaremos al traccionador en tres posiciones críticas (posiciones giradas del traccionador), las cuales se calcularán con la mayor fuerza generada en la cadena para dichas posiciones. Estas tres posiciones están presentadas en la siguiente figura.

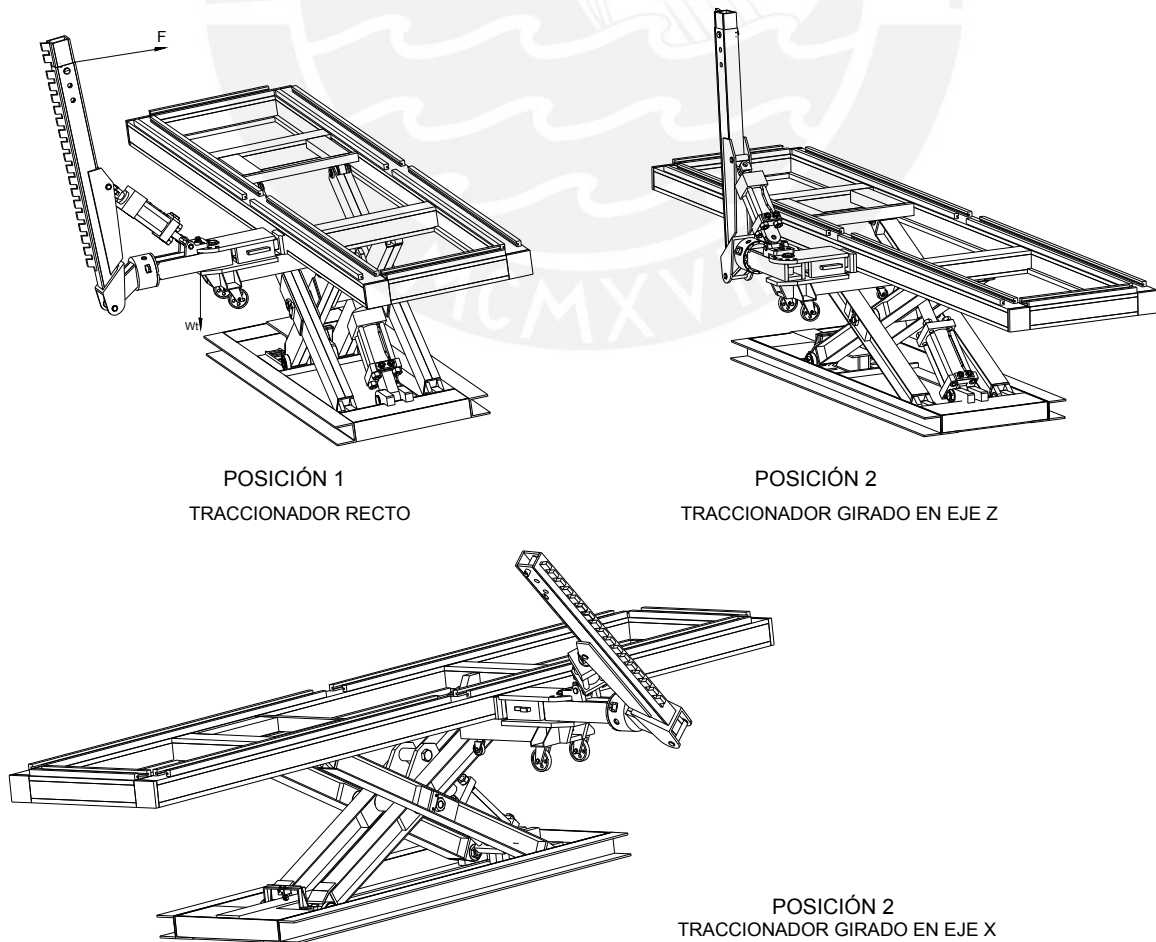


FIG. 3.8: FUERZAS CRÍTICAS SOBRE LA BANCADA

Se hallarán las fuerzas y momentos que se generarán en el centro de masa de la barra cuadrada de la bancada del elevador. Nos guiaremos para ello de la figura FIG.3.8 y utilizaremos la sección de la barra donde esta sujeta el traccionador para definir las reacciones.

Tomaremos el valor máximo de la fuerza que se podría generarse en la cadena. Este dato es tomado de cálculos que se comprobarán en el cálculo de la barra traccionadora en el capítulos posteriores.

Luego utilizando las ecuaciones de equilibrio respecto al eje de coordenadas mostrado, obtenemos los valores tabulados en la siguiente tabla.

CUADRO 3.1 FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTUAN EN LA SECCION DEL ELEVADOR

	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (Nxmm)	My (Nxmm)	Mz (Nxmm)
POSICION 1	-163316	0	-3491	0	96.05×10^6	0
POSICION 2	-112280	-163316	-3491	-93.69×10^3	65.43×10^6	0
POSICION 3	-163316	0	-3491	0	47.06×10^6	-84.92×10^6

Luego de analizadas las tres posiciones, tomamos los momentos y fuerzas máximas para realizar los cálculos por resistencia, aunque todas las reacciones mostradas no ocurran a la vez, este análisis es realizado para estudiar el elemento en exigencias máximas. Graficando dichas condiciones en la sección de la barra, tenemos la siguiente figura.

Realizando el Diagrama de cuerpo libre genérico producto de la acción de las fuerzas máximas actuantes, en la sección de la bancada donde se soporta el traccionador.

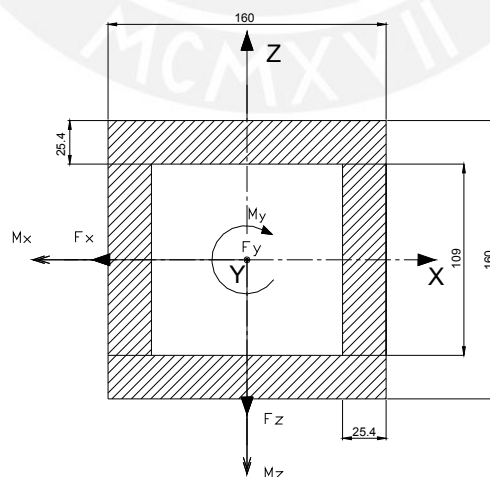


FIG. 3.9: SECCIÓN DE LA BANCADA

Usaremos la geometría mostrada en la gráfica para determinar los esfuerzos que se presentan sobre dicha sección los cuales serán comparados con los esfuerzos máximos admisibles.

Determinando el momento de inercia y área de la sección, obtenemos:

$$I_{xx \text{ barra}} = I_{zz \text{ barra}} = \frac{160 \times 160^3}{12} - \frac{109 \times 109^3}{12} = 54.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$A = 13676 \text{ mm}^2$$

De las opciones de posibles posiciones se obtendrán diferentes direcciones de fuerzas aplicadas que producirán diferentes reacciones en la zona de sujeción del traccionador. Estas a su vez se transmitirán a la sección de la bancada, las que se analizarán para determinar el espesor de pared de la bancada. Realizaremos el DCL en las tres posiciones del traccionador, asumiendo que se encuentra empotrado a la bancada del elevador.

Para las tres posiciones se considerará una fuerza máxima generada en la cadena y el peso del traccionador constante:

$$F = 136\,465 \text{ N.}, \quad Wt = 5900 \text{ N.}$$

Y se considerará un acero ASTM A-36, con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_{Adm} = 160 \text{ N/mm}^2.$$

$$\tau_{Adm} = 140 \text{ N/mm}^2.$$

A continuación evaluaremos las posiciones:

POSICION 1:

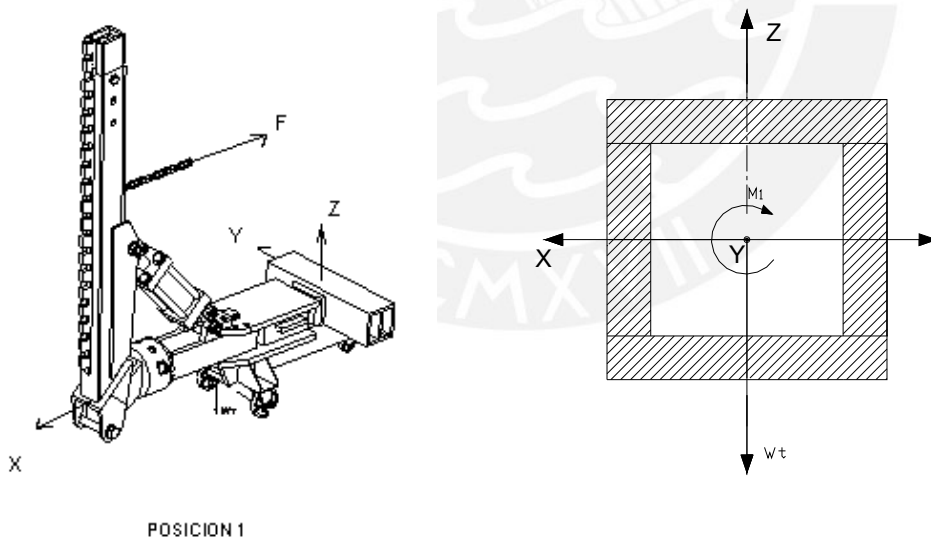


FIG. 3.10: D.C.L. SECCION DEL ELEVADOR EN POSICION 1

La fuerza indicada en la posición mostrada, generará el momento mostrado en la sección del elevador, siendo su valor:

$$M1 = 78.605 \times 10^6 \text{ N.m}$$

Evaluando los esfuerzos actuantes:

- Esfuerzo Cortante:

$$\sigma_c = \frac{Fx}{A} \text{ (Esfuerzo Cortante Máximo), siendo } A = 13676 \text{ mm.} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$\sigma_c = \frac{136465}{13676} = 9.97 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo debido a Torsión:

$$T = \frac{My}{abc^2} \tag{Ec. 3.6}$$

Donde $\alpha = 0.208$ (parámetro geométrico de torsión), $b = 160$, $c = 160$

$$T = \frac{578.602 \times 10^6}{0.208 \times 160 \times 160^2} = 92.26 \text{ N/mm}^2$$

POSICION 2:

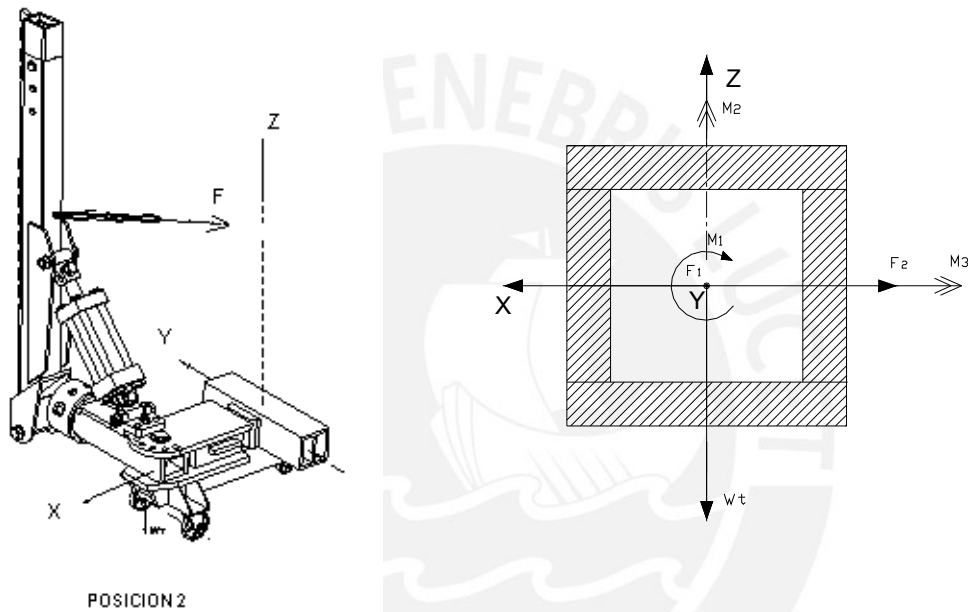


FIG. 3.11: D.C.L. SECCION DEL ELEVADOR EN POSICION 2

La fuerza indicada en la posición mostrada, generará los momentos mostrados en la sección del elevador, siendo sus valores:

$$M1 = 53.0 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M2 = 706.6 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

$$M3 = 81.88 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

Evaluando los esfuerzos actuantes:

- Esfuerzo Cortante:

$$\sigma_c = 6.86 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo Flector

$$\sigma_{fz} = 120.19 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo Torsor:

$$T = 62.2 \text{ N/mm}^2$$

Analizando por esfuerzos combinados:

$$\sigma_v = \sqrt{129.19^2 + 3 \times 62.2^2} = 161.41 \text{ N/mm}^2$$

POSICION 3:

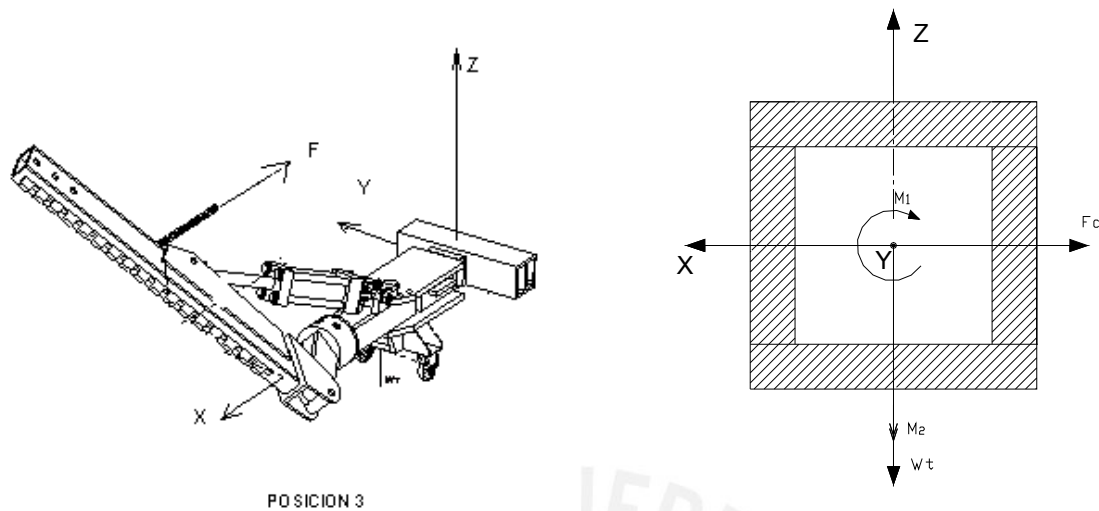


FIG. 3.12: D.C.L. SECCION DEL ELEVADOR EN POSICION 1

La fuerza indicada en la posición mostrada, generará los momentos mostrados en la sección del elevador, siendo sus valores:

$$M1 = 54.59 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M2 = 57.86 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

Evaluando los esfuerzos actuantes:

- Esfuerzo Cortante:

$$\sigma_c = 9.97 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo Flector

$$\sigma_{fz} = 84.93 \text{ N/mm}^2$$

- Esfuerzo Torsor:

$$T = 62.2 \text{ N/mm}^2$$

Analizando por esfuerzos combinados:

$$\sigma_v = \sqrt{84.93^2 + 3 \times 62.2^2} = 137.18 \text{ N/mm}^2$$

Luego de las tres posiciones tenemos la siguiente cuadro de fuerzas y esfuerzos

CUADRO 3.2 FUERZAS, MOMENTOS Y ESFUERZOS QUE ACTUAN EN LA SECCION DEL ELEVADOR

POSICION	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (Nxmm)	M _y (Nxmm)	M _z (Nxmm)	σ _c N/mm ²	σ _f N/mm ²	τ N/mm ²	σ _v N/mm ²
POSICION 1	-136465	-	-5900	-	-78.61x10 ⁶	-	9.97	-	92.26	-
POSICION 2	-93970	136465	-5900	-81.88x10 ⁶	-53.0x10 ⁶	706.1x10 ³	6.86	120.19	62.2	161.41
POSICION 3	-136465	-	-5900	-54.59x10 ⁶	-	-57.86x10 ⁶	9.97	84.93	62.2	137.18

Luego considerando un Factor de Seguridad igual a 1.5 se obtienen los siguientes esfuerzos admisibles para el material ASTM A-36

$$\sigma_{fpul} = 320 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fAdm} = 213.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = \sigma_{fpul} = 140 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{Adm} = 93.3 \text{ N/mm}^2$$

Luego, de las tres posiciones se obtienen que los esfuerzos de corte, flexión, torsión y equivalente no superan los esfuerzos admisibles.

3.1.3.2 CÁLCULO DE LOS BRAZOS DE TIJERA DEL ELEVADOR

El análisis de las tijeras del elevador se realizará de tal forma que estas soporten las mayores exigencias durante su trabajo. Estas exigencias mayores se generan principalmente al comienzo de la elevación de la bancada, donde las tijeras estarán sometidas a un esfuerzo máximo (coeficiente de fricción más altos, se vence la inercia del sistema). En el resto de su movimiento, estos esfuerzos disminuirán, habiéndose cubierto los cálculos para estos debido a la evaluación máxima ya realizada. Para este análisis al igual que el caso anterior, utilizaremos un peso máximo de vehículo, con lo que se tendrá un peso total de fuerzas actuantes sobre el sistema de 5000 kg. (50000 N).

Para la ubicación de las fuerzas actuantes, utilizaremos un esquema, tomando como modelo parte del elevador mostrado en la Fig.3.13, donde se muestra el sistema de brazos de tijera (perfiles), y la ubicación en la parte superior e inferior las ruedas que permitirán el desplazamiento. Así mismo en los extremos inferiores de los brazos, se observa el sistema de bloqueo mecánico de descenso.

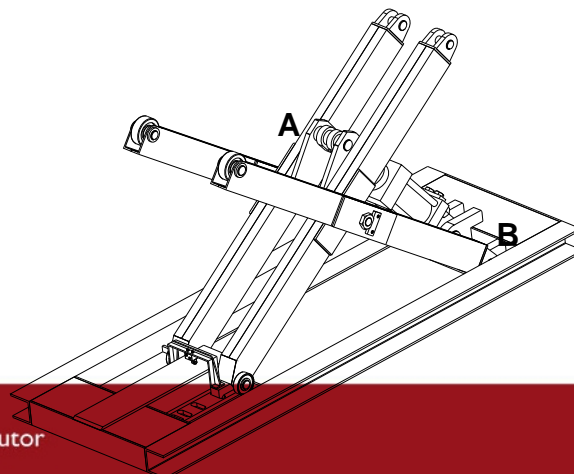


FIG. 3.13: SISTEMA DE BRAZOS DE TIJERA

En el esquema mostrado se indican las fuerzas actuantes sobre los brazos del elevador. La fuerza superior de 50000 N ha sido distribuida en cada uno de los apoyos superiores de los brazos. Así mismo se coloca la fuerza actuante del cilindro hidráulico, necesaria para calcular las fuerzas internas. Nótese las reacciones inferiores de magnitud N, cuyo sentido hacia abajo indican que esta parte inferior del brazo va a tender a levantarse. Este movimiento se restringirá con una placa de metal horizontal colocado sobre las ruedas inferiores con una tolerancia de separación.

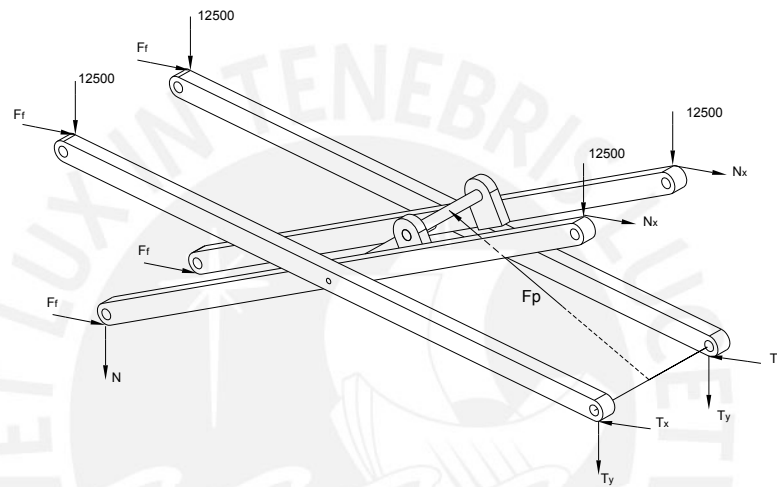


FIG. 3.14: ESQUEMA DE BRAZOS DE TIJERA

Donde:

- F_p : Fuerza del Pistón de elevación (313055 N)
- F_f : Fuerzas de Fricción de las ruedas
- N, N_x, T_x, T_y : Reacciones en los soportes de los brazos de tijera

Analizando los elementos un instante después de que la bancada comienza a elevarse, ubicamos las reacciones y las líneas de acción de las fuerzas sobre los pares laterales de brazos. Y se descompone la fuerza del pistón actuando la mitad de esta sobre el punto indicado.

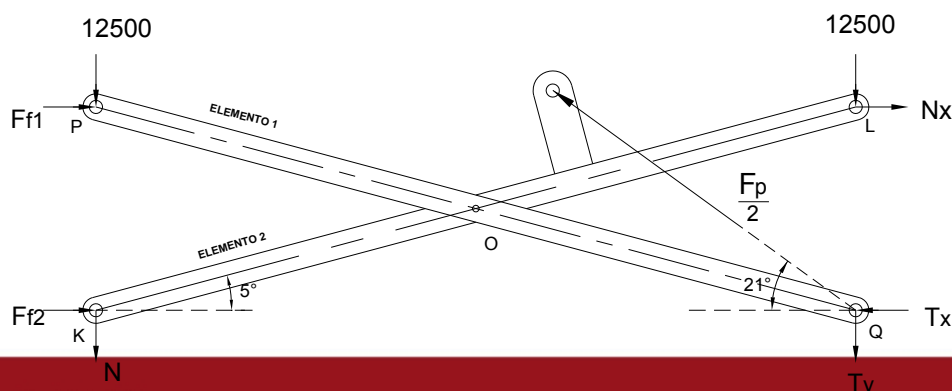


FIG. 3.15: D.C.L. DE BRAZOS DE TIJERA

Los brazos, debido a que poseen una rueda metálica, involucran conceptos de rodadura para la determinación de esfuerzos. Pero para el análisis de esfuerzos utilizaremos una fuerza de fricción en el campo estático ($\mu_s > \mu_k$), debido a que es en el punto inicial de la elevación donde se producen las máximas exigencias del brazo de tijera. Utilizando las graficas siguientes calcularemos las reacciones en los elementos 1 y 2.

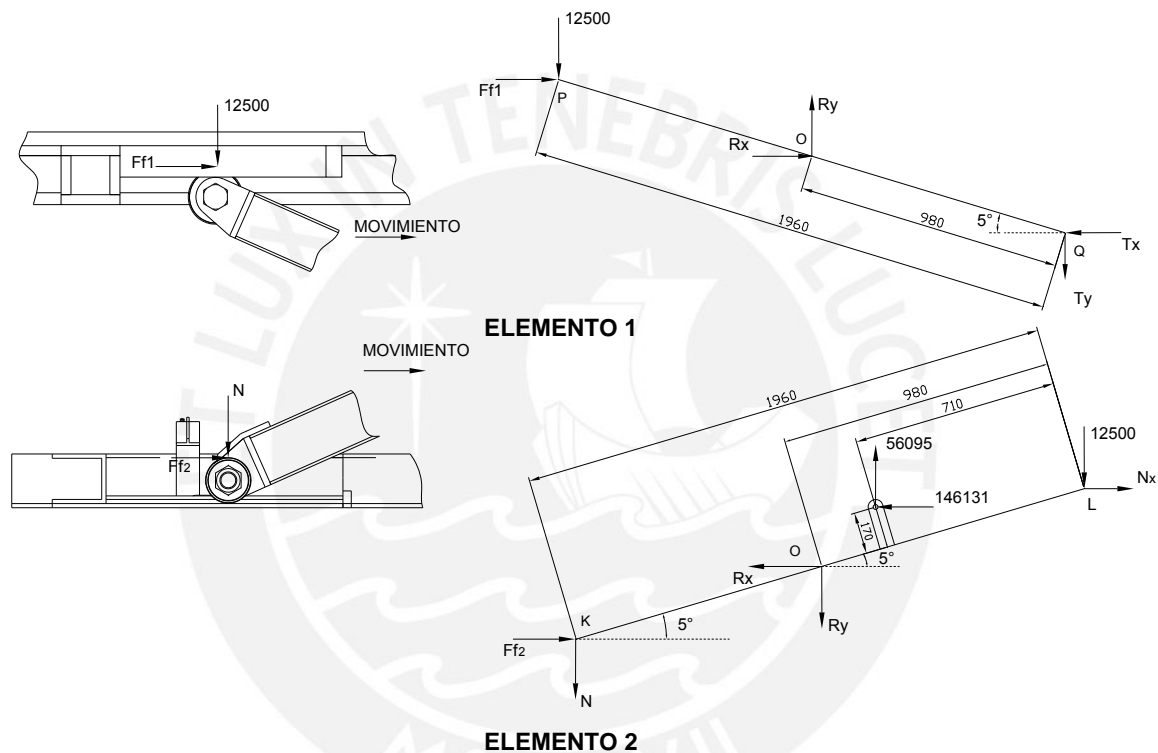


FIG. 3.16: D.C.L. ELEMENTOS 1 Y 2

De la gráfica anterior determinamos las fuerzas de fricción sobre las ruedas para el caso en que gira sin que ocurra deslizamiento:

Entonces:

$$Ff1 = \mu_s \times N = 0.14 \times 12500 = 1750 \text{ N}$$

$$Ff2 = \mu_s \times N = 0.14 \times N = 0.14 N$$

Aplicando condiciones de equilibrio utilizando en ambos elementos se obtienen las reacciones mostradas.

$$N = 129.8 \text{ N}$$

$$Nx = 360919 \text{ N}$$

$$Rx = 214806 \text{ N}$$

$$Tx = 216556 \text{ N}$$

$$Ry = 43465 \text{ N}$$

$$Ty = 30965 \text{ N}$$

De los resultados obtenidos, se observa que en el instante inicial del movimiento del elevador en el desplazamiento de ascenso, la rueda del elemento 2 se

eleva por efecto de la fuerza del cilindro hidráulico, siendo necesario por ello, colocarle una restricción física (plancha metálica), que evite que se eleve. Dado que la magnitud del componente vertical de la fuerza del pistón aumenta conforme realiza su movimiento de elevación, esta restricción física se colocara a lo largo de todo el movimiento de la rueda inferior.

Luego de haber hallado las reacciones en ambos elementos del elevador se evaluará la resistencia utilizando en ambos casos la sección más crítica. Que es en el punto O.

Para el ELEMENTO 1 se realiza los Diagramas DCL, Fuerzas cortantes y Momento Flector. En la Sección del punto O. FIG.3.17.

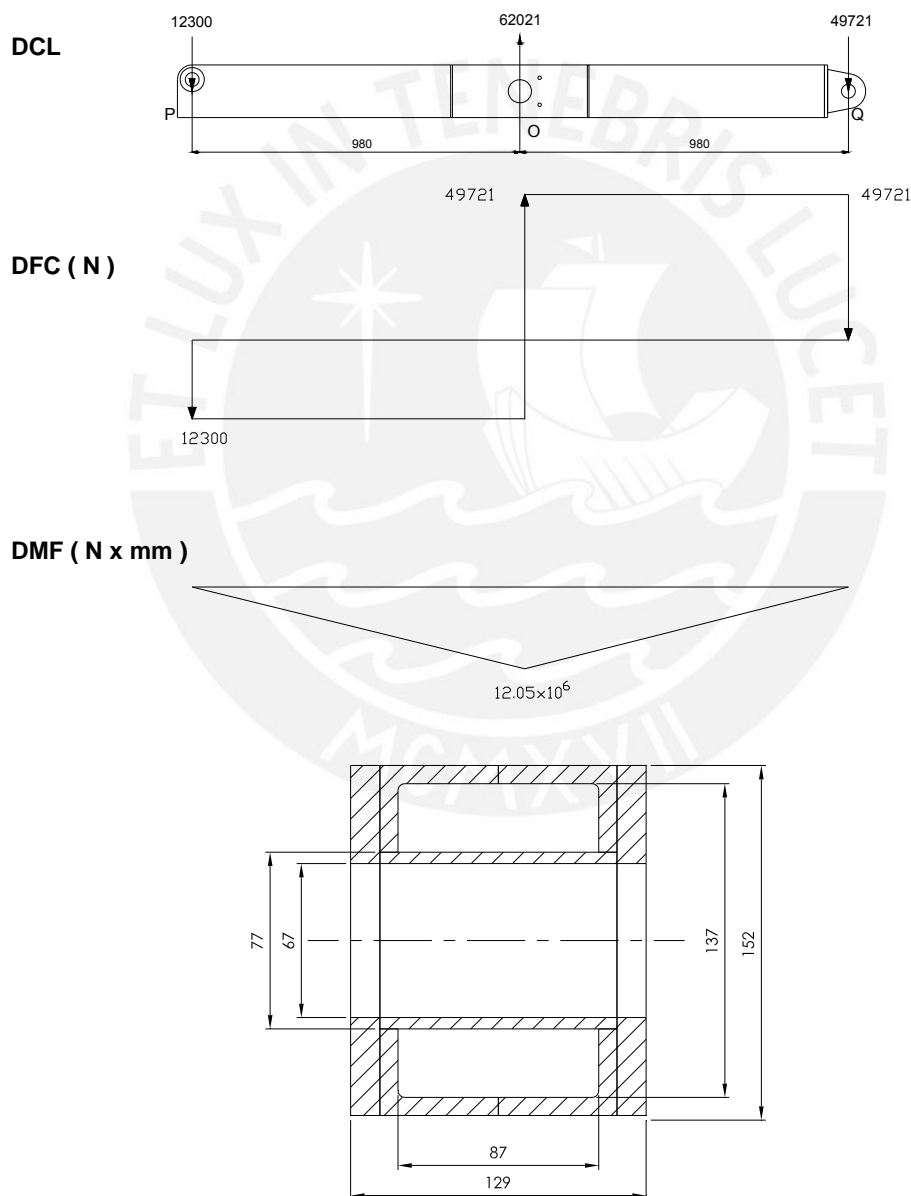


FIG. 3.17: SECCION EN PTO O. D.F.C. Y D.M.F. DEL ELEMENTO 1

Determinando la Inercia de la sección de brazo obtenemos:

$$I_{xx} = 20.24 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Calculando el esfuerzo flector:

$$\sigma_{flex} = \frac{12.05 \times 10^6 \times 76}{I_{xx}} = 46.5 \text{ N/mm}^2$$

Debido a que este elemento no presenta esfuerzos por torsión, no se analizará por esfuerzos combinados.

Luego para un acero ASTM A-36, con $\sigma_{Adm} = 160 \text{ N/mm}^2$. El elemento no falla.

Para el ELEMENTO 2 se realiza los Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento Flector. En la Sección del punto O Fig. 3.18.

Usaremos los Diagramas del elemento 2. En este diagrama se muestra además el efecto producido por la fuerza del pistón y el momento generado, todo ello respecto al punto O. El efecto del momento se gráfica en el DFC y su efecto se grafica en el DMF.

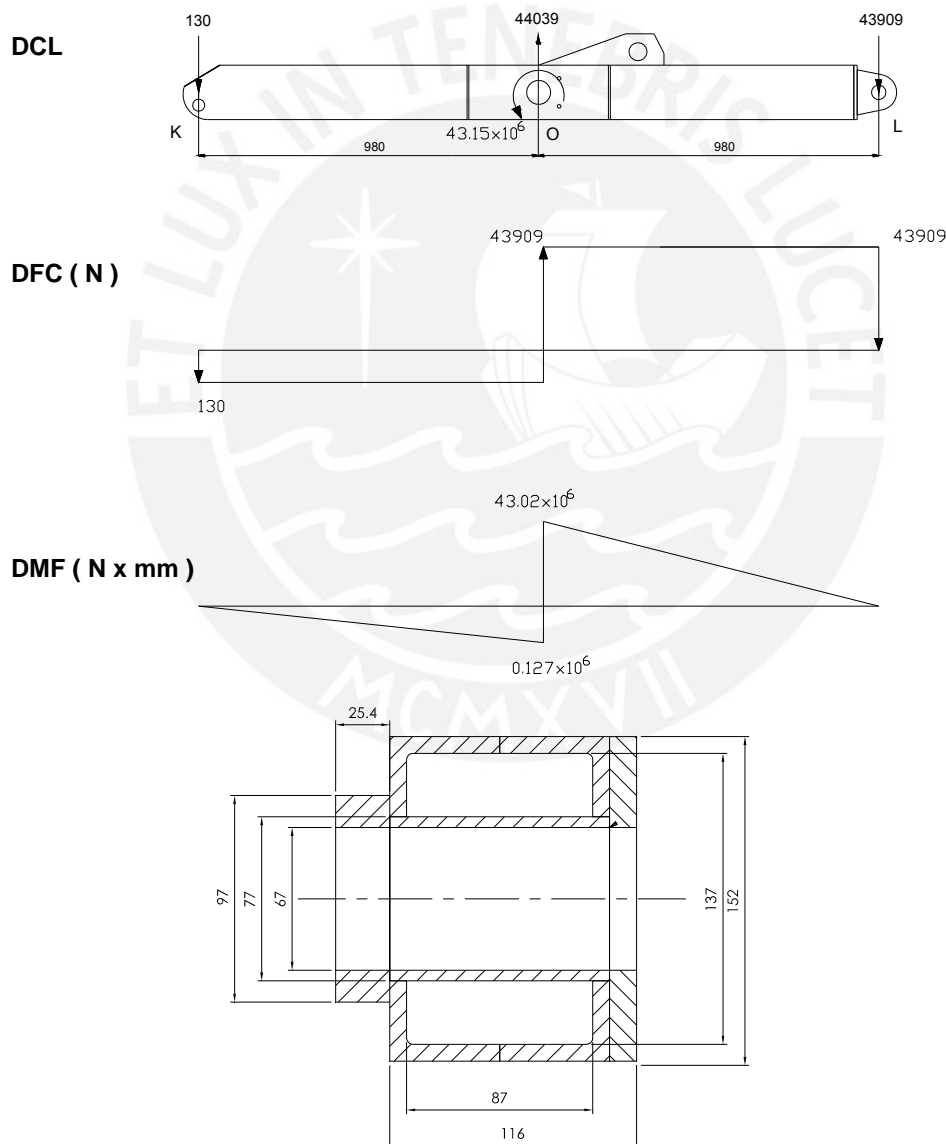
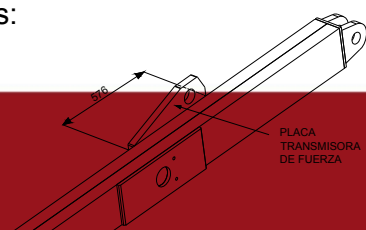


FIG. 3.18: SECCION EN PUNTO O. D.F.C. Y D.M.F. DEL ELEMENTO 2

Determinando la Inercia de la sección de brazo obtenemos:

$$I_{xx} = 20.69 \times 10^6 \text{ mm}^4$$



Calculando el esfuerzo flector:

$$\sigma_{flex} = \frac{43.02 \times 10^6 \times 76}{I_{xx}} = 158.1 N / mm^2$$

Luego para un acero ASTM A36, con $\sigma_{Adm} = 160 N/mm^2$. El elemento no falla. Debido a que el elemento presenta una placa en la parte central de su geometría que se utilizará como placa transmisora de la fuerza del pistón de elevación y que por necesidad estructural, la placa de transmisión tiene una sección creciente en una longitud de 576 mm, su inercia se incrementará, por lo que el esfuerzo de flexión será menor en ese rango de medida y el elemento no fallará.

3.1.3.3 CÁLCULO DEL EJE PRINCIPAL DE ELEVADOR DE TIJERA

Los brazos del elevador de tijera esta unidos mediante un eje principal, el cual se aprecia en la FIG 3.14. Luego de determinadas las fuerzas actuantes en los brazos (Ver FIG 3.11), estos producen las reacciones Rx, Ry que generarán fuerzas iguales y opuestas. Se grafica el DCL de las fuerzas actuantes en la figura siguiente.

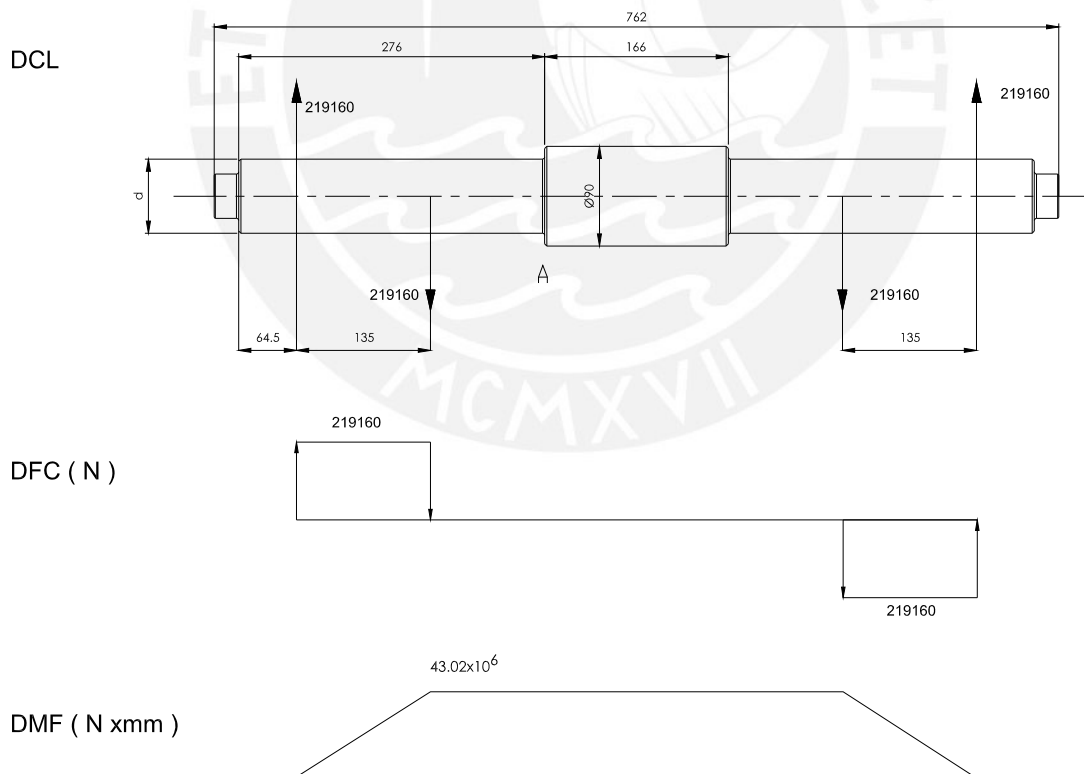


FIG. 3.19: EJE PRINCIPAL

Se calcula los esfuerzos flectores en la sección de máximo momento flector utilizando la siguiente ecuación:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max} \times Y}{J}$$

Para una sección circular, se tiene que $Y = d/2$ y $J = \frac{\pi \times d^4}{64}$, luego reemplazando:

$$\sigma_{flex} = \frac{32Mf}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \times 29.3 \times 10^6}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

El material a utilizar para la fabricación de este eje será: 34CrNiMo6, el cual presenta una tensión admisible de $\sigma_{flex} = 550 \text{ N/mm}^2$.

Luego se tiene la siguiente desigualdad:

$$\frac{32 \times 29.3 \times 10^6}{\pi \cdot d^3} < 550$$

Desarrollando la expresión se obtiene que $d > 81.82 \text{ mm}$, diámetro a partir del cual el elemento no fallará. Luego determinaremos el diámetro $d = 82 \text{ mm}$. y el diámetro central del eje será de $D = 90 \text{ mm}$.

3.1.3.4 CÁLCULO DE LOS PASADORES DE LOS BRAZOS DE TIJERA Y SOPORTE DEL CILINDRO DEL ELEVADOR

En los Brazos de Tijera

Los pasadores de los brazos de tijera, son los que corresponden a los puntos fijos y móviles (ruedas) de cada brazo.

De la figura FIG 3.14 se determina la fuerza máxima. Esta fuerza se generará en el brazo de tijera (Elemento 1, punto Q), ahí se produce una fuerza máxima que se determina mediante el cálculo mostrado. Luego se obtiene una resultante máxima en los apoyos, con lo que se determinarán los bulones.

Evaluando la resultante de fuerzas en el punto Q.

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = \sqrt{216556^2 + 30965^2} = 218758 \text{ N}$$

Luego la fuerza máxima será $F_{max} = 218759 \text{ N}$

Se realiza el DCL del elemento para determinar las fuerzas y esfuerzos involucrados

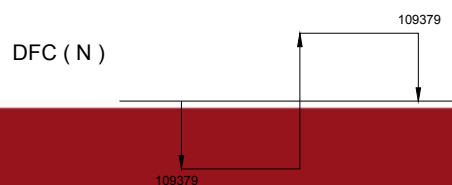
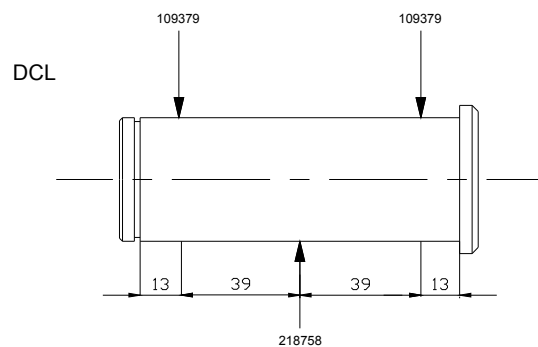
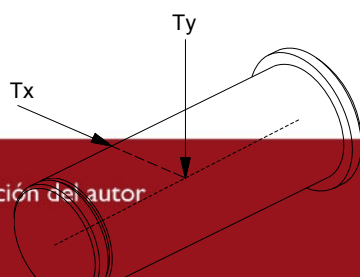
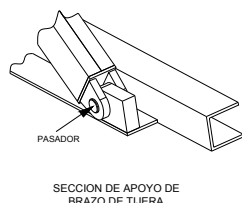


FIG. 3.20: PASADOR DE BRAZOS DE TIJERA

Del DCL, se obtiene la Fuerza Cortante (F_c) igual a 109379 N, con lo que se calcula el esfuerzo de corte que deberá ser menor al esfuerzo admisible de corte:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{218758}{\pi \times D^2 / 4} \leq \sigma_c Adm \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Se utilizará un acero *Ck45*, cuyo $\sigma_c Adm = 208 \text{ N/mm}^2$.

Desarrollando la ecuación Ec. 3.8, obtenemos: $D \geq 25.8 \text{ mm}$.

Luego seleccionamos un diámetro de medida comercial en pulgadas igual a 31.75 mm. ($1 \frac{1}{4}$ ").

En el soporte de Cilindro del Elevador

El cilindro hidráulico presenta dos puntos de soporte, los cuales son afectados por la fuerza generada por el pistón. Estos puntos se observan en la FIG 3.13 denominados por A y B. Siendo la fuerza encontrada del pistón: $F_p = 313055 \text{ N}$

Se realiza el DCL del pasador de soporte mostrado en la siguiente gráfica:

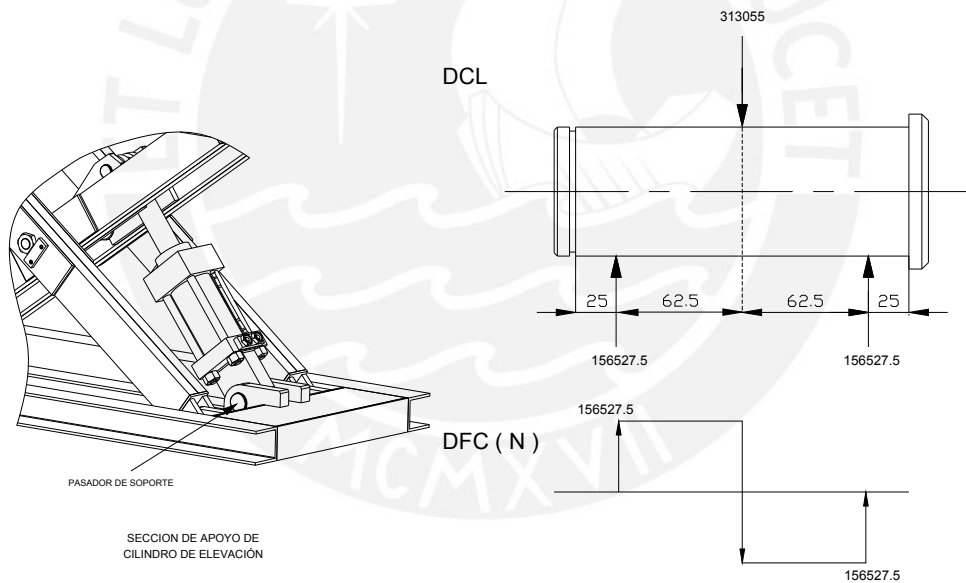


FIG. 3.21: PASADOR DE CILINDRO DEL ELEVADOR

Luego se determina el esfuerzo de corte del pasador:

$$\sigma_c = \frac{156527}{\left(\frac{\pi \times D^2}{4}\right)} \leq \sigma_c Adm \quad \sigma_c Adm = 208 \text{ N/mm}^2. (\text{Ck45}) \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Desarrollando la ecuación Ec. 3.9, obtenemos: $D \geq 30.9 \text{ mm}$.

Luego seleccionamos un diámetro de medida comercial en pulgadas igual a 38.1 mm ($1 \frac{1}{2}$ ").

Luego seleccionamos un diámetro de 40 mm.

3.1.3.5 CÁLCULO DEL SISTEMA DE BLOQUEO MECÁNICO DE DESCENSO

Para mantener la bancada a una altura determinada del piso, se diseñará el

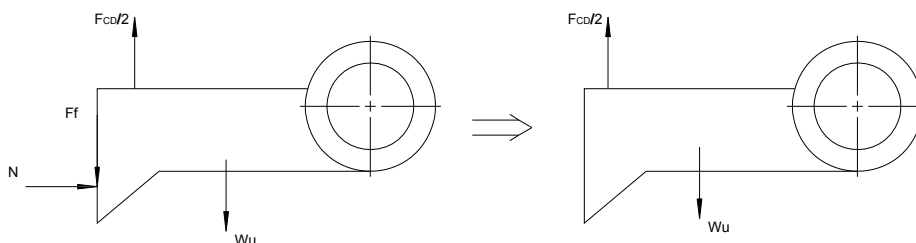
FIG. 3.22: BLOQUEO MECÁNICO DE DESCENSO

El mecanismo del bloqueo mecánico de descenso, se mantiene en su posición de bloqueo por efecto de su propio peso. Por medio de un pequeño cilindro neumático, se libera dicho bloqueo y permite el descenso de la bancada. (Ver FIG 3.23)

Para que el desbloqueo se produzca, primero se deberá accionar el elevador de la bancada, para eliminar la fuerza horizontal, que por efecto del peso del sistema se produce en la uña. De no realizarse esto la fuerza de fricción generada sobre las uñas, serían muy altas, necesitando como consecuencia un cilindro de desbloqueo de gran fuerza.

Pese a que el cilindro hidráulico presenta condiciones seguras de funcionamiento debido a sus válvulas de antirretorno desbloqueables, se colocará este sistema de seguridad mecánico redundante para eliminar totalmente cualquier posibilidad de que se presentara alguna falla hidráulica.

Para hacer el análisis de fuerzas nos guiaremos del siguiente diagrama, en la que se muestra que para poder desbloquear las cuñas se deberá elevar el sistema para que las fuerzas N y F_f dejen de actuar en el sistema.

**FIG. 3.23: D.C.L. CUÑAS DE BLOQUEO**

Donde:

F_{CD} : Fuerza del cilindro de desbloqueo.

W_u : Peso de las uñas de bloqueo

Realizando operaciones de equilibrio:

$$F_{CD}/2 = Wu \Rightarrow F_{CD} = 2 \times Wu$$

Luego seleccionamos el cilindro neumático tal que sólo supere el peso de las uñas. De catálogos de cilindros neumáticos (Ver Anexos) seleccionaremos el cilindro que supere a la masa de las uñas de bloqueo utilizadas.

Entonces con:

$$Wu \approx 5kg \Rightarrow F_{CD} = 10kg = 100 N.$$

Con esta fuerza necesaria se selecciona el cilindro neumático de desbloqueo.

3.1.3.6 CÁLCULOS DE LA PLATAFORMA INFERIOR

La plataforma inferior tendrá como propósito el soporte de toda la estructura del elevador hidráulico. La fabricación de esta será mediante uniones por soldadura, utilizando para ello placas y perfiles de acero estructural (ASTM A36).

Para efectuar los cálculos de diseño se utilizará un modelo matemático sencillo que represente las condiciones de trabajo de la plataforma. Este modelo matemático se resolverá utilizando el Teorema de Castigliano.

Sobre la plataforma actúa una fuerza de reacción producida por el cilindro hidráulico. Utilizaremos la componente horizontal sobre la plataforma que es la que generará los esfuerzos críticos sobre la plataforma.

Se verificará que el máximo esfuerzo actuante sobre la plataforma sea menor que el esfuerzo de flexión pulsante admisible del material. Para este cálculo se considerarán las siguientes características:

La fuerza de reacción será aplicada sobre el plano de simetría de la plataforma.

Se considerará que el punto medio de la barra transversal de la plataforma opuesta a la aplicación de la fuerza, estará empotrada al suelo, esto se esquematiza en la FIG 3.24.

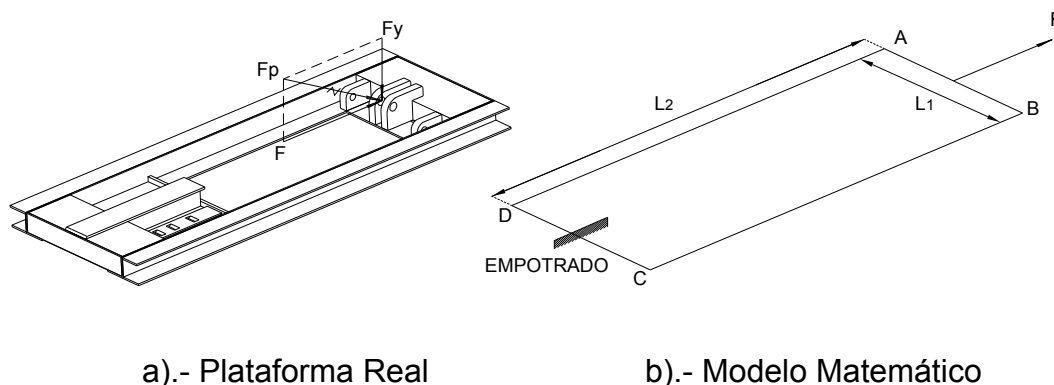


FIG. 3.24: PLATAFORMA INFERIOR. MODELO MATEMÁTICO

Dada la simetría de la plataforma, solo se analizará su mitad derecha, tal como se muestra en la FIG 3.25, luego se calculan los máximos momentos flectores que actúan sobre cada uno de los elementos que conforman la plataforma.

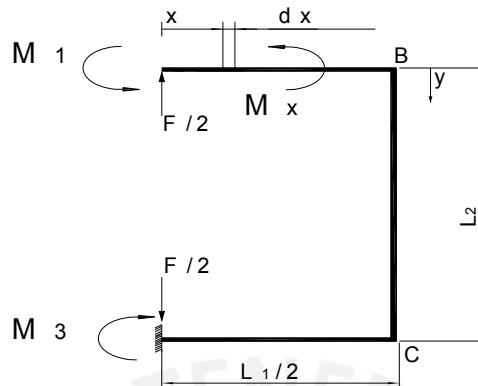


FIG. 3.25: D.C.L. PLATAFORMA INFERIOR

Donde:

- L_1, L_3 (mm) : Longitud de la línea neutra de los travesaños delantero y posterior (AB y CD).
- L_2 (mm) : Longitud del tramo BC.
- I_1, I_3 (mm⁴) : Momento de Inercia de la sección transversal de los travesaños delantero y posterior.
- I_2 (mm⁴) : Momento de Inercia de la sección transversal del tramo BC.
- M_1, M_3 (N.mm) : Momento Flector interno de la sección transversal de los travesaños delantero y posterior.
- M_2 (N.mm) : Momento Flector interno de la sección transversal del tramo BC.
- F (N) : Fuerza máxima de reacción que soportará la plataforma inferior.

Utilizando el DCL de la plataforma inferior, se plantea la siguiente ecuación:

$$\Sigma M_D = 0 \Rightarrow M_1 = M_3 \tag{Ec. 3.10}$$

Dada la hiperestaticidad del sistema (dos incógnitas y una ecuación), se empleará el mencionado Primer Teorema de Castigliano aplicado a deflexiones angulares en el punto "A", de la manera siguiente:

La deflexión angular en el punto A es nula:

$$\theta_A = \int \frac{\partial U}{\partial M_1} = \int_L \frac{M_x}{EI_z} \frac{\partial M_x}{\partial M_1} dx = 0 \tag{Ec. 3.11}$$

Donde:

X (mm) : Longitud de la línea neutra de la plataforma inferior entre “A” y la sección de estudio.

M_x (N.mm) : Momento Flector interno de la sección en estudio.

I_x (mm⁴) : Momento de Inercia de la sección en estudio.

E (N/mm²) : Módulo de elasticidad del material.

Se considerará que los momentos flectores son los únicos que generan la energía de deformación del sistema, despreciándose esfuerzos internos axiales de tracción y compresión.

Desarrollando la ecuación Ec. 3.11 en el tramo AB:

Tramo AB:



FIG. 3.26: D.C.L. TRAMO AB.

Realizando de la misma manera los términos correspondientes para los tramos BC y CD, se obtiene la siguiente expresión:

$$\theta_A = \int_{A-B} \frac{1}{I_x} \left(\frac{F}{2}(x) - M_1 \right) (-1) dx + \int_{B-C} \frac{1}{I_x} \left(\frac{F}{2} \left(\frac{L_1}{2} \right) - M_1 \right) (-1) dx + \int_{C-D} \frac{1}{I_x} \left(\frac{F}{2} \left(\frac{L_1}{2} - x \right) - M_1 \right) (-1) dx = 0 \quad (\text{Ec 3.12})$$

Resolviendo EC.Xxx1 y despejando M_1 :

$$M_1 = \frac{F}{2} \left(\frac{\frac{1}{I_1} \int_0^{L_1/2} x dx + \frac{1}{I_2} \int_0^{L_2} \frac{L_1}{2} dx + \frac{1}{I_3} \int_0^{L_3/2} x dx}{\frac{1}{I_1} \int_0^{L_1/2} dx + \frac{1}{I_2} \int_0^{L_2} dx + \frac{1}{I_3} \int_0^{L_3/2} dx} \right) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Dado que $M_1 = M_3$, $L_1 = L_3$, $I_1 = I_3$ se obtiene la siguiente expresión para términos de

$M_1 = M_3$:

$$M_1 = M_3 = \frac{FL_1}{4} \left(\frac{\frac{L_1}{2I_1} + \frac{L_2}{I_2}}{\frac{L_1}{I_1} + \frac{L_2}{I_2}} \right) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

La expresión a partir de la cual se calcula el momento flector presente a lo largo del tramo BC es:

$$M_2 = M_y = \frac{FL_1}{4} - M_1 \quad \Rightarrow \quad M_2 = \frac{FL_1}{4} \left(\frac{\frac{L_1}{2I_1}}{\frac{L_1}{I_1} + \frac{L_2}{I_2}} \right) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Luego se hallan las expresiones de los máximos esfuerzos que presentan en cada uno de los tramos de la plataforma inferior, para luego compararlos con su máximo esfuerzo admisible.

El máximo esfuerzo por flexión en el travesaño delantero es:

$$\sigma_1 = \frac{M_1 c_1}{I_1} = \frac{M_1}{S_1} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Donde:

c_1 (mm) : Distancia máxima con respecto a su fibra neutra.

S_1 (mm³) : Momento resistente de la sección transversal del travesaño superior. $\left(\frac{I}{c}\right)$

La expresión del máximo esfuerzo por flexión en el tramo BC. (esfuerzo combinado de tracción y flexión) es:

$$\sigma_1 = \frac{F/2}{A_2} + \frac{M_2 c_2}{I_2} = \frac{F/2}{A_2} + \frac{M_2}{S_2} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde:

c_2 (mm) : Distancia máxima con respecto a su fibra neutra.

S_2 (mm³) : Momento resistente de la sección transversal del tramo BC. $\left(\frac{I}{c}\right)$

El máximo esfuerzo por flexión en el travesaño posterior es:

$$\sigma_1 = \frac{M_3 c_3}{I_3} = \frac{M_1}{S_3} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde:

c_3 (mm) : Distancia máxima con respecto a su fibra neutra.

S_3 (mm³) : Momento resistente de la sección transversal del travesaño posterior. $\left(\frac{I}{c}\right)$

Las secciones transversales de cada tramo de la plataforma se muestran en la FIG 3.27.

FIG. 3.27: PLATAFORMA INFERIOR. SECCIONES

Se considera un factor de seguridad igual a 3, con el cual se obtienen los esfuerzos admisibles para el acero estructural (ASTM A36):

$$\sigma_{fpul} = 320 \text{ N / mm}^2 \Rightarrow \sigma_{fadm} = 107 \text{ N / mm}^2$$

$$\sigma_{pul} = 240 \text{ N / mm}^2 \Rightarrow \sigma_{adm} = 80 \text{ N / mm}^2$$

Donde σ_{fpul} : Esfuerzo de Flexión pulsante del material.

σ_{fadm} : Esfuerzo de Flexión Pulsante Admisible del material.

σ_{pul} : Esfuerzo de Tracción pulsante del material.

σ_{adm} : Esfuerzo de Tracción Pulsante Admisible del material.

En el Cuadro 3.3 se detalla la geometría de los elementos que conforman la plataforma inferior, así como sus respectivos máximos momentos flectores.

CUADRO 3.3 GEOMETRÍA DE PLATAFORMA INFERIOR

L1 (mm)	I1 (mm ⁴)	A1 (mm ²)	L2 (mm)	I2 (mm ⁴)	A2 (mm ²)	F (N)	M1=M3 (N.mm)	M2 (N.mm)
800	6.7543x10 ⁶	3267	2400	69.295x10 ⁶	4410	276411	48.37x10 ⁶	6.91x10 ⁶

En el cuadro 3.4 se muestran los máximos esfuerzos generados en los elementos analizados, estos deben resultar menores que sus correspondientes esfuerzos admisibles del material.

CUADRO 3.4 ESFUERZOS MÁXIMOS EN LOS TRAMOS

ELEMENTO	Mx10 ⁻⁶ (N.mm)	Cmax (mm)	Ix10 ⁻⁶ (mm ⁴)	σ (N / mm ²)	σ_{adm} (N / mm ²)
TRAMO AB	48.37	152	69.295	106	107
TRAMO BC	6.91	68	11.697	71.5	80

Luego se concluye que ninguno de los elementos fallará por resistencia, pues en ningún caso se excede el límite de resistencia del material empleado. En la FIG.3.28 se presenta el diagrama de momentos flectores a lo largo de la línea neutra de la plataforma inferior.

FIG. 3.28 D.M.F. DE LA PLATAFORMA INFERIOR

3.2 CÁLCULOS DEL TRACCIONADOR HIDRÁULICO

Para el traccionador hidráulico, el cual se muestra en la FIG3.29, el análisis de la resistencia comprenderá las siguientes partes:

Análisis Estático

Cálculo para posición Recta.

Cálculo para diferentes posiciones en el espacio.

Análisis Dinámico (Fatiga).

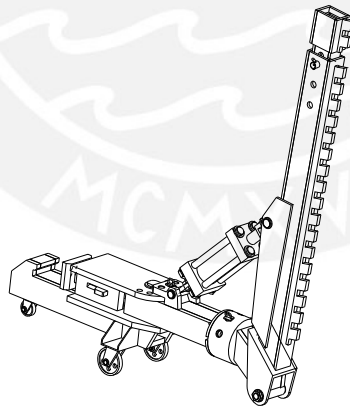


FIG. 3.29 TRACCIONADOR HIDRAULICO DE CHASIS

3.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

3.2.1.1 CALCULO PARA LA POSICIÓN RECTA

El funcionamiento del traccionador hidráulico comprende movimientos en diferentes planos en el espacio. Empezaremos realizando los cálculos refiriéndonos a un movimiento en un solo plano del traccionador, este movimiento es el que se muestra en la gráfica siguiente. En ésta se observa el trayecto de la barra traccionadora, pero se han graficado específicamente la posición inicial y final de su

movimiento, estas posiciones serán analizadas con detenimiento durante los cálculos de resistencia, tanto estática como dinámica.

FIG. 3.30 TRACCIONADOR HIDRÁULICO
MOVIMIENTOS DE LA BARRA TRACCIONADORA

Para observar las características del movimiento de la barra traccionadora, realizamos un esquema, que en función a la gráfica, nos detalla las variaciones angulares de la incidencia de las fuerzas que actúan sobre la barra traccionadora.

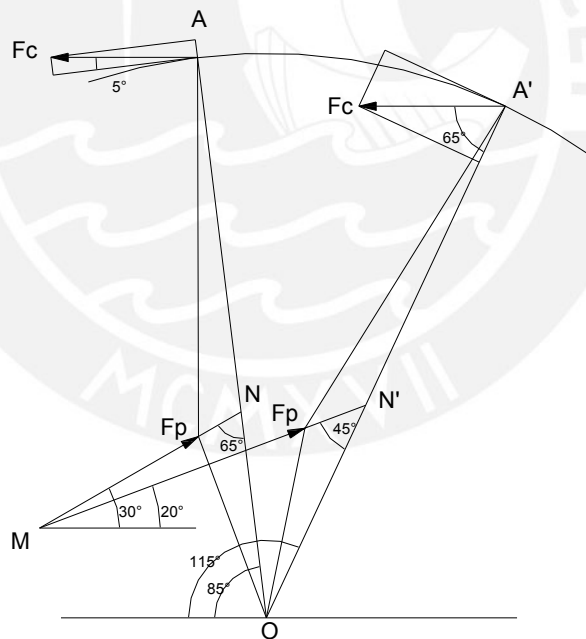


FIG. 3.31 FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL TRACCIONADOR HIDRÁULICO

Elementos:

ONA,ON'A': Posiciones de la barra traccionadora.

MN-MN': Posiciones del cilindro.

Fc: Fuerza en la cadena.

Fp: Fuerza del cilindro hidráulico.

Dimensiones:

$$ON = ON' = 600 \text{ mm.}$$

La medidas OA y OA', corresponde a la ubicación de la cadena de tracción en su punto más alto, este punto de aplicación puede disminuir hasta el valor de 350 mm. en su punto más bajo.

Se realizará el cálculo de las fuerzas en cada una de las dos posiciones mostradas.

POSICIÓN 1:

(Angulo de la barra desde 85° hasta 90°)

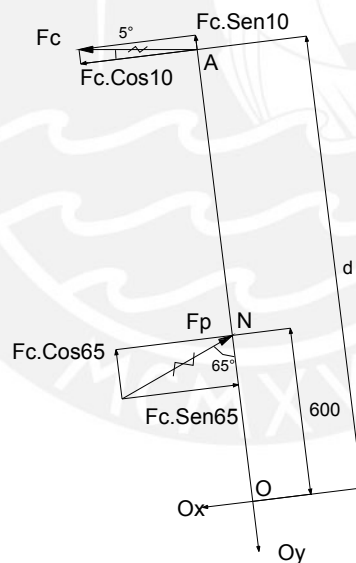


FIG. 3.32 BARRA TRACCIONADORA EN POSICIÓN 1

Determinando la fuerza producida en la cadena, mediante el desarrollo de las ecuaciones de equilibrio.

$$\Sigma F_x :$$

$$F_c \times \text{Cos}10 + O_x = F_p \times \text{Sen}65$$

$$O_x = F_p \times \text{Sen}65 - F_c \times \text{Cos}10 \tag{Ec. 3.19}$$

$$\Sigma F_y :$$

$$O_y = F_c \times \text{Sen}10 + F_p \times \text{Cos}65 \tag{Ec. 3.20}$$

$\Sigma Mo:$

$$F_c \times \text{Cos}10 \times OA = F_p \times \text{Sen}65 \times ON$$

$$F_c = \frac{F_p \times \text{Sen}65 \times 600}{d \times \text{Cos}10} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

POSICIÓN 2:

(Angulo de la barra desde 90° hasta 115°)

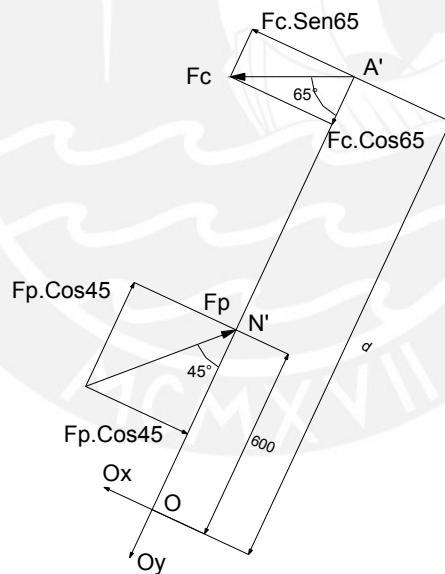


FIG. 3.33 BARRA TRACCIONADORA EN POSICIÓN 2

Determinando la fuerza producida en la cadena, mediante el desarrollo de las ecuaciones de equilibrio.

$\Sigma F_x :$

$$O_x = F_p \times \text{Sen}45 - F_c \times \text{Sen}65 \quad (\text{Ec. 3.22})$$

$\Sigma F_y:$

$$O_y = F_p \times \text{Cos}45 - F_c \times \text{Cos}65 \quad (\text{Ec. 3.23})$$

ΣMo

$$F_c \times \text{Sen}65 \cdot OA' = F_p \times \text{Sen}45 \times ON'$$

$$F_c = \frac{F_p \times \text{Sen}45 \times 600}{d \times \text{Sen}65} \tag{Ec. 3.24}$$

De las ecuaciones Ec. 3.21 y Ec. 3.24, determinamos ecuaciones genéricas para diversas posiciones de la barra traccionadora.

Siendo: $F_p = \text{Fuerza de tracción} = 100000N$

Luego:

$$F_c = \frac{100000 \times 600 \times \text{Sen}\alpha}{d \times \text{Cos}\beta} \quad \text{Para rango de } \beta \text{ de } 5^\circ \text{ a } 90^\circ$$

$$F_c = \frac{100000 \times 600 \times \text{Sen}\alpha}{d \times \text{Sen}\beta} \quad \text{Para rango de } \beta \text{ de } 90^\circ \text{ a } 65^\circ$$

Donde:

$$\alpha \in [65^\circ \dots 45^\circ]; \beta \in [5^\circ, 90^\circ \dots 65^\circ]$$

Con ésta ecuación tabulamos para distintos valores de α y β (Cuadro 3.5), encontrando los valores de F_c máximos, que nos permitirán realizar los cálculos de resistencia.

CUADRO 3.5 VALORES MÁXIMOS DE FUERZA DE LA CADENA DE TRACCIÓN

POSICION	PUNTO	α	β	F _c (N) d=1750 mm	F _c (N) d=400 mm	d = 1750 mm			d=400 mm		
						O _x (N)	O _y (N)	R _{tot1} (N)	O _x (N)	O _y (N)	R _{tot2} (N)
POSICION 1	A	65	5	31192	136465	59557.5	44980.4	74635	-45314.9	54155.5	70613
	1	62	90	30272	132442	58022.8	46947.2	74637	-44147.2	46947.2	64444
POSICION 2	2	58	85	29187	127693.1	55728.9	50448.1	75171	-42402.4	41862.7	59586
	3	55	80	28518.5	124768.3	53830	52405.5	75127	-40957.6	35691.9	54327
	4	52	75	27970.6	122371.3	51783.6	54326.8	75053	-39400.5	29894.1	49458
	5	48	70	27114.5	118625.7	48835.2	57639.4	75546	-37157.2	26340.7	45547
	A'	45	65	26749.9	117030.9	46467	59405.7	75420	-35355.3	21251.3	41251

Observando la tabla encontramos que los valores máximos corresponden a la posición inicial de tracción de la barra (Posición 1), para el valor máximo posible de "d". En el cuadro también se muestra la resultante total (R_{tot}), para cada posición de la barra de tracción. Realizamos luego un esquema en la posición de máximas reacciones sobre el soporte de la barra de tracción (todos los valores en newton). Se indica además la dirección de aplicación de la resultante. Esto debido a que dada su dirección podría afectar de manera diferente a la estructura, lo cual se verificará al realizar los cálculos de resistencia.

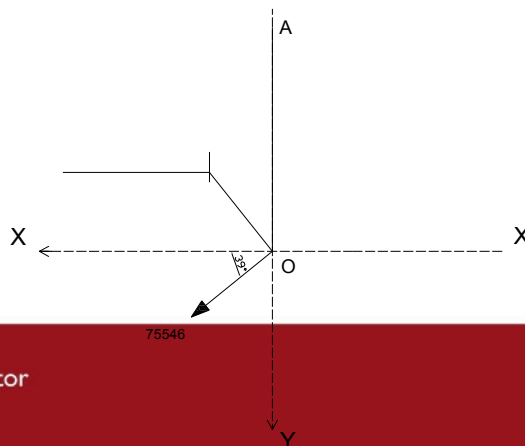


FIG. 3.34 REACCIONES MÁXIMAS EN LA POSICIÓN 1

3.2.1.1.1 CÁLCULOS EN LA BARRA TRACCIONADORA

3.2.1.1.2 CÁLCULOS EN EL CILINDRO DEL PIVOTE

La Barra de tracción del traccionador esta unida al resto de la estructura del traccionador mediante un pivote, el cual soportará al brazo y mediante un pasador proporcionará posibilidades de giro al brazo. Una parte del pivote la comprende el cilindro de giro, que va unido al resto del pivote mediante soldadura.

Del gráfico siguiente se observará la geometría del elemento.

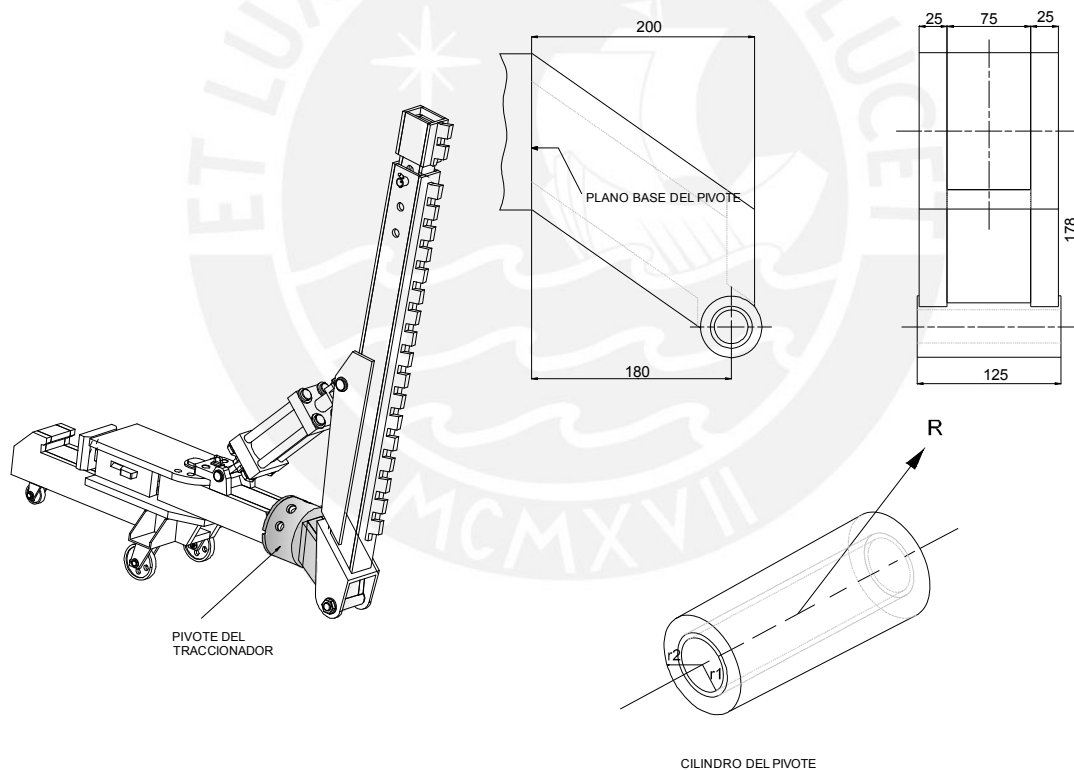


FIG. 3.35 PIVOTE DE LA BARRA TRACCIONADORA

La parte crítica de este pivote lo conforma el cilindro pivote, el cual está compuesto por dos cilindros concéntricos. El cilindro exterior proporcionará propiedades de resistencia mecánica a su estructura producida por el brazo de tracción y el cilindro interior proporcionará propiedades antidesgaste debido a que sobre este girará el pasador que permitirá el movimiento al brazo de tracción.

Se tienen los valores tentativos de los radios del cilindro exterior:

$$r1 = 20 \text{ mm.}$$

$$r2 = 27.5 \text{ mm.}$$

Calculando el esfuerzo de corte en el cilindro:

$$\sigma_c = \frac{R}{A} \tag{Ec. 3.25}$$

Donde:

R: Fuerza transversal de corte.

A: Area de la sección.

Determinando el área de la sección:

$$A = 2 \times L - 2 \times r1 \times L = 2 \times L \times (r2 - r1)$$

$$A = L.(2 \times r2 - 2 \times r1) = 125 (55 - 40) = 1875 \text{ mm}^2.$$

$$\sigma_c = \frac{R}{(2 \times L \times (r2 - r1))} \tag{Ec. 3.26}$$

Utilizando la máxima fuerza R y reemplazando en Ec. 3.26

$$R = 75\,546 \text{ N}$$

$$\sigma_c = \frac{75546}{1875} = 40.3 \text{ N / mm}^2.$$

Se considera un Factor de Seguridad igual a 3 y se obtiene el esfuerzo admisible al corte para el acero ASTM A-36, $\sigma_{tpul} = 140 \text{ N / mm}^2 \rightarrow \sigma_{tadm} = 47 \text{ N / mm}^2$

Donde:

σ_{tpul} (N/mm²): Esfuerzo de Torsión Pulsante del material

σ_{tadm} (N/mm²): Esfuerzo de Torsión Pulsante Admisible del material

Comparando los esfuerzos obtenidos, se concluye que se cumple la relación $\sigma_c < \sigma_{tadm}$ que el cilindro pivote no fallará por corte.

Ahora se determinará las características del cilindro interior. Para este cilindro se tiene el siguiente gráfico:

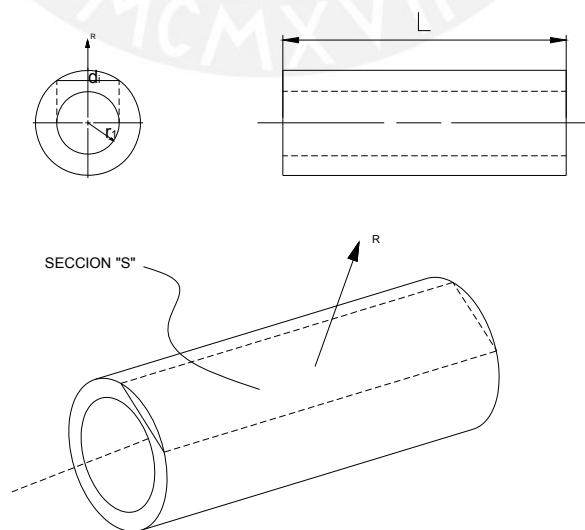


FIG. 3.36 CILINDRO INTERIOR DEL PIVOTE

La sección S que soporta el aplastamiento la conforma el área proyectada del diámetro interior del cilindro pivote.

Luego:

$L = 125 \text{ mm.}$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{S} = \frac{F}{di \times L} = \frac{75546}{2 \times 15 \times 125} = 20.2 \text{ N / mm}^2.$$

Debido a trabajo de fricción que soportará dicho cilindro, este se fabricará de bronce.

La resistencia al aplastamiento del bronce, viene dada por:

$$\sigma_{\text{aplast. B}} = 30 \text{ N / mm}^2. \quad (4)$$

Luego se debe cumplir la siguiente desigualdad:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} < 30 \text{ N / mm}^2.$$

Con lo que se comprueba que el cilindro no fallará por aplastamiento.

(4) Esfuerzo Admisible del Broce: Fuente:Haberhauer Maschinenelemente Bodenstan. Ed. Springer

3.2.1.1.3 CÁLCULO DEL ESFUERZO DE FLEXIÓN EN EL PLANO BASE DEL PIVOTE

El plano base es el plano de unión entre el cilindro de rotación y el elemento de soporte de la barra de tracción (Barra Horizontal), dicho plano se aprecia en la FIG 3.35. Se calcularán los momentos ocasionados por las reacciones críticas presentadas en el Cuadro 3.6 (O_x , O_y). Dada la naturaleza de las reacciones, se observa que la mayor magnitud de los momentos a hallar se darán con las reacciones encontradas cuando “d” sea igual a 1750 mm. Luego tabulando los momentos flectores respecto al punto central del plano base obtenemos:

CUADRO 3.6 MOMENTOS FLECTORES EN EL PLANO BASE DEL PIVOTE

POSICION	PUNTO	Momento Flector (Nxmm)
POSICION 1	A	18.86×10^6
	1	18.77×10^6
POSICION 2	2	18.83×10^6
	3	18.66×10^6
	4	20.02×10^6
	5	18.42×10^6
	A'	18.12×10^6

Luego se determinará el esfuerzo máximo de flexión en función a los momentos determinados mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M_{\text{max}} \times Y}{I_{xx}} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Se considerará el valor máximo de “Y” en el plano base del pivote cuyo valor es de 70 mm. y se determinará el momento de inercia de dicha sección, mediante la ecuación siguiente:

$$I_{xx} = 2\left(\frac{t \times 140^3}{12}\right) + 2\left(\frac{(125 - 2 \times t) \times t^3}{12} + t \times (125 - 2 \times t) \times \left(70 - \frac{t}{2}\right)^2\right) \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Se tabulará los valores obtenidos del esfuerzo de flexión con el máximo momento hallado, $M_{max} = 20.02 \times 10^6 \text{ Nxmm}$ y se determinará el mínimo espesor posible que requiere el pivote.

Se considerará para ello un Factor de Seguridad igual a 2 y siendo el esfuerzo de flexión igual a 240 N/mm^2 para un acero ASTM A36, se obtiene el siguiente esfuerzo admisible:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_{flexión}}{FS} = \frac{240}{2} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Luego se tabulan los valores para determinar el espesor del pivote:

CUADRO 3.7 MOMENTOS FLECTORES EN EL PLANO BASE DEL PIVOTE

MOMENTO (Nxmm)	Y (mm)	t (mm)	I _{xx} (mm ⁴)	σ _{flex} (N / mm ²)	σ _{Adm} (N / mm ²)
20.9x10 ⁶	70	3.18	4.98x10 ⁶	294	120
20.9x10 ⁶	70	4.76	7.21x10 ⁶	203	120
20.9x10 ⁶	70	6.35	9.28x10 ⁶	158	120
20.9x10 ⁶	70	7.93	11.20x10 ⁶	131	120
20.9x10 ⁶	70	9.53	13.00x10 ⁶	113	120

Con lo cual seleccionamos un espesor mínimo de 9.53 mm. (3/8 “).

3.2.1.1.4 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL CILINDRO DE GIRO

En el cilindro de giro va unido al brazo de tracción y le da funciones de rotación. Este cilindro rota sobre un tambor de giro. Estos movimientos son mostrados en la FIG 3.37. Dado que el cilindro y el tambor de giro siempre trabajarán juntas (están vinculadas por un pin posicionador) y mantienen un contacto constante, para efectos de cálculo de resistencia, la secciones que soportarán el esfuerzo la conformarán la del tambor y la del cilindro de giro. Al estar ambas piezas sometidas a fricción aunque en poca frecuencia, será considerado para la selección del material a fabricar.

En la figura presentada a continuación se muestra el cilindro y el tambor de giro.

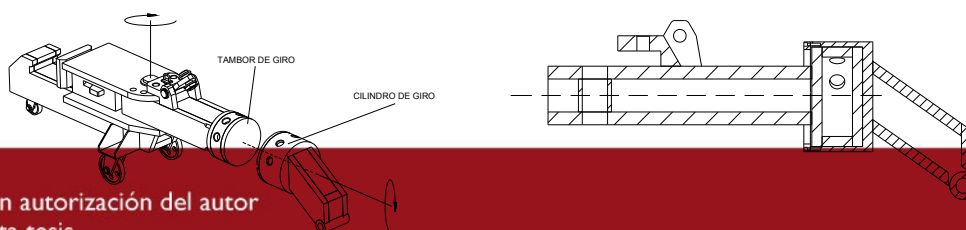


FIG. 3.37 CILINDRO DE GIRO - MOVIMIENTOS

Analizando la sección A-A, se calcula el esfuerzo de flexión, estando este determinado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M_{\text{max}} \times Y}{J_{xx}} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Determinaremos el momento de inercia (J).

$$J = \frac{\pi}{2} (r_2^4 - r_1^4)$$

Por diseño se fijará el valor del radio externo ($r_2=108\text{mm}$), luego se tendrá una ecuación genérica para el valor del momento de inercia.

$$J = \frac{\pi}{2} (108^4 - r_1^4) = 213.7 \times 10^6 - \frac{\pi}{2} r_1^4 \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Reemplazando el valor de J hallado en la ecuación Ec. 3.29. Considerando los valores de $Y=r_2=108$ y $M_{\text{max}} = 20.02 \times 10^6$ N/mm, obtenemos la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{40.02 \times 10^6 \times 108}{427.6 \times 10^6 - \pi \times r_1^4}$$

Luego se compara el valor hallado con el esfuerzo admisible del material. Usaremos una plancha de acero aleado que presente buenas propiedades mecánicas así como resistencia al desgaste. Seleccionaremos el material cuya norma aproximada es de ASTM A-514 y que en el mercado de materiales lo encontraremos como Dillidur 500V. Asignaremos un factor de Seguridad igual a 2 para determinar el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{\text{flexión}} = 132 \text{ N/mm}^2 \quad \rightarrow \quad \sigma_{\text{Adm}} = \frac{132}{2} = 66 \text{ N/mm}^2$$

Luego tenemos la siguiente desigualdad

$$\frac{40.02 \times 10^6 \times 108}{427.6 \times 10^6 - \pi \times r_1^4} \leq 66 \quad \rightarrow \quad r_1 \leq 103.6 \text{ mm.}$$

De la última expresión determinamos el radio $r_1 = 80 \text{ mm}$.

Con lo cual el espesor comprendido entre los dos radios será de 28 mm. Este espesor será la suma de los espesores de las paredes del tambor y el cilindro de giro. Asignaremos el valor medio a cada pared de los elementos igual a 14 mm. o su equivalente aproximado en pulgadas igual a 5/8", garantizándose que los elementos no fallarán.

3.2.1.1.5 CÁLCULO DEL PASADOR EN EL PIVOTE DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Se determinará el esfuerzo al corte del pasador. Este es mostrado en la figura siguiente:

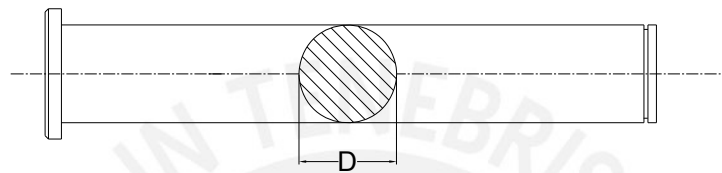


FIG. 3.38 PASADOR DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Siendo

D: Diámetro de la sección del pasador.

Utilizando un acero Ck45

$$\sigma_c = \frac{75546}{\pi \times D^2 / 4} \leq \sigma_{tAdm} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Se considera un Factor de Seguridad igual a 1.5 y se obtiene el esfuerzo admisible al corte para el acero Ck45 ⁽⁵⁾

$$\sigma_{tpul} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad \rightarrow \quad \sigma_{tAdm} = 140 \text{ N/mm}^2$$

Donde:

σ_{tpul} (N/mm²): Esfuerzo de Torsión Pulsante del material

σ_{tadm} (N/mm²): Esfuerzo de Torsión Pulsante Admisible del material

Reemplazando el valor en la ecuación (Ec. 3.31), se obtiene: $D \geq 26.21 \text{ mm}$

Luego podríamos utilizar diámetros mayores a 27mm, tomaremos uno de 30mm, utilizado en el modelamiento.

3.2.1.1.6 CÁLCULO DE LA BARRA DE TRACCIÓN

3.2.1.1.7 CÁLCULO DE LA BARRA DE TRACCIÓN SIN LA BARRA DE EXTENSIÓN

Graficaremos los diagramas de fuerza cortante y de Momento flector en la posición 1, en el punto de inicio de la tracción donde se producen los mayores esfuerzos para una posición de la cadena en la parte más alta.

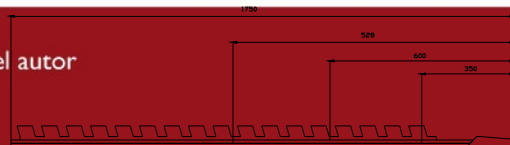


DIAGRAMA 1

(5) Los valores de los esfuerzos admisibles citados en la presente tesis se tomaron de las tablas obtenidas de Reitor – Omán, Grundlagen des Konstruierens, Girardot Verlag, 1977.

Con la cadena colocada en la parte mas baja de la barra.

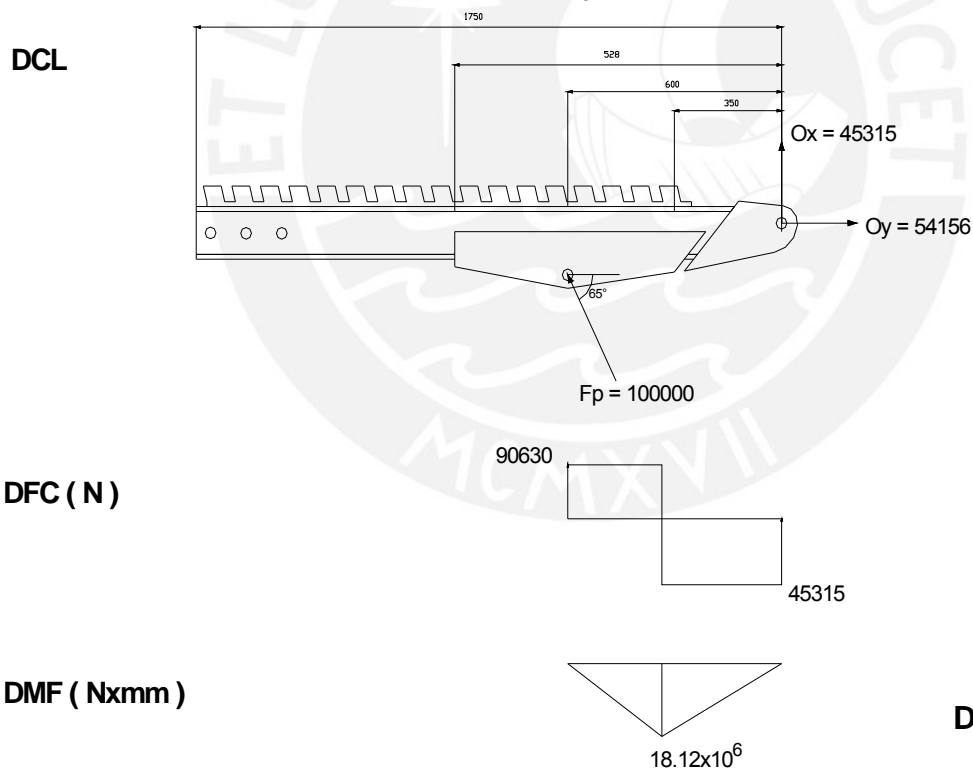


FIG. 3.39 D.F.C. Y D.M.F. DE BARRA DE TRACCIÓN

Para el cálculo de la resistencia de la barra, utilizaremos el momento máximo que se produce en la barra de tracción.

Analizaros los esfuerzos en tres secciones diferentes. En la gráfica presentada a continuación se presenta el elemento con las secciones en las que se evaluará los esfuerzos.

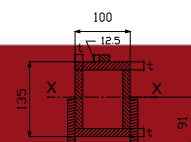


FIG. 3.40 BARRA DE TRACCIÓN

$$M_{\text{Sección A-A}} = 35.73 \times 10^6 \text{ Nxmm} \quad Y_{\text{Sección A-A}} = 145 \text{ mm}$$

$$M_{\text{Sección B-B}} = 24.17 \times 10^6 \text{ Nxmm} \quad Y_{\text{Sección B-B}} = 91 \text{ mm}$$

$$M_{\text{Sección C-C}} = 23.82 \times 10^6 \text{ Nxmm} \quad Y_{\text{Sección C-C}} = 108 \text{ mm}$$

Con los momentos en las secciones detalladas, realizaremos dos tipos evaluaciones.

CASO A.- Manteniendo constante el espesor de la barra ($e = 12.5 \text{ mm}$) y variando el espesor de las placas de soporte del cilindro.

CASO B.- Haciendo variable tanto el espesor de la barra, como de las placas soporte.

Para los dos casos presentados consideraremos un esfuerzo admisible máximo de 165 N/mm^2 . Para un acero ASTM A-36

Utilizando la siguiente expresión para el cálculo del esfuerzo flector en las secciones.

$$\sigma_{flex} = \frac{M \times Y}{I_{xx}} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

CASO A:

Con $e=12.5\text{mm}$, $I_{xx} \text{ barra} = 12.18 \times 10^6 \text{ mm}^4$. Siendo t el espesor de las placas de soporte del cilindro. Siendo I_{xx} , el momento de inercia de la sección analizada.

SECCION A-A

$$I_{xx} = 12.18 \times 10^6 + 2 \left(\frac{t \times 145^3}{12} + 145 \times t \times 72.5^2 \right) + \frac{t \times 12.5^3}{12} + 12.5 \times t \times 73.8^2 \quad (\text{Ec.3.33})$$

CUADRO 3.8

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
4.76	234	165
6.35	203	165
7.9375	280	165
9.525	161	165

SECCIÓN B-B

$$I_{xx} = 12.18 \times 10^6 + 2 \left(\frac{t \times 91^3}{12} + 91 \times t \times 45.5^2 \right) + \frac{t \times 12.5^3}{12} + 12.5 \times t \times 73.8^2 \quad (\text{Ec.3.34})$$

CUADRO 3.9

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
4.76	148	165
6.35	139	165
7.938	132	165
9.525	125	165

SECCIÓN C-C

$$I_{xx} = 12.18 \times 10^6 + 2 \left(\frac{t \times 108^3}{12} + 108 \times t \times 54^2 \right) + \frac{t \times 52.5^3}{12} + 52.5 \times t \times 93.75^2 \quad (\text{Ec.3.35})$$

CUADRO 3.10

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
4.76	140	165
6.35	125	165
7.938	114	165
9.525	104	165

De las anteriores tabulaciones podremos tomar el espesor $t = 9.525$ (3/8")

CASO B:

Con espesor t en todas las partes de la barra. Siendo I_{xx} , el momento de inercia de la sección analizada.

$$I_{xx} = \frac{100 \times 135^3}{12} - \frac{(100 - 2 \times t) \times (135 - 2 \times t)^3}{12} + 2 \left(\frac{t \times 145^3}{12} + 145 \times t \times 72.5^2 \right) + \frac{t \times 12.5^3}{12} + 12.5 \times t \times 73.8^2 \quad (\text{Ec.3.36})$$

CUADRO 3.11

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
6.35	252	165
9.525	172.7	165
12.70	132.8	165

SECCION B-B

$$I_{xx} = \frac{100 \times 135^3}{12} - \frac{(100 - 2 \times t) \times (135 - 2 \times t)^3}{12} + 2 \left(\frac{t \times 91^3}{12} + 91 \times t \times 45.5^2 \right) + \frac{t \times 12.5^3}{12} + 12.5 \times t \times 73.8^2 \quad (\text{Ec.3.37})$$

CUADRO 3.12

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
6.35	203	165
9.525	142	165
12.70	112	165

SECCION C-C

$$I_{xx} = \frac{100 \times 135^3}{12} - \frac{(100 - 2 \times t) \times (135 - 2 \times t)^3}{12} + 2 \left(\frac{t \times 108^3}{12} + 108 \times t \times 54^2 \right) + \frac{t \times 52.5^3}{12} + 52.5 \times t \times 93.75^2 \quad (\text{Ec. 3.38})$$

CUADRO 3.13

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
6.35	166	165
9.525	114	165
12.70	88	165

Luego la tendencia del espesor es hacia 9.525 mm. (3/8"). Se redefine la geometría de la barra considerando la barra cuadrada con espesor de pared 3/8" y el espesor de las placas soporte de cilindro igual a 12.5 mm. (1/2"). La placa dentada que va unida con soldadura a la barra cuadrada tendrá un espesor de 19.05 (3/4"). Todos para un acero ASTM A-36

3.2.1.1.8 CÁLCULO DE LA BARRA DE TRACCIÓN EN POSICIÓN DE MÁXIMA EXTENSIÓN

Analizando ahora con la extensión de la barra traccionadora, tenemos las nuevas longitudes.

Longitud inicial = 1750mm.

Longitud extendida = 2050mm.

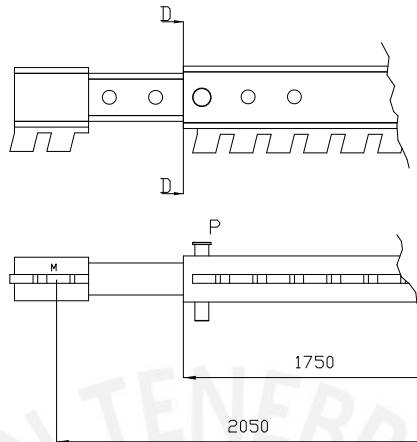


FIG. 3.41 EXTENSIÓN DE BRAZO DE TRACCIÓN

Donde: P es el bulón de fijación de la extensión y M es el punto de aplicación de la cadena con la máxima extensión.

Realizando el DCL, sobre la barra de tracción con la extensión tenemos:

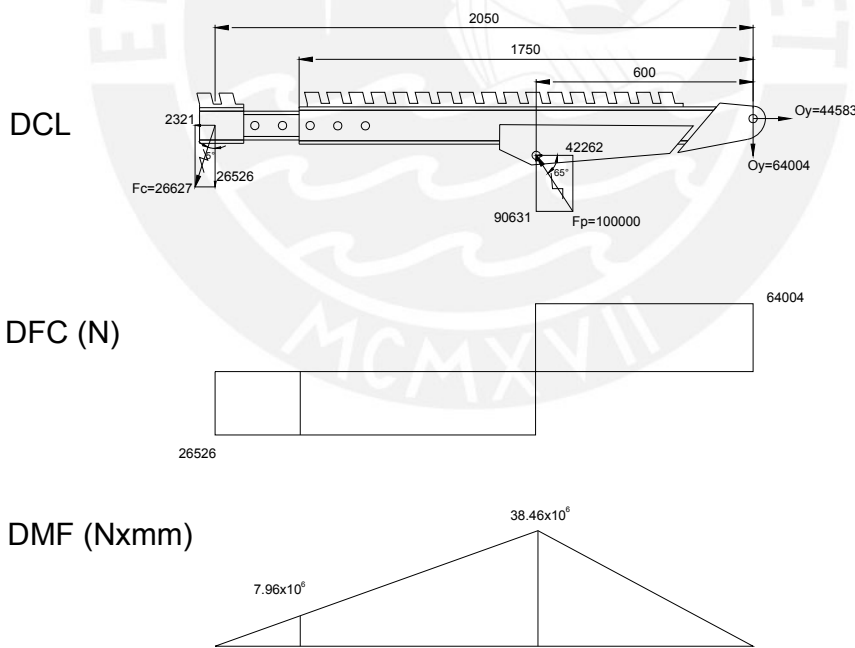


FIG. 3.42 D.C.L. EXTENSIÓN DE BRAZO DE TRACCIÓN

Analizando la sección D-D con el momento máximo en dicha sección calcularemos el esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{M \times Y}{I_{xx}} \tag{Ec. 3.39}$$

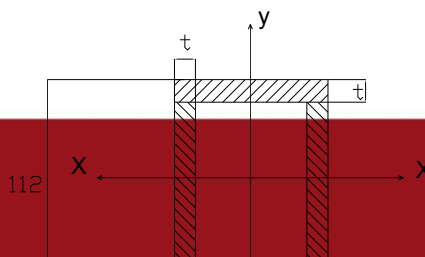


FIG. 3.43 SECCIÓN DE EXTENSIÓN DE BRAZO DE TRACCIÓN

De la sección D-D obtenemos:

$$M_{max} = 7.95 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$I_{xx} = 2 \left(\frac{t \times (112 - 2 \times t)^3}{12} \right) + 2 \left(\frac{77 \times t^3}{12} + 77 \times t \times \left(56 - \frac{t}{2} \right)^2 \right); \quad Y = 56 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Tabulando los valores tendremos

CUADRO 3.14

t (mm)	σ_{flex} (N/mm)	σ_{Adm} (N/mm)
12.50	72	165
9.53	87	165
6.35	118	165
4.76	150	165

De donde podremos elegir un espesor de $t > 4.76 \text{ mm}$, luego elegimos el espesor de pared $t = 9.53 \text{ mm}$. (3/8").

CALCULANDO LA RESISTENCIA AL APLASTAMIENTO DE LA PLACA DENTADA.

El cálculo de aplastamiento de la barra dentada se ha reservado para esta parte debido a que el punto crítico de cálculo se producirá donde se presente la máxima fuerza en la barra de tracción y esta se produce cuando la barra de tracción se encuentra extendida.

Luego se tiene la fuerza máxima de la cadena aplicada sobre la placa dentada:

$$F_c \text{ máx} = 136465 \text{ N.}$$

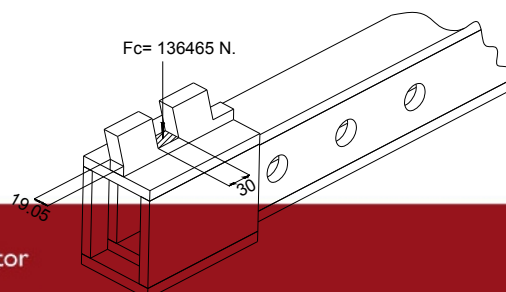


FIG. 3.44 SECCIÓN DE PLACA DENTADA EN LA EXTENSION

La sección de la placa dentada donde se apoyará la cadena será:

$$A_{\text{sección}} = 19.05 \times 30 = 571.5 \text{ mm}^2 \quad (t = 19.05 \text{ mm}, L=30\text{mm})$$

El esfuerzo de aplastamiento se calculará mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{\text{cmáx}}}{A_{\text{sección}}} = 238.8 \text{ N/mm}^2$$

Siendo el esfuerzo de aplastamiento del acero ASTM A-36 igual a 85 N/mm², la barra fallaría por aplastamiento. Redefiniendo las dimensiones de la barra dentada se obtiene un nuevo valor de $t = 35 \text{ mm}$ y $L = 45\text{mm}$, valores con los que no fallaría el elemento.

3.2.1.1.9 CALCULO DEL BULÓN “P” DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Calculando la resistencia al corte del bulón cuyas características geométricas son:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 25^2}{4} = 490.8 \text{ mm}^2 \quad (D = \text{Diámetro de sección del Pín} = 30\text{mm})$$

$$\sigma_c = \frac{V}{A} = \frac{2321}{490.8} = 4.73 \text{ N/mm}^2$$

Para un acero Ck45, cuyo esfuerzo admisible al corte es de 208 N/mm², el bulón no fallará, luego el diámetro del bulón será de 25mm, para un acero Ck45

3.2.1.1.10 CÁLCULO DEL PIVOTE DE LA BARRA DE TRACCIÓN

El pivote de la barra de tracción es el elemento de soporte de la barra de tracción. Para el caso crítico de cálculo se utilizará el momento flector detallado en el diagrama donde el momento flector es igual a $12.38 \times 10^6 \text{ Nxmm}$.

Graficando el momento y las reacciones en el elemento analizado, obtenemos la siguiente figura:

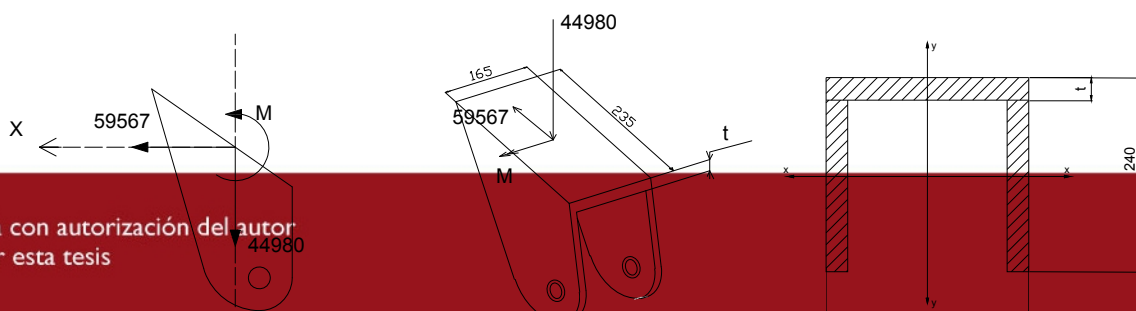


FIG. 3.45 PIVOTE DE BARRA DE TRACCIÓN

Utilizaremos un esfuerzo admisible máximo de 165 N/mm (σ_{Adm}), (acero ASTM A36). Se considerará un espesor t igual a 12.5 mm (1/2"). Dimensión tentativa para el cálculo del esfuerzo flector.

De la sección tenemos:

$$I_{xx} = 75.76 \times 10^6 \text{ mm}^4 \text{ (Momento de Inercia de la sección)}$$

$$Y = 207.9 \text{ mm.}$$

$$\frac{M \times Y}{I_{xx}} \leq \sigma_{Adm} \Rightarrow 42.7 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Adm}$$

Comprobándose la relación, se fijará el espesor del elemento en 12.5 mm.

3.2.1.1.11 CALCULO DE LA BARRA DE MOVIMIENTO EN EL PLANO HORIZONTAL

Realizaremos los cálculos para las posiciones críticas del movimiento de la barra traccionadora, que generarán las reacciones en el punto O. Evaluaremos la barra de movimiento en plano horizontal en el caso crítico donde no se ha colocado el bulón de fijación de posición (sección A-A), es decir, todo el esfuerzo generado en esa sección, será absorbido por la barra analizada.

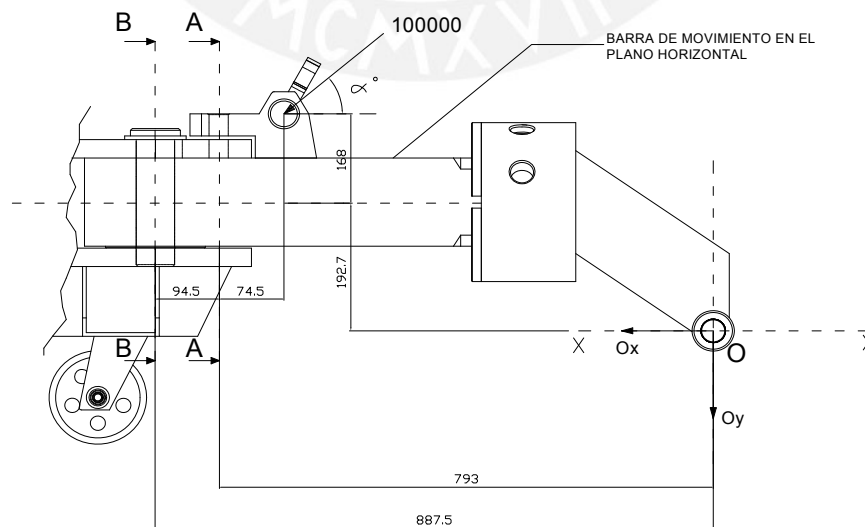


FIG. 3.46 BARRA DE GIRO HORIZONTAL

En la FIG 3.46, mostrada se observan las reacciones generadas en el punto O, producto de las diversas posiciones de la barra traccionadora. Al igual que en el

Cuadro 3.4., se presenta a continuación el momento resultante de dichas reacciones aplicadas a la sección A-A (M_{Fuerzas}) a ellas se le sumará el momento generado por la fuerza de reacción del cilindro hidráulico (100000 N) para las diversas variaciones del ángulo α . (M_{CH}), obteniéndose un momento total (M_{TOTAL}) generado en dicha sección. Todos estos valores se presentan en la tabla siguiente.

CUADRO 3.15 MOMENTOS TOTALES EN SECCIÓN A-A

POSICION	PUNTO	α	M_{FUERZAS} (Nxmm)	M_{CH} (Nxmm)	M_{TOTAL} (Nxmm)
POSICION 1	A	30	46.36×10^6	13.85×10^6	60.21×10^6
	1	28	48.41×10^6	14.46×10^6	62.87×10^6
POSICION 2	2	27	47.54×10^6	15.22×10^6	62.76×10^6
	3	25	45.48×10^6	15.73×10^6	61.21×10^6
	4	23	45.04×10^6	16.21×10^6	61.25×10^6
	5	22	42.34×10^6	16.77×10^6	59.11×10^6
	A'	20	40.07×10^6	17.14×10^6	57.21×10^6

Del cuadro anterior se obtiene que el momento máximo generado en la sección es igual a 62.87×10^6 Nxmm. Luego determinaremos el esfuerzo de flexión en la sección A-A mencionada. Para ello determinaremos las características geométricas de la sección.

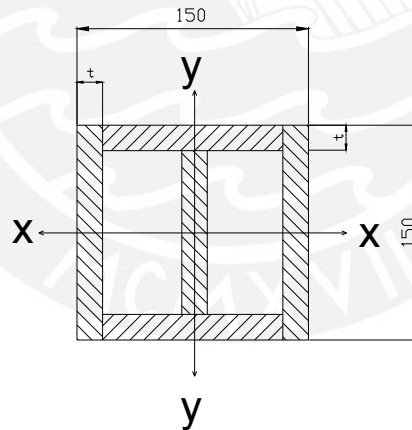


FIG. 3.47 BARRA DE GIRO HORIZONTAL: SECCIÓN A-A

De la figura anterior determinamos la inercia de la sección y calcularemos el esfuerzo de flexión de la sección definida por $\sigma_{\text{flexión}}$, para un valor de “Y” igual a 75 mm.

$$I_{xx} = \frac{150 \times 150^3}{12} - \frac{(150 - 3 \times t)(150 - 2 \times t)^3}{12} \tag{Ec. 3.41}$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M \times Y}{I_{xx}} = \frac{62.87 \times 10^6 \times 75}{I_{xx}} \tag{Ec. 3.42}$$

Siendo $\sigma_{\text{Adm}} = 165 \text{ N/mm}^2$. para un Acero ASTM A36

CUADRO 3.16 MOMENTOS TOTALES EN SECCIÓN A-A

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
25.4	130	165
19.05	150	165
15.88	168	165

De la tabulación de valores, determinamos un valor inicial para el espesor de $t = 19.05\text{mm}$. (3/4”).

De la misma manera que en la sección A-A, ahora analizaremos la sección B-B de la barra, para la posición más crítica donde se genere el mayor valor del momento de flexión. De la geometría presentada en la FIG 3.31, se determina un valor para el momento de flexión igual a : $M = 67.3 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$.

Al igual que en el caso anterior, determinaremos las características geométricas de la sección. Esta se presenta a continuación

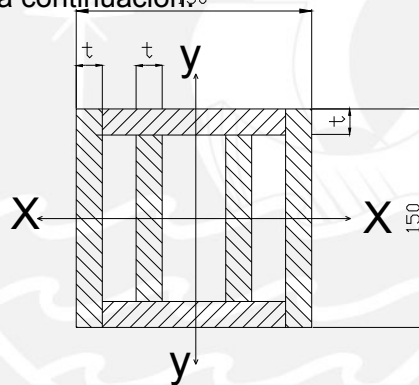


FIG. 3.48 BARRA DE GIRO HORIZONTAL: SECCIÓN A-A

De la figura anterior determinamos la inercia de la sección y calcularemos el esfuerzo de flexión de la sección definida por $\sigma_{flexión}$, para un valor de “Y” igual a 75 mm.

$$I_{xx} = \frac{150 \times 150^3}{12} - \frac{(150 - 4 \times t)(150 - 2 \times t)^3}{12} \tag{Ec. 3.43}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \times Y}{I_{xx}} = \frac{67.3 \times 10^6 \times 75}{I_{xx}}$$

Siendo $\sigma_{Adm} = 165 \text{ N/mm}^2$. para un Acero ASTM A36

Tabulando los valores para encontrar el espesor “t” óptimo

CUADRO 3.17

t (mm)	σ flex (N/mm)	σ Adm (N/mm)
25.4	132	165
19.05	150	165
15.88	167	165

Con esta última tabulación determinamos el espesor final de $t = 19.05$ ($3/4''$) para la barra analizada. También se determina el cilindro guía del bulón (sección B-B), $t = 12.5\text{mm}$ ($1/2''$). Que se comprueba calculando las ecuaciones con este nuevo valor.

3.2.1.1.12 CALCULO DE LAS FUERZAS EN EL BULON DE LA BARRA HORIZONTAL

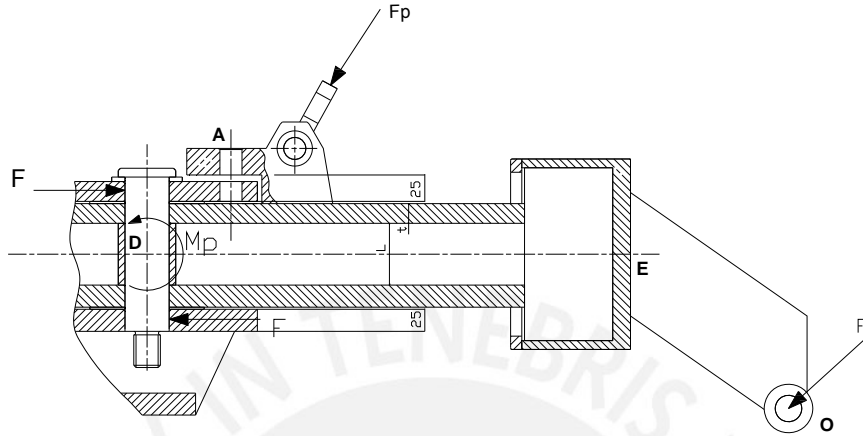


FIG. 3.49 SECCIÓN DE BARRA DE GIRO HORIZONTAL.

Para el cálculo de las fuerza en el bulón, utilizaremos el grupo de reacciones (fuerzas-momento), que me produzcan los mayores esfuerzos en el elemento analizado. Para ello se presenta un esquema de las fuerzas involucradas.

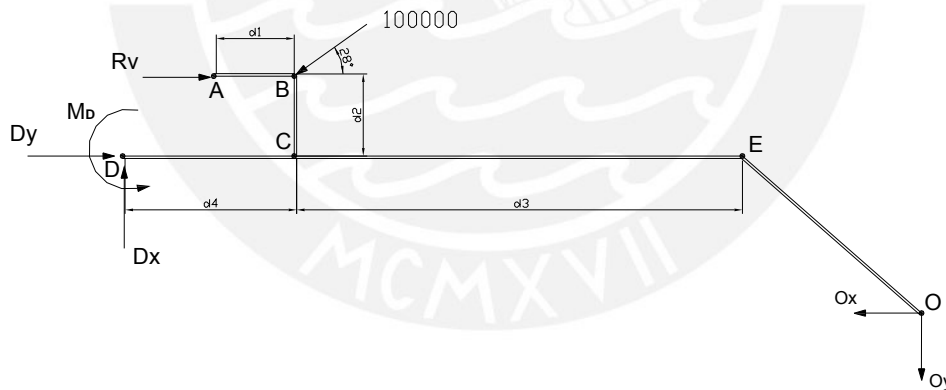


FIG. 3.50 BARRA DE GIRO.D.C.L. HORIZONTAL: SECCIÓN A-A

Siendo:

$$O_x = 72979 \text{ N.}$$

$$O_y = 39073 \text{ N.}$$

Llevando las fuerzas y momentos al punto E analizado, tendremos:

$$F_1 = 72979 \text{ N}$$

$$F_2 = 39073 \text{ N}$$

$$M = 20.02 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

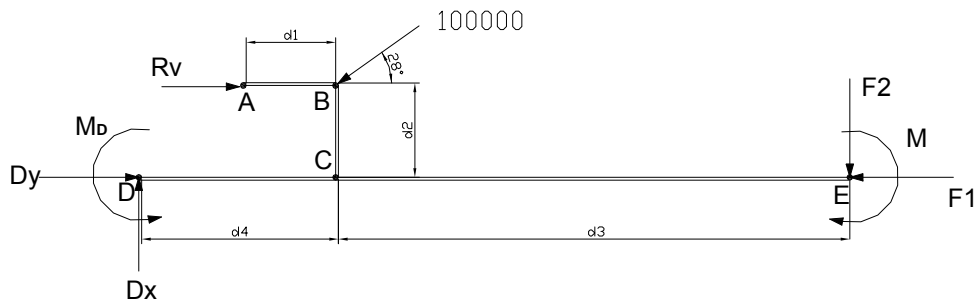


FIG. 3.51 D.C.L. BARRA DE GIRO HORIZONTAL SIMPLIFICADO

Del esquema presentado podemos observar que el sistema es hiperestático, lo cual nos lleva a realizar el cálculo de fuerzas mediante la aplicación del teorema de Castigliano.

Determinando las propiedades de los tramos, se tiene la siguiente tabla.

TABLA 3.1

TRAMO	A ₁ (mm ²)	I ₁ (mm ⁴)	d1(mm)	A ₂ (mm ²)	I ₂ (mm ⁴)	d2(mm)	A ₃ (mm ²)	I ₃ (mm ⁴)	d3(mm)
AB	4500	337.5x10 ³	74.5						
BC				4200	274.5x10 ³	168			
DC-CE							12110.1	30581.2x10 ³	415.2

El tramo d4 tendrá una medida de: 169 mm.

Realizando las ecuaciones de equilibrio para el sistema presentado:

$$\sum F_x : \quad D_x = F_2$$

$$\sum F_y : \quad D_y = F_1 + R_v$$

$$\sum M_D : \quad M_L = M + F_2(d_3+d_4) - R_v \times d_2 \tag{Ec. 3.44}$$

Determinando la energía de deformación del sistema tenemos:

$$U = \int_A^B \frac{F_n^2}{2AE} ds + \int_B^C \frac{F_n^2}{2AE} ds + \int_C^E \frac{F_n^2}{2AE} ds + \int_D^C \frac{F_n^2}{2AE} ds + \int_A^B \frac{M^2}{2EI} ds + \int_B^C \frac{M^2}{2EI} ds + \int_C^E \frac{M^2}{2EI} ds + \int_D^E \frac{M^2}{2EI} ds \tag{Ec. 3.45}$$

Realizaremos ecuaciones de equilibrio para cada tramo y evaluaremos para la condición en la que el desplazamiento horizontal de punto donde se coloca el bulón de posicionamiento de la barra horizontal es cero. (punto A de la gráfica).

$$\delta A = 0 \Rightarrow \frac{\partial U}{\partial Rv} = 0$$

Evaluando en la ecuación de energía, tenemos la ecuación Ec. 3.45:

$$\frac{Rv \times d1}{A1 \times E} + \frac{(F1 + Rv) \times d4}{A3 \times E} - \frac{d2 \times d4 \times M}{E \times I3} - \frac{d2 \times (d3 + d4) \times d4 \times F2}{E \times I3} + \frac{Rv \times d2^2 \times d4}{E \times I3} + \frac{F2 \times d2 \times d4^2}{2 \times E \times I3} = 0$$

Reemplazando los valores en la ecuación Ec. 3.45, obtendremos:

$$Rv = 191414 \text{ N}$$

Reemplazando en las ecuaciones de equilibrio:

$$Dx = 39073 \text{ N}, \quad Dy = 264393 \text{ N}, \quad Md = 10.69 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

Con el momento hallado dimensionaremos el bulón.

3.2.1.1.13 CALCULO DEL BULON EN EL PUNTO D

De la sección presentada inicialmente, obtenemos :

$$Mp = M_D - F \left(12.5 + 4 + t + \frac{L}{2} \right) \quad (\text{Ec. 3.46})$$

De las ecuaciones de equilibrio obtenemos:

$$M_D = 2 F \left(12.5 + 4 + t + \frac{L}{2} \right) \quad (\text{Ec. 3.47})$$

$$\frac{M_D}{2} = F \left(12.5 + 4 + t + \frac{L}{2} \right)$$

$$Mp = \frac{M_D}{2} = \frac{10.69 \times 10^6}{2} = 5.34 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

Graficando los resultados:

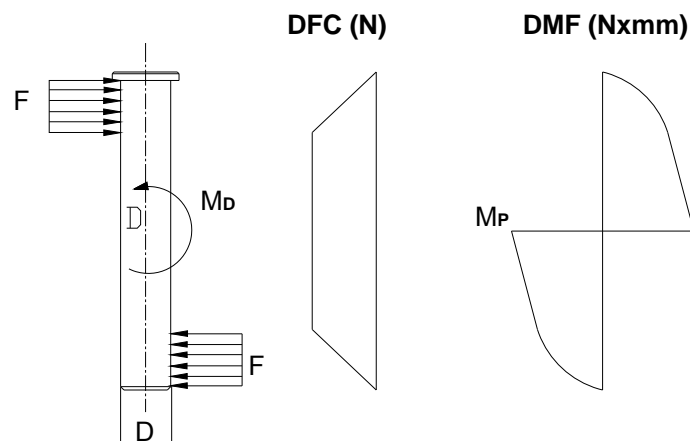


FIG. 3.52 D.F.C. Y D.M.F. DEL TORNILLO DE LA BARRA DE GIRO HORIZONTAL

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M_p \times d/2}{I} = \frac{5.34 \times 10^6 \times d/2}{\pi \times d^4 / 64} \leq \sigma_{\text{Adm}} \quad (3.48)$$

Usaremos un Acero Ck 45 , entonces:

$$\sigma_{\text{Adm}} = 260 \text{ N/mm}^2., \quad d \geq 59.3 \text{ mm}$$

Luego el diámetro del bulón a utilizar será de 60 mm.

3.2.1.1.14 CALCULO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL BULON

Determinación del posible desgarró en la estructura. Esta estructura esta fabricada en base a una plancha de espesor “ t ”.Se usará la fuerza Rv hallada, Rv = Fp = 191 414 N

Siendo Fp, fuerza de corte sobre el bulón. Luego se grafican las características del elemento a analizar.

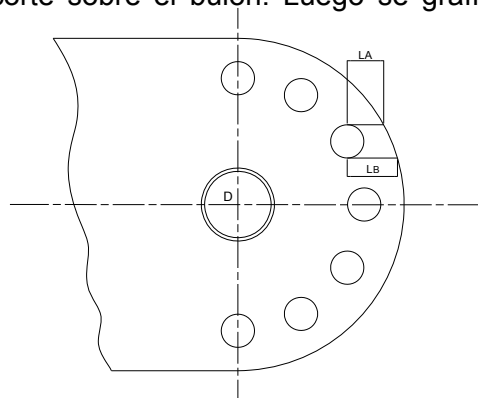


FIG. 3.53 CUERPO BASE

Luego se obtiene:

$$LA = 25.9 \text{ mm.} \quad SA = 25.9 \times t \quad LB = 38.5 \text{ mm.} \quad SB = 38.5 \times t$$

$$\sigma_c = \frac{F_p}{SA + SB} \leq \sigma_c \text{ Adm} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

Utilizando dos bulones de fijación:

$$\frac{191414}{2(25.9 + 38.5)xt} \leq 240, \quad t \geq 6.2 \text{ mm.}$$

Si utilizo dos bulones el espesor de la plancha será de 6.35 mm ó 1/4” de espesor. Utilizando un bulón de fijación:

$$\frac{191414}{(25.9 + 38.5)xt} \leq 240 \quad t \geq 12.38 \text{ mm}$$

Luego utilizaríamos un bulón de fijación y el espesor de la plancha será de 12.5 mm ó 1/2”.

3.2.1.1.15 CALCULO DEL BULÓN DE FIJACION DE POSICIÓN DE LA BARRA HORIZONTAL

Se considera un Factor de Seguridad igual a 1.5 y se obtiene el esfuerzo admisible al corte para el acero Ck45

$$\sigma_{tpul} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad \rightarrow \quad \sigma_{tAdm} = 140 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{191414}{\frac{\pi \times D^2}{4}} \leq \sigma_c \text{ Adm} \tag{Ec. 3.50}$$

$$D = 39.4\text{mm}$$

Luego el diámetro del bulón de fijación será de $D = 40 \text{ mm}$.

3.2.1.1.16 CALCULO DEL SISTEMA DE FIJACION DEL TRACCIONADOR A LA BANCADA DEL ELEVADOR

Para realizar la fijación del sistema de tracción a la bancada del elevador, usaremos una cuña. Esta actuará internamente en una barra la cual ejercerá presión sobre la bancada del elevador (barra de presión). El sistema mencionado se observa en el gráfico siguiente.

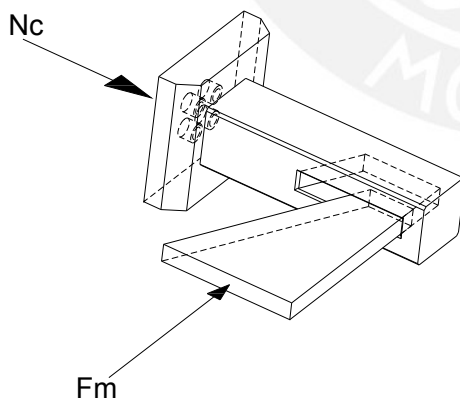


FIG. 3.54 APRISONADOR

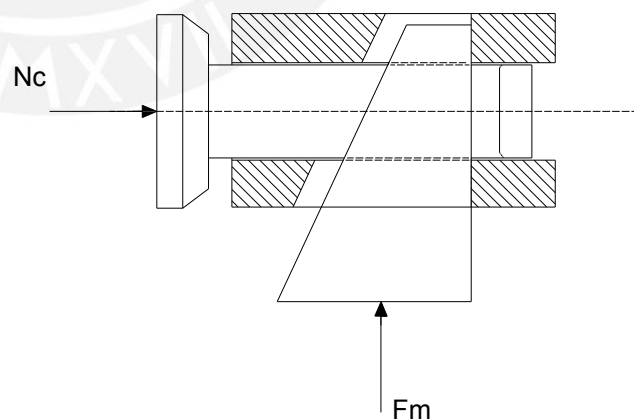


FIG. 3.55 REACCIONES EN EL APRISONADOR

Nc: reacción en la barra de presión

Fm: Fuerza del martillo con el que se golpea la cuña

Realizamos los diagramas de cuerpo libre de las partes involucradas y determinamos las ecuaciones de equilibrio.


 FIG. 3.56 D.C.L APRISONADOR Y CUÑA

Donde

N_1, N_2 : Reacciones normales de las superficies en contacto

μ : Coeficiente de fricción entre las superficies en contacto.

F_{pared} : Reacción normal sobre la barra de fijación

β : Angulo de ataque de la cuña.

Del primer diagrama de cuerpo libre obtenemos:

$$N_c + \mu \times N_2 \times \cos\beta = N_2 \times \sin\beta$$

$$N_2 = \frac{N_c}{\sin\beta - \mu \times \cos\beta} \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Del segundo diagrama de cuerpo libre obtenemos:

$$N_1 = \frac{1}{2} (\sin\beta - \mu \times \cos\beta) \times N_2 \quad (\text{Ec. 3.52})$$

$$F_m = N_2 \times (\cos\beta + \mu \times \sin\beta) + 2 \times \mu \times N_1 \quad (\text{Ec. 3.53})$$

Reemplazando Ec. 3.51 y Ec. 3.52 en Ec. 3.53 obtenemos la siguiente ecuación :

$$F_m = \left[\frac{\cos\beta + \mu \times \sin\beta}{\sin\beta - \mu \times \cos\beta} + \mu \right] \times N_c \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Fuerza necesaria del golpe del martillo para generar una reacción N_c en el empujador.

Definiendo las características geométricas de la cuña para un ángulo β igual a 82° y un coeficiente de fricción entre metales μ igual a 0.14, reemplazamos los valores en la ecuación anterior obteniendo:

$$F_m = 0.39 \times N_c \tag{Ec. 3.55}$$

Ecuación con la que se determinará la fuerza con la que se deberá golpear la cuña.

3.2.1.1.17 DETERMINANDO LA FUERZA (F_m) DE FIJACION DE LA CUÑA

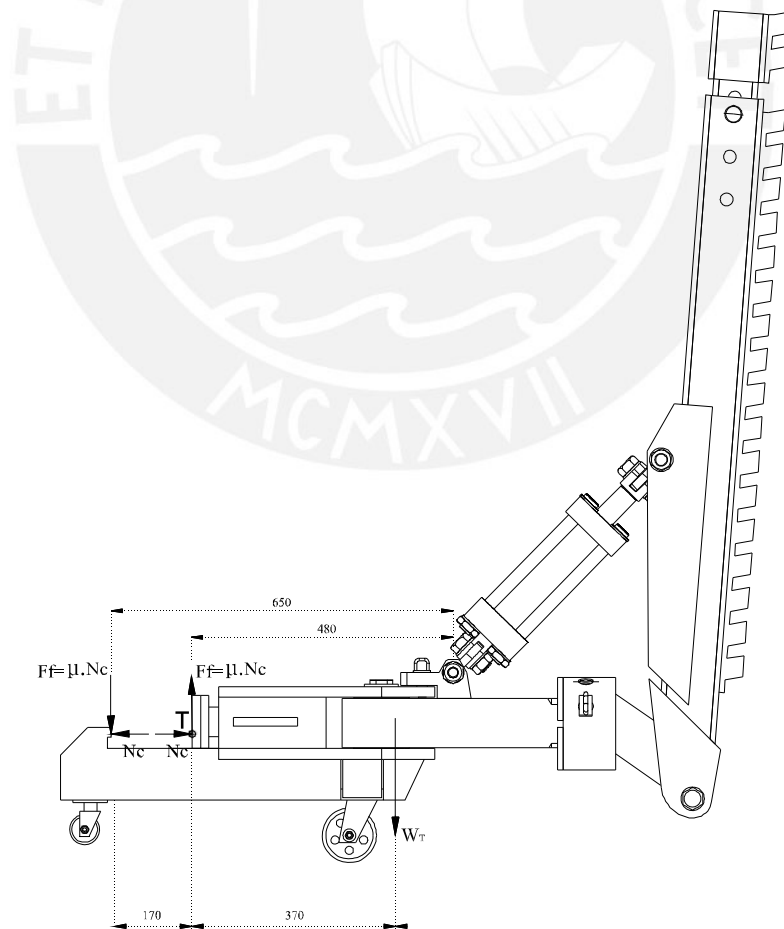


FIG. 3.57 D.C.L. TRACCIONADOR

Para este cálculo sólo trabajaremos con el peso del traccionador, que es la condición inicial en el momento de la fijación de la cuña. Una vez fijada esta, actuará como un

Realizando la sumatoria de momentos respecto al punto T para la condición de equilibrio y considerando que sólo la fuerza de fricción de la barra de presión mantiene en equilibrio al sistema obtenemos:

$$\mu \times N_c \times 170 = W_t \times 370 \quad (\text{Ec. 3.56})$$

Determinando el peso del traccionador:

$$\rho_{\text{acero}} = 7.86 \times 10^{-6} \text{ N/mm}^3$$

$$W_t = 7.86 \times 10^{-6} \times V_t \quad (V_t : \text{Volumen del traccionador})$$

$$W_t = 7.86 \times 10^{-6} \times 4.98 \times 10^7 = 591.4 \text{ Kg.}$$

El volumen fue obtenido por modelamiento utilizando el programa Solid Works.

Reemplazando los valores en la Ec. 3.56, obtenemos:

$$N_c = 60848 \text{ N}$$

Luego la fuerza necesaria que requiere la cuña (dada por un golpe de martillo), quedará determinada por:

$$F_m = 0.39 \times N_c$$

$$F_m = 0.39 \times 60848$$

$$F_m = 23730 \text{ N}$$

Es decir la fuerza necesaria para asegurar la cuña el sistema será de 2370 kg (2.3 Ton). Esta fuerza es posible conseguirla mediante un golpe con un martillo. Para comprobar que esta fuerza es posible alcanzarla con el golpe de un martillo, se realizó una prueba mediante el uso de un martillo de 6 Lb, un tubo de fierro y una prensa hidráulica de accionamiento manual de 10 toneladas con su respectivo manómetro. Con la ayuda de una persona de contextura media se golpeó el extremo del tubo, con el golpe se produjo una deformación en el tubo. Luego se midió dicha deformación. Seguidamente se utilizó el otro extremo del tubo y se empezó a prensar dicho extremo hasta que se consiguiera la deformación medida anteriormente. Dicha deformación se consiguió para valores que oscilaban entre 2 a 2.8 toneladas, con lo cual se determinó la fuerza que puede generar un martillo con las condiciones descritas.

3.2.1.1.18 CÁLCULO DEL ELEMENTO DE ENGANCHE EN LA RANURA DE LA BANCADA

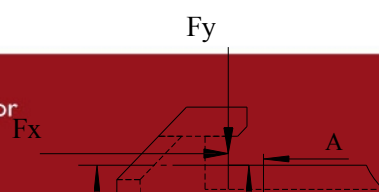


FIG. 3.58 D.C.L. SUJECCIÓN A LA BANCADA

Para este cálculo y debido a que esta zona no presenta momentos flectores, solo se evaluará su resistencia al corte.

Los valores aquí presentados son obtenidos de las ecuaciones de equilibrio realizadas, luego de hallado el valor de N_c .

Se tienen las fuerzas:

$$F_y = 82\,060\text{ N}$$

$$F_x = 1\,347\,877\text{ N}$$

$$S_x = 11850\text{ mm}^2 \text{ (Area de la sección A-A).}$$

$$S_y = 19257\text{ mm}^2 \text{ (Area de la sección B-B).}$$

Calculando los esfuerzos al corte obtenemos :

$$\sigma_{\text{CorteX}} = 6.92\text{ N/mm}^2 \text{ (Esfuerzo de corte en Sección A-A)}$$

$$\sigma_{\text{CorteY}} = 69\text{ N/mm}^2 \text{ (Esfuerzo de corte en Sección B-B)}$$

Se considera un Factor de Seguridad igual a 2 y se obtiene el esfuerzo admisible al corte para el acero ASTM A36

$$\sigma_{\text{pul}} = 140\text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{\text{adm}} = 70\text{ N/mm}^2$$

Con lo cual ambos esfuerzos de corte están por debajo de los valores admisibles.

3.2.1.2 CALCULO PARA DIFERENTES POSICIONES EN EL ESPACIO

Mediante las gráficas presentadas a continuación, podemos observar las diferentes posiciones de uno de los dos cuadrantes, en la que puede trabajar el traccionador.

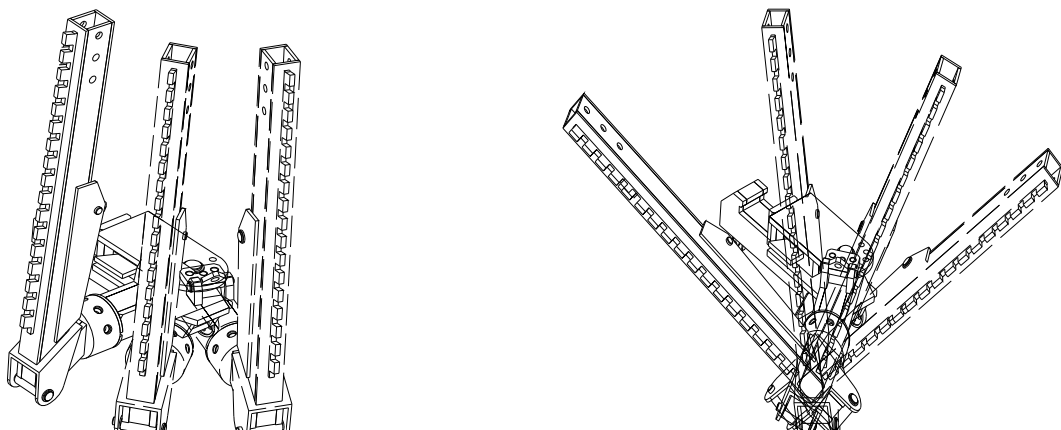


FIG. 3.59 MOVIMIENTOS DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Para detallar las posibles posiciones en las que puede trabajar el traccionador, realizaremos un esquema de posiciones. En este esquema se muestran las cuatro posiciones (A, B, C,D), en las que puede colocarse el brazo horizontal en uno de los dos cuadrantes en los que se puede ubicar. La posición indicada esta en el punto B, en la cual se grafican las cinco posiciones en las que puede girar la barra de tracción para realizar el proceso de traccionado del chasis.

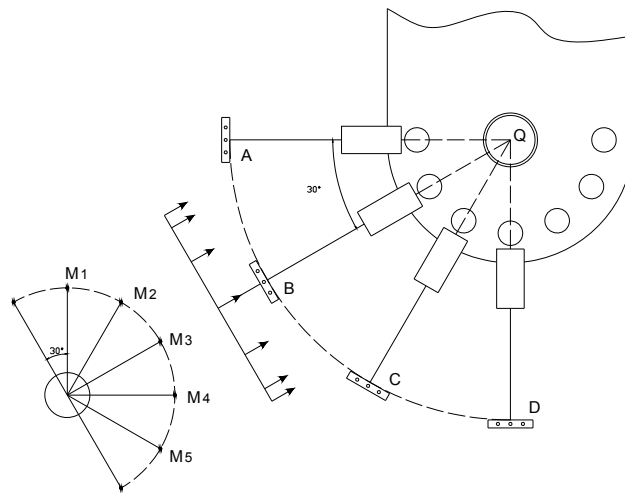


FIG. 3.60 POSICIONES DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Dada la simetría de las posiciones que presenta el traccionador, evaluaremos dos posiciones que, al realizarse los cálculos de resistencia en estas, cubrirán el resto de posiciones en las cuales trabaja el traccionador.

Según la gráfica, estas posiciones son:

Posición 1: B -M1 y Posición 2: B -M2

3.2.1.2.1 ANÁLISIS DE LA POSICION 1

Utilizaremos un modelo tridimensional

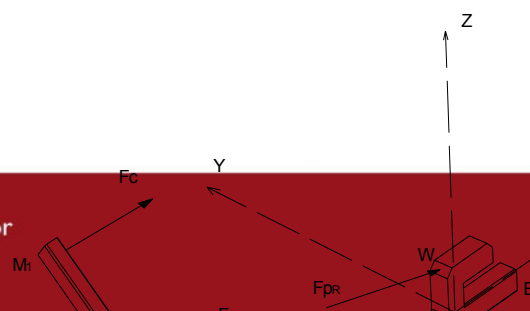


FIG. 3.61 ESQUEMA. POSCIÓN 1

Se determinan las vectores fuerza de los elementos.

$$\vec{F}_c = (-F_c, 0, 0)$$

$$\vec{F}_{pA} = (89850.5, 43701.9, 4256.6)$$

$$\vec{F}_{pR} = (-89850.5, -43701.9, -4256.6)$$

Tomamos las componentes de F_{pA} , en el plano perpendicular al eje de giro de la barra traccionadora (eje O) y hacemos: $\Sigma m_o = 0$

Utilizamos la posición de la cadena de tracción en su punto mas bajo, que me genere el máximo esfuerzo de la barra.

Entonces:

$$F_c \times 400 \times \cos 7 = 89850.5 \times 600 \times \cos 7$$

$$F_c = 134\,775\text{ N}$$

Luego, este valor de F_c (fuerza de la cadena), al ser menor que el determinado en los cálculos iniciales, no generara falla en la barra traccionadora.

Las componentes de F_p restantes, dado su bajo valor no afectan a la resistencia de la barra traccionadora y por ser menores a los utilizados para los cálculos iniciales, no generará falla en la barra traccionadora.

Ahora en esta posición evaluaremos la resistencia de la barra de horizontal, para lo cual calcularemos la resultante de momentos de estas fuerzas en la sección del punto E. Esta sección corresponde a la sección A-A de la barra horizontal (ver pag. 61).

Calculando primero para la posición de la cadena en su punto más alto, obtendremos el vector de momentos. (Nxmm)

$$\vec{M}_E = (M_{E_x}, M_{E_y}, M_{E_z})$$

$$\overline{M}_E = \sum ri \times Fi = \overline{EM1} \times Fc + \overline{EP1} \times F_{PA} + \overline{EW} \times \overline{EW} \times F_{PR} \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$\overline{M}_E = (0.87, -26.56 \times 10^6, 41.24 \times 10^6)$$

Con la cadena en su punto mas bajo, obtenemos:

$$\overline{M}_E = (0.87, -11.84 \times 10^6, 20.82 \times 10^6)$$

Habiendo obtenido los momentos según la posición de la cadena, calcularemos los esfuerzos de flexión en los ejes presentados. Tomaremos los correspondientes a los ejes Y y Z, que son los de magnitud considerables. Usaremos las dimensiones antes determinadas para el cálculo de las inercias.

Tomando los valores máximos:

$$M_{EY} = -26.563376 \times 10^6 \text{ N} \times \text{mm}, \quad M_{EZ} = 41.236745 \times 10^6 \text{ N} \times \text{mm}$$

Observando la sección en E, obtenemos los valores de inercia

$$I_{yy} = 31.345961 \times 10^6 \text{ mm}^4, \quad I_{zz} = 29.186073 \times 10^6 \text{ mm}^4, \quad Z = 75 \text{ mm}, \quad t = 19.05 \text{ mm}.$$

$$\sigma_{\text{flexión } y} = \frac{M_{EY} \times 75}{I_{yy}} = 63.56 \text{ N/mm}^2 \leq 160 \text{ N/mm}^2$$

Luego para la geometría determinada, se cumplen los esfuerzos.

En el punto E, la sección que soporta el momento M_{EZ} , es aquella que evita el giro de la barra de movimiento horizontal. Este momento es absorbido luego de colocarse el bulón de fijación de posición del movimiento horizontal de la barra. Este momento en este punto, haría trabajar en corte a la sección del bulón de fijación.

Luego el bulón esta sometido a una fuerza de corte

$$Fc = 134775 \text{ N}$$

Calculando los esfuerzos de corte en el bulón

$$\sigma_{c \text{ Adm}} = 208 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{134775}{2 \times \pi \times 22^2 / 4} = 177 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{c \text{ Adm}}$$

Esta ecuación se cumple, pero se han tenido que modificar una condición de ensamblaje. Se usarán dos bulones de fijación de posición horizontal y el diámetro de cada bulón será de 22 mm.

3.2.1.2.2 ANÁLISIS DE LA POSICION 2

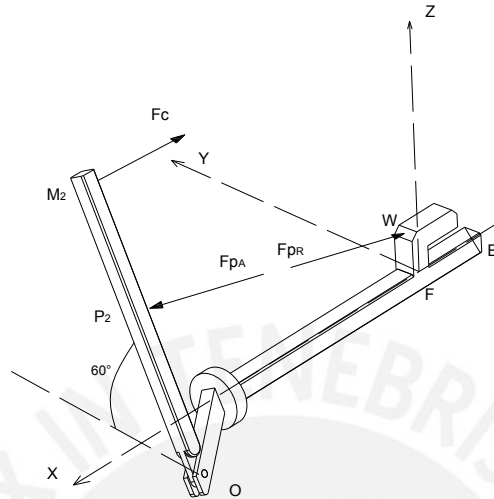


FIG. 3.62 ESQUEMA. POSICIÓN 1

Se determinan los vectores fuerza de los elementos:

$$\vec{F}_c = (-F_c, 0, 0)$$

$$\vec{F}_{pA} = (93\ 542.3, 26\ 264.1, -23\ 664.9)$$

$$\vec{F}_{pR} = (-93\ 542.3, -26\ 264.1, -23\ 664.9)$$

Realizando el mismo análisis efectuado para la posición 1, se encuentran los siguientes valores:

$$\sigma_{\text{flexión } y} = 102.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = 210.9 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Utilizando dos bulones de fijación})$$

Luego para las condiciones de cálculo estático se garantiza que los elementos del traccionador, no fallarán.

3.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO (FATIGA)

Pese a no tener una frecuencia de movimiento tan alta que nos permita apreciar que alguna de las partes del traccionador están sometidas a fatiga, para un periodo de tiempo alto, esta se presenta. Las partes que más estarán sometidas a fatiga serán la barra de tracción (AO) y la barra de movimiento en el plano horizontal (MO). En ellas se pueden presentar tanto esfuerzos alternantes como pulsantes. Esto se aprecia mejor en los siguientes esquemas.

FIG. 3.63 DEFORMACIONES DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Se presentarán los siguientes esfuerzos dinámicos.

A.- Cálculo de los esfuerzos en la Barra de Tracción.

A.1.- Sección de Barra AP : Esfuerzo variable en campo pulsatorio.

A.2.- Sección de Barra PO: Esfuerzo variable en campo alternante.

B.- Cálculo de los esfuerzos en la Barra de Movimiento Horizontal.

B.1.- Sección de Barra MO: Esfuerzo variable en el campo pulsante.

3.2.2.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA BARRA DE TRACCIÓN

3.2.2.1.1 SECCIÓN DE BARRA AP

Analizando la sección de la barra AP, al colocar la cadena de tracción en su punto más alto, se generará una F_c variable según sea la posición de la barra traccionadora, esto ocurre cuando la barra traccionadora haya barrido todo el ángulo que le permite su movimiento.

Habiendo hallado estas fuerzas, ubicaremos la máxima y la mínima. Utilizaremos las componentes perpendiculares a la barra de tracción, lo que nos permitirá hacer un análisis de fatiga sobre dicha sección.

En el diagrama siguiente, observamos los resultados de las F_c halladas. Mediante esta idealización de esta sección de la barra, encontraremos la resistencia de la barra a la fatiga.

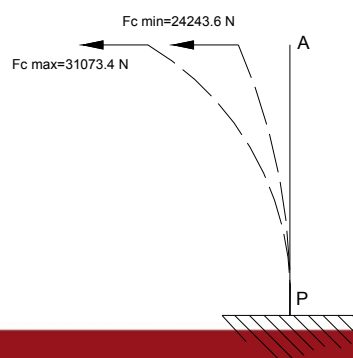


FIG. 3.64 DIAGRAMA EQUIVALENTE DE LA BARRA DE TRACCIÓN

Estas dos fuerzas producirán en la sección del punto P dos momentos (M_{min} y M_{max}).

$$M_{min} = 30.76 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{max} = 35.87 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Determinando las características geométricas de la sección en ese punto, obtenemos:

$$I_{xx} = 29.35 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego hallamos los esfuerzos mínimo y máximo.

$$\sigma_{min} = 70.74 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 82.49 \text{ N/mm}^2$$

Calculando las valores característicos para el análisis por fatiga obtenemos:

$$\sigma_s = 82.49 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = 70.74 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 76.62 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = 5.88 \text{ N/mm}^2$$

Luego, usando estos valores podemos determinar con ayuda del diagrama de Smith, el valor de σ_A

Para el material: Acero ASTM A36, se tiene :

$$\sigma_B = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{f_{Alt}} = 320 \text{ N/mm}^2$$

Obteniendo:

$$\sigma_A = 256.7 \text{ N/mm}^2$$

Determinamos el σ_A' , como resultado de los coeficientes hallados según las características de la barra de tracción.

$$\sigma_A' = \left(\frac{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c}{\beta k} \right) \times \sigma_A \tag{Ec. 3.58}$$

$$\sigma_A' = 134.7 \text{ N/mm}^2$$

Luego el elemento no fallará por fatiga si:

$$\sigma_a \leq \sigma_A' \Rightarrow 5.88 \leq 134.7$$

Si se disminuye la distancia de ubicación de la cadena, la F_c aumenta, pero al estar afectada esta por una menor distancia, el momento resultante es menor y obtendríamos finalmente valores de σ_a menores al valor de σ_a' obtenido.

3.2.2.1.2 SECCIÓN DE BARRA PO

En los esquemas presentados al inicio de este análisis dinámico, se puede observar que la sección PO de la barra de tracción, esta sometida a un esfuerzo variable alternante, esto por la variación de la posición de la cadena en el momento de la tracción.

Revisando los diagramas de momento flector de la barra traccionadora para estas dos posiciones, observamos que para cada punto de la sección PO, se presentan momentos positivos y negativos variables. Dado que el σ_a es proporcional a la diferencia de momentos máximos tomados a una misma distancia, esto ocurrirá a una distancia de 400 mm, tomada desde el punto O sobre la barra traccionadora.

De los diagramas mencionados obtenemos los valores de los momentos:

$$M_{max(+)} = 23.82 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

$$M_{max(-)} = 18.12 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

Dado que la sección es la misma, se obtendrá la misma inercia de la sección:

$$I_{xx} = 29.35 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Pero por la característica de esfuerzo alternante, variarán las distancias a la que ocurren los momentos máximos y mínimos, siendo estos diferentes y cuyos valores son los siguientes:

$$\sigma_{max(+)} = \frac{23.82 \times 10^6 \times 67.5}{I_{xx}} = 54.78 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{min(-)} = \frac{-18.12 \times 10^6 \times 67.5}{I_{xx}} = -41.67 \text{ N/mm}^2$$

Calculando los valores característicos para el análisis por fatiga obtenemos:

$$\sigma_s = 54.78 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = -41.67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = -6.56 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = 48.23 \text{ N/mm}^2$$

Dado que se trata del mismo material y del mismo elemento, también se deberá cumplir que:

$$\sigma_a \leq 134.7 \text{ N/mm}^2$$

Comparando los valores observamos: $48.23 \leq 134.7$

Luego el elemento no fallará por fatiga.

3.2.2.2 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LA BARRA DE MOVIMIENTO HORIZONTAL.

3.2.2.2.1 SECCIÓN DE BARRA MO

De los cálculos realizados anteriormente (ver Cuadro 3.15) tomamos los momentos máximos y mínimos en la sección correspondiente a la sección de ubicación del bulón de fijación (Sección A-A)

$$M_{max} = 62.87 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

$$M_{min} = 57.21 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

Esta sección tiene una inercia de:

$$I_{xx} = 31.35 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{max} = \frac{62.87 \times 10^6 \times 75}{I_{xx}} = 150.4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{min} = \frac{57.21 \times 10^6 \times 75}{I_{xx}} = 136.9 \text{ N/mm}^2$$

Calculando los valores característicos para el análisis por fatiga obtenemos:

$$\sigma_s = 150.4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = 136.9 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 143.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = 6.75 \text{ N/mm}^2$$

Finalmente, comparando el valor σ_a , tenemos

$$6.75 \leq 134.7$$

Pese a que el valor hallado de σ_a es mucho menor al valor máximo admisible (134.7 N/mm^2)., la sección de la barra horizontal no se puede rediseñar debido a que las dimensiones dadas están al límite de las exigencias presentadas en el cálculo de la barra de movimiento en el plano horizontal. Los espesores de los materiales son de dimensiones estándar comerciales que restringen la posibilidad de uso de otro espesor. Habría la posibilidad de mecanizar el material pero encarecería la fabricación.

Luego este componente de la máquina traccionadora, no fallará por fatiga.

Concluimos entonces que para las exigencias dinámicas a la que estará sometida la máquina traccionadora, esta no presentara falla.

Con estos cálculos finalizamos, las evaluaciones de resistencia, tanto estática como dinámica a la que estará sometida la máquina traccionadora durante su trabajo. Quedando garantizado su funcionamiento, sin posibilidad de falla, siempre y cuando esta sea operada y utilizada para los fines que fue diseñada.

3.3 CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS

Tanto el elevador como el traccionador hidráulico, están compuestas por planchas, perfiles y platinas soldadas entre sí. Como consecuencia de ello, se analizarán las uniones soldadas sobre las cuales se presentan las mayores sollicitaciones de carga, esto con el fin de obtener el espesor de cordón de soldadura crítico o espesor de garganta crítico (a).

El espesor de soldadura se define, para soldaduras en ángulo, como la altura del triángulo isósceles que puede inscribirse en la sección transversal del cordón.

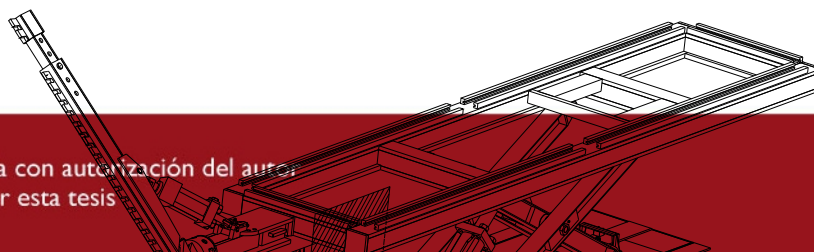
Para determinar el espesor de cordón de soldadura crítico, se evaluarán las zonas donde se producen las mayores cargas tanto en el elevador como en el traccionador hidráulico.

Se realizarán los cálculos para la determinar el cordón de soldadura siguiendo la secuencia de cálculo para uniones por soldadura de Niemann (“Elementos de Máquinas”).

Se presentarán esfuerzos de soldadura tanto sometidos a flexión como por torsión así como también el caso de esfuerzos combinados de naturaleza pulsante (cargas dinámicas).

3.3.1 UNIONES SOLDADAS CRÍTICAS EN EL ELEVADOR HIDRÁULICO

El elevador hidráulico presentará las mayores exigencias de soldadura en la bancada superior y en la plataforma inferior, debido a las exigencias a que están sometidas dichas partes. Tanto en la bancada como en la plataforma existen zonas de máximas exigencias para la soldadura, estas zonas se presentan en la Fig.3.55. Los esfuerzos en estas secciones se evaluarán a continuación.



SECCION CRITICA DE LA BANCADA
D.C.L

FIG. 3.65 SECCIONES CRÍTICAS DE SOLDADURA

3.3.2 CÁLCULO DEL CORDÓN DE SOLDADURA CRÍTICO EN LA BANCADA

En la bancada del elevador se observa que el esfuerzo crítico de la soldadura, se presentará en la sección mostrada. Esto debido al efecto que produce el traccionador sobre la bancada al realizar el proceso de tracción.

De la FIGVV, en el DCL se definen los valores de las fuerzas generadas así como las características geométricas de la sección de soldadura analizada:

M_x (N/mm) : Momento flector = 93.69×10^3 N.mm.

M_t (N/mm) : Momento torsor = 65.43×10^6 N.mm.

F_{QX} (N) : Fuerza cortante en X= 112280 N.

F_{QZ} (N) : Fuerza cortante en Z= 3491 N.

F_Y (N) : Fuerza Axial = 163316 N.

F_{QTOTAL} (N) : Fuerza de corte total = $\sqrt{F_{QX}^2 + F_{QZ}^2} = 112334.3$ N

A_R (mm²) : Area resistente = 640a mm²

I (mm⁴) : Momento de Inercia de la Soldadura = $682.7 \times 10^3 a$ mm⁴

Del diagrama de cuerpo libre de la bancada mostrado, se observa que el Punto A estará sometido a las mayores sollicitaciones de esfuerzos. Estos esfuerzos serán calculados a continuación:

ESFUERZO NORMAL (σ_N):

$$\sigma_N = \frac{F_y}{A_R} = \frac{255.2}{a}$$

ESFUERZO FLECTOR (σ_f):

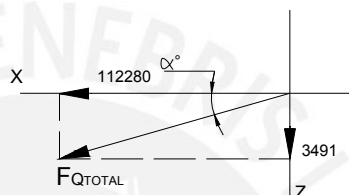
$$\sigma_f = \frac{M_t \times Y}{I} = \frac{10.98}{a}$$

ESFUERZO DE CORTE DIRECTO (ζ_Q):

$$\zeta_Q = \frac{|F_{QTOTAL}|}{A_R} = \frac{175.5}{a}$$

Determinando la dirección de la fuerza, utilizando la gráfica mostrada:

$$\overline{F_{QTOTAL}} = \overline{F_{QX}} + \overline{F_{QZ}}$$



$$\alpha = \arctan\left(\frac{3491}{112280}\right) = 1.78^\circ$$

ESFUERZO CORTANTE DEBIDO A TORSIÓN (ζ_T):

$$\zeta_T = \frac{M_t \times r_A}{J}, \text{ pero para costuras cerradas se utilizará la Fórmula de Bredt}^{(6)}:$$

$$\zeta_T = \frac{M_t}{2 \times A_u \times a}, \text{ Siendo } A_u \text{ la superficie que envuelve la línea media de la superficie del}$$

cordón, con valor igual a : $A_u = (160+a)^2 \text{ mm}^2$

$$\text{Luego } \zeta_T = \frac{32.72 \times 10^6}{a(160+a)^2}$$

Determinaremos el esfuerzo resultante de corte, utilizando la gráfica.

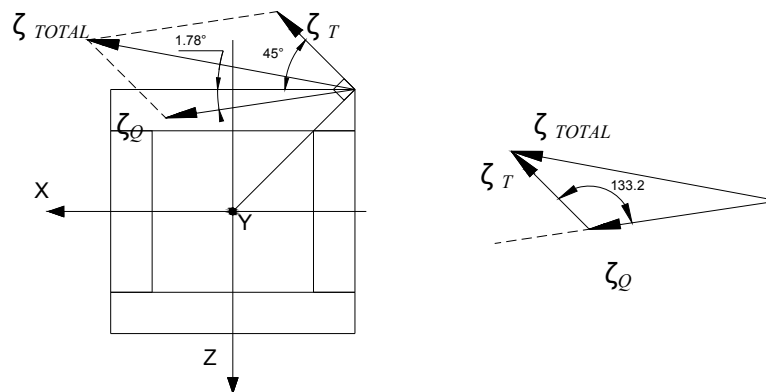


FIG. 3.66 DISTRIBUCION DE ESFUERZOS CORTANTE EN LA SECCION

Mediante ley de Cosenos determinamos ζ_{TOTAL} :

$$\zeta_{TOTAL}^2 = \zeta_T^2 + \zeta_Q^2 - 2\zeta_T \zeta_Q \cos 133.2 \quad (\text{Ec. 3.59})$$

Debido a que se presentan esfuerzos combinados y de naturaleza pulsante (Cargas Dinámicas en el tiempo), se cumple que:

$$\sigma_{v(a)} = \sqrt{\sigma_{f(a)}^2 + \alpha \cdot \tau_{t(a)}^2} \leq \sigma_a'adm \quad (\text{Ec. 3.60})$$

Donde:

$\sigma_{v(a)}$ (N/mm²): Esfuerzo alternante equivalente.

$$\sigma_{f(a)} \text{ (N/mm}^2\text{): Esfuerzo flector alternante} = \sigma_{f(a)} = \frac{1}{2} \sigma_{TOTAL} = \frac{1}{2} \left(\frac{255.2}{a} - \frac{10.98}{a} \right) = \frac{122.11}{a}$$

⁽⁶⁾ Fórmula de Bredt, debido al Ingeniero Alemán que la originó.

$$\tau_{t(a)} \text{ (N/mm}^2\text{)} : \text{Esfuerzo total de corte alternante} = \tau_{t(a)} = \frac{1}{2} \tau_{TOTAL}$$

α : Factor que depende de los elementos a soldar. Para elementos de máquinas = 1,8.

$\sigma_a'adm$ (N/mm²) : Esfuerzo alternante admisible de soldadura.

El esfuerzo alternante admisible de la soldadura para el caso de los Elementos de Máquina sometidos a carga dinámica se obtiene de la siguiente expresión:

$$\sigma_a'adm = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

Donde:

v_1 : Coeficiente de carga dinámica = 0.8 (Unión en T y se considera a la flexión como carga preponderante).

v_2 : Coeficiente de calidad = 0,8 (Calidad III)

σ_A (N/mm²) : Esfuerzo límite pulsante a la tracción-compresión del material ASTM A36 = 120 N/mm².

S : Factor de seguridad de la unión soldada = 1.5 (Se asume Carga aplicada al 50% del tiempo).

Reemplazando valores se obtiene el esfuerzo alternante admisible del material:

$$\sigma_a'adm = 51.2 \text{ N/mm}^2$$

Seguidamente reemplazando las ecuaciones Ec. 3.59 y Ec. 3.61 en la ecuación

Ec. 3.60 se obtiene:

$$a \geq 15.72 \text{ mm}$$

Este espesor de garganta considerable se debe a las solicitaciones de esfuerzos a los que está sometido la bancada del elevador. Esta condición del cordón de soldadura se conseguirá con la aplicación de tres cordones de soldadura tipo HV.

3.3.3 CÁLCULO DEL CORDÓN DE SOLDADURA CRÍTICO EN LA PLATAFORMA INFERIOR DEL ELEVADOR

En la plataforma inferior la zona donde se presentará la mayor exigencia en los cordones de soldadura serán en los travesaños delantero y posterior, cuya geometría fue mostrada en la FIG. 3.7 (Pag.36). En estos travesaños evaluaremos la soldadura en una de las esquinas soldadas.

Mediante el uso de los mismos conceptos de soldadura, se determina los esfuerzos que se presentan en dicha zona. En la siguiente gráfica se muestran las fuerzas actuantes en la sección crítica.

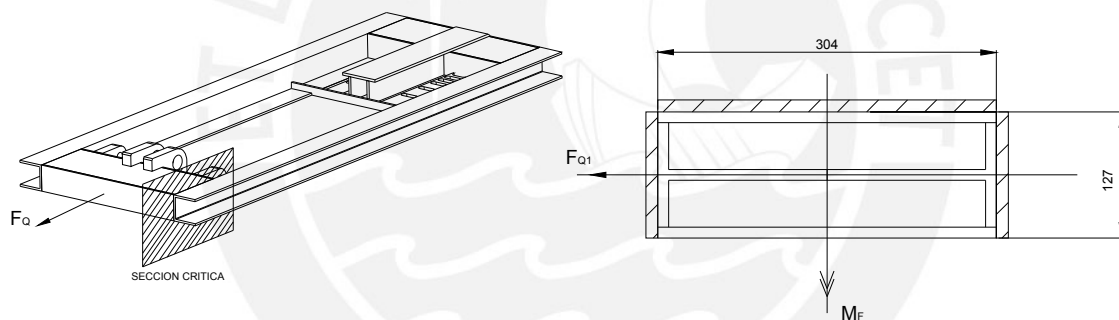


FIG. 3.67 SECCION CRITICA DE SOLDADURA EN LA PLATAFORMA INFERIOR

Determinando las fuerzas actuantes y las características geométricas usando DCL mostrado:

$$M_f = 6.91 \times 10^6 \text{ Nmm.}$$

$$A_R = 558a \text{ mm}^2$$

$$F_{Q1} = 292262 \text{ N.}$$

$$I = 341.4 \times 10^3 a \text{ mm}^4$$

Realizando el procedimiento similar al realizado, obtenemos los siguientes esfuerzos:

$$\zeta_Q = \frac{523.8}{a} \quad ; \quad \sigma_f = \frac{1386.5}{a}$$

Reemplazando los valores obtenemos: $a \geq 1.2 \text{ mm}$

Luego para el resto del elevador se considerará un espesor del cordón de soldadura igual a 6 mm.

3.3.3 UNIONES SOLDADAS CRÍTICAS EN EL TRACCIONADOR HIDRÁULICO

Al igual que en el caso del elevador hidráulico y utilizando similares ecuaciones, determinaremos el espesor de cordón de soldadura crítico para las secciones que presentan las mayores concentraciones de esfuerzos. Estas secciones corresponden a las mostradas en la siguiente gráfica.

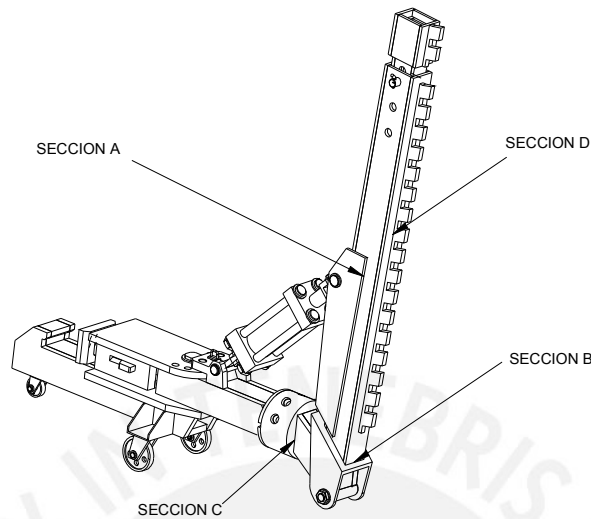


FIG. 3.68 SECCIONES CRITICAS DE SOLDADURA

A continuación se determinarán los esfuerzos generados en las secciones críticas indicadas:

SECCION A-A

Esta sección mostrada en la gráfica corresponde al soporte del vástago de la barra de tracción. El DCL fue mostrada en la Fig 3.42 en la gráfica siguiente se presenta la sección de soldadura a analizar.

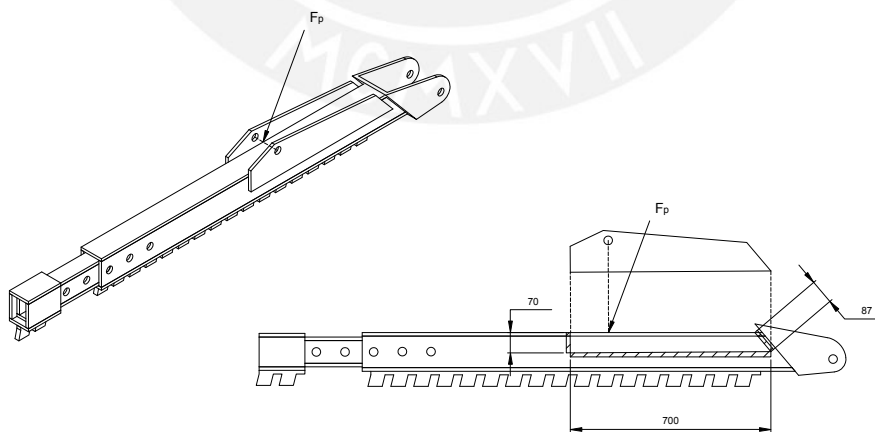


FIG. 3.69 SOLDADURA EN EL SOPORTE DELCILINDRO

Dado que en esta sección se presenta esfuerzo de corte sólo se calculará dicho valor:

$$\zeta_Q = \frac{60.1}{a}; \text{ Siendo } F_p \text{ la fuerza del pistón} = 100\ 000\text{N.}$$

De la misma manera, realizando los cálculos, obtenemos:

$a \geq 0.8 \text{ mm.}$

SECCION B-B

Esta sección corresponde a la unión de la barra de tracción con la placa en “U” que lo soporta.

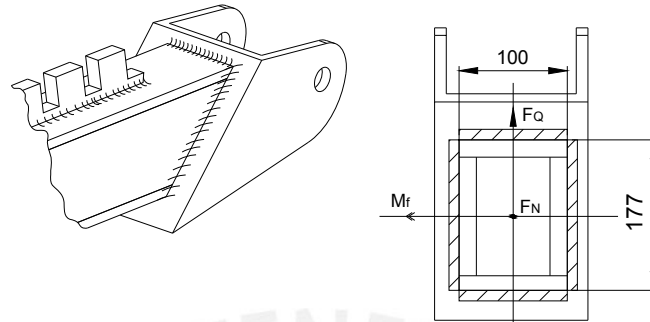


FIG. 3.70 SOLDADURA EN LA BASE DE LA BARRA DE TRACCION

Usando las fuerzas determinadas en capítulos anteriores (Pag.56) y del D.C.L. en la sección mostrada, determinamos las fuerzas en la sección y los esfuerzos generados:

$$F_Q = 20372.5 \text{ N ; } \quad M_f = 11.35 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

$$\zeta_\varrho = \frac{36.8}{a} ; \quad \sigma_N = \frac{135.9}{a} ; \quad \sigma_f = \frac{1077.3}{a}$$

De la misma manera, realizando los cálculos, obtenemos:

$a \geq 11.85 \text{ mm.}$

SECCION C-C

Utilizando la FIG 3.35, obtenemos las fuerzas generadas en la sección C que son mostradas en el D.C.L. siguiente:

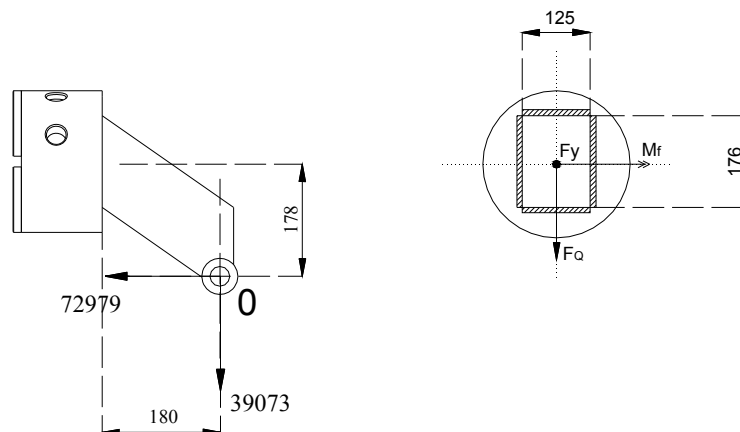


FIG. 3.71 SOLDADURA EN LA BASE DEL PIVOTE

$$F_Q = 39073 \text{ N ; } \quad M_f = 11.35 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

$$\zeta_{\varrho} = \frac{64.9}{a} ; \quad \sigma_N = \frac{121.2}{a} ; \quad \sigma_f = \frac{1939}{a}$$

De la misma manera, realizando los cálculos, obtenemos:

$$a \geq 17.7 \text{ mm.}$$

SECCION D-D

Esta sección presenta la unión por soldadura de la placa dentada con la barra de tracción, pero debido a que esta placa sólo soporta fuerzas de aplastamiento debido a la cadena cuando la barra realiza el trabajo de tracción, la soldadura no trabajaría bajo ningún esfuerzo y solo se utilizaría la soldadura como medio de unión de los metales.



CAPITULO IV

DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS

4.1 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para la mayoría de las máquinas en que este involucrado transmitir fuerzas considerables, el uso de sistemas hidráulicos presenta múltiples ventajas de las cuales se pueden señalar las siguientes:

- Fácil construcción de secuencias de control y regulación.
- Fácil producción de fuerzas lineales.
- Protección natural con respecto a sobrecargas mediante el uso de válvulas limitadoras de presión.

- d) Facilidad en la realización de mantenimiento de los componentes hidráulicos.
- e) Facilidad para el control del funcionamiento del sistema.

Cabe mencionar que también se presentan desventajas en estos sistemas las cuales se presentan a continuación:

- a) Poca duración de los elementos sometidos a alta presión.
- b) Altas pérdidas debido a la fricción del fluido y fugas, así como la limpieza que presente el fluido. Es preferible que las distancias de las líneas que conducen el fluido hidráulico, sean cortas.
- c) Peligros provocados por fugas y roturas de tuberías.
- d) Alto costo de adquisición.

4.1.1 SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRAULICO

El catálogo utilizado para la selección corresponde al de los Cilindros Hidráulicos tipo LHZ de doble efecto de la marca HERION - suministrado en el mercado local por la empresa FLUIDTEK S.R.L. - en este se presentan cilindros hidráulicos diseñados para presiones máximas de 160 bar y 240 bar. Para las condiciones de trabajo del presente proyecto se trabajará con la presión máxima de trabajo $P_{\max} = 160 \text{ bar}$ ($16 \text{ N} / \text{mm}^2$). Se realizará los cálculos para la selección de los cilindros hidráulicos tanto para el traccionador como para el elevador. Con los datos de los cilindros seleccionados determinaremos la UPH (Unidad de Presión Hidráulica), para el caso crítico, siendo este el del cilindro del elevador debido a su mayor magnitud.

Se utilizará las fuerzas determinadas en los cálculos anteriores, luego se tiene que:

$$\begin{aligned} F_{\text{TRACCIONADOR}} &= 100\,000 \text{ N} \\ F_{\text{ELEVADOR}} &= 313\,055 \text{ N} \end{aligned}$$

4.1.2 SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO DEL TRACCIONADOR

Con la fuerza necesaria que requiere el cilindro hidráulico $F_c = 100\,000 \text{ N}$, se realiza el cálculo del diámetro del émbolo (d_e) de dicho cilindro mediante la siguiente ecuación:

$$p_{\max} = \frac{F_c}{A_e} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde: p_{\max} (N / mm^2) : Presión máxima de trabajo = $16 \text{ N} / \text{mm}^2$

F_c (N) : Fuerza del cilindro de tracción = $100\,000 \text{ N}$

A_e (mm^2) : Area del émbolo.

Reemplazando valores

$$A_e = \frac{F_c}{p_{\max}} = \frac{100000N}{16 \text{ N/mm}^2} = 6250 \text{ mm}^2$$

Calculando el diámetro del émbolo (d_e) :

$$A_e = \frac{\pi}{4} (d_e)^2 = 6250 \text{ mm}^2 \rightarrow d_e = 89.2 \text{ mm}$$

Luego, del catálogo escogemos, previa verificación por pandeo y flexión del vástago:

Diámetro del émbolo: $d_e = 100 \text{ mm}$

Diámetro del Vástago: $d_v = 50 \text{ mm}$

De acuerdo a las variaciones del giro de la barra del traccionador se determinó la longitud del vástago y se fijo en : $L_v = 400 \text{ mm}$.

Se realiza un gráfico del desplazamiento cilindro hidráulico (FIG.5.1), donde se observa las dimensiones a utilizar en el cálculo por pandeo. Debido a que el cilindro hidráulico esta articulado en ambos extremos, el vástago sólo está sometido a esfuerzos de compresión, por lo cual se verificará que este esfuerzo no exceda los límites admisibles.

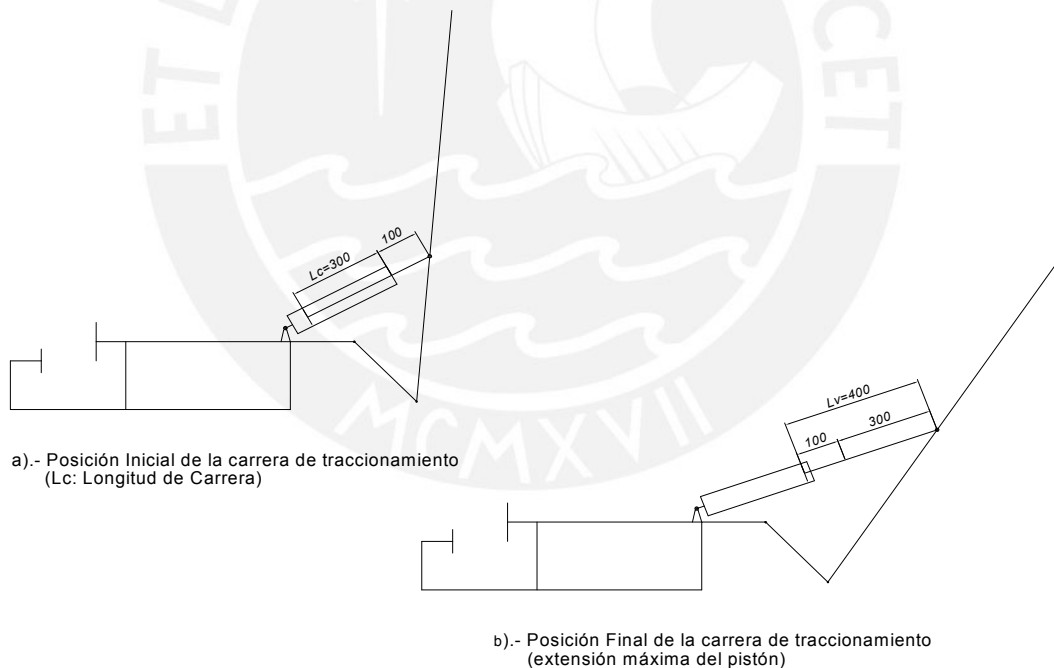


FIG. 4.1 POSICIONES INICIAL Y FINAL DE LA CARRERA DE TRACCIÓN

Verificación por Pandeo:

Se debe verificar que la fuerza actuante de compresión no supere la fuerza de pandeo (F_{pandeo}) o fuerza de Euler, es decir:

$$F_{\text{PANDEO}} > F_{\text{TRACCIONADOR}}$$

Cálculo de la Fuerza de Pandeo (F_{PANDEO}):

$$F_{\text{PANDEO}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S} \tag{Ec. 4.2}$$

- Donde: E (N / mm²) : Módulo de Elasticidad del acero = 2.1×10^5 N / mm²
- I (mm⁴) : Momento de Inercia = $\frac{\pi \times dv^4}{64} = 3.068 \times 10^5$ mm⁴
 $dv = 50$ mm (Diámetro de diseño).
- S : Factor de Seguridad = 6
- L_p (mm) : Longitud libre de pandeo = $K \cdot L_v = 2 \times 400 = 800$ mm

Remplazando valores en la ecuación (Ec. 4.2):

$$F_{\text{PANDEO}} = 165\,593\text{N}$$

Luego determinando el coeficiente de esbeltez (λ), confirmaremos si el diámetro utilizado para el vástago está dentro del rango permitido. Utilizaremos para esto el método Europeo (Tetmajer modificado).

Se define el coeficiente de esbeltez como:

$$\lambda_1 = \frac{L_p}{I} \tag{Ec.4.3}$$

Se tienen los datos:

$$L_p = 800 \text{ mm.} \quad I = \frac{\pi \times dv^4}{64} \quad dv = ?$$

Reemplazando en Ec.4.3, obtenemos:

$$\lambda_1 = \frac{16297.5}{dv^4} \tag{Ec.4.4}$$

Determinando el esfuerzo de trabajo para el vástago, obtenemos:

$$\sigma_l = \frac{F_p}{A_v} = \frac{100000}{\pi \times r_v^2} \quad \text{Siendo } dv = 2 \cdot r_v \tag{Ec.4.5}$$

Siendo F_p : Fuerza del Pistón y A_v : Area de sección del vástago

Simplificando y reemplazando Ec.4.5 en Ec.4.4 obtenemos:

$$\sigma_l = 997.4 \sqrt{\lambda_1}$$

Siendo el material del vástago Acero Inoxidable 1.4021 AISI/SAE 420 ⁽⁷⁾

$$\sigma_B = 750 \dots 950 \text{ N / mm}^2$$

$$\sigma_F, \sigma_{0.2} = 550 \text{ N / mm}^2$$

$$\text{Considerando un FS (S) = 6} \quad \rightarrow \quad \sigma_{Adm} = \frac{550}{6} = 91.6 \text{ N / mm}^2$$

Realizando la gráfica de esfuerzos versus coeficiente de esbeltez del material y graficando σ_l , se obtiene:

FIG. 4.2 GRAFICA DE ESFUERZOS VS COEFICIENTE DE ESBELTEZ

⁽⁷⁾ Fuente Roloff & Matek, Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1996.

De la gráfica se observa que la falla ocurriría en la primera zona ($0 < \lambda < 60$), por lo cual diseñamos en dicha zona:

$$997.4 \sqrt{\lambda_1} \leq 91.6 \quad \rightarrow \quad \lambda_1 \leq 8.44 \times 10^{-3}$$

Reemplazando en Ec.4.4 obtenemos:

$$d_v \geq 37.2 \text{ mm}$$

Se comprueba la relación $F_{\text{PANDEO}} > F_{\text{TRACCIONADOR}}$ y calculado el coeficiente de esbeltez se determina que el diámetro de diseño se encuentra dentro del rango permitido, con lo cual se asegura que el vástago no fallará por pandeo.

Con la fuerza de pandeo hallada, se calcula la presión de pandeo:

$$p_{\text{pandeo}} = \frac{F_{\text{pandeo}}}{A_e} = \frac{165593}{7854} = 21.08 \text{ N / mm}^2 \text{ (210 bar)}$$

Dado que la presión máxima de trabajo es de 160 bar ($< 210 \text{ bar}$), inicialmente no será necesario colocar una válvula limitadora de presión.

Con la fuerza máxima de trabajo, se calcula la presión máxima real de trabajo para el cilindro hidráulico.

$$p_{\text{max real}} = \frac{F_{\text{max}}}{A_e} = \frac{100000}{7854} = 12.73 \text{ N / mm}^2$$

$$p_{\text{max real}} = 128 \text{ bar}$$

Luego por restricciones de fuerza máxima diseñada para el traccionador, debe existir un sistema de seguridad en el Sistema Hidráulico (Presostato o Válvula Limitadora de

Presión), que límite la presión de trabajo a un máximo de 128 bar. Se seleccionará una Válvula Limitadora de Presión y se regulará a la máxima presión requerida (128 bar).

Luego el cilindro seleccionado tendrá las siguientes características.

Diámetro del émbolo : $d_e = 100 \text{ mm}$

Diámetro del vástago : $d_v = 50 \text{ mm}$

Longitud del vástago : $L_v = 400 \text{ mm}$

Longitud de carrera : $L_c = 300 \text{ mm}$

Area de émbolo : $A_e = 7854 \text{ mm}^2$

Area anular : $A_a = 5891 \text{ mm}^2$

4.1.3 SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRAULICO DEL ELEVADOR

Para determinar las características del cilindro del elevador se realizarán los mismos cálculos anteriores. Siendo la fuerza del cilindro $F_c=313055 \text{ N}$, se realiza el cálculo del diámetro del émbolo (d_e) de dicho cilindro mediante la siguiente ecuación:

$$p_{\max} = \frac{F_c}{A_e} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Donde: p_{\max} (N / mm^2) : Presión máxima de trabajo = $16 \text{ N} / \text{mm}^2$
 F_c (N) : Fuerza del cilindro del elevador = 313055 N
 A_e (mm^2) : Area del émbolo.

Reemplazando valores

$$A_e = \frac{F_c}{p_{\max}} = \frac{313055 \text{ N}}{16 \text{ N} / \text{mm}^2} = 19565 \text{ mm}^2$$

Calculando el diámetro del émbolo (d_e) :

$$A_e = \frac{\pi}{4} (d_e)^2 = 19565 \text{ mm}^2 \frac{\pi}{4} \rightarrow d_e = 157.83 \text{ mm}$$

Luego, del catálogo escogemos, previa verificación por pandeo y flexión del vástago:

Diámetro del émbolo: $d_e = 160 \text{ mm}$

Diámetro del Vástago: $d_v = 80 \text{ mm}$

De acuerdo a las variaciones de diversos puntos del elevador se determinó la longitud del vástago y se fija en : $L_v = 450 \text{ mm}$.

Se realiza el diagrama del cilindro hidráulico, presentado en la FIG 4.3 . Debido a que el cilindro hidráulico esta articulado en ambos extremos, el vástago sólo está sometido

a esfuerzos de compresión, por lo cual se verificará que este esfuerzo no exceda los límites admisibles.

FIG. 4.3 POSICIONES INICIAL Y FINAL DE LA CARRERA DE ELEVACIÓN

Verificación por Pandeo:

Se debe verificar que la fuerza actuante de compresión no supere la fuerza de pandeo (F_{pandeo}) o fuerza de Euler, es decir:

$$F_{\text{PANDEO}} > F_{\text{ELEVADOR}}$$

Cálculo de la Fuerza de Pandeo (F_{Pandeo}):

$$F_{\text{Pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Donde: E (N / mm^2) : Módulo de Elasticidad del acero = $2.1 \times 10^5 \text{ N} / \text{mm}^2$

I (mm^4) : Momento de Inercia = $\pi \cdot d_v^4 / 64 = 2010.619 \times 10^5 \text{ mm}^4$
 $d_v = 80 \text{ mm}$ (Diámetro de diseño).

S : Factor de Seguridad = 6

L_p (mm) : Longitud libre de pandeo = $K \cdot L_v = 2 \times 450 = 900 \text{ mm}$

F_{ELEVADOR} : Fuerza del pistón del elevador: 313055 N.

Reemplazando valores en la ecuación (Ec. 4.4):

$$F_{\text{PANDEO}} = 857\,457 \text{ N}$$

De igual manera que en el caso del cilindro del elevador, determinaremos el coeficiente de esbeltez (λ) para confirmar si el diámetro utilizado para el vástago está dentro del rango permitido. Utilizaremos para el método Europeo (Tetmajer modificado).

Realizando los mismos cálculos que en el diseño del cilindro anterior y considerando el mismo tipo de material del vástago obtenemos:

$$\lambda_2 = \frac{18334.6}{dv^4}$$

$$\sigma_1 = 2943.7 \sqrt{\lambda_2}$$

De la misma gráfica se observa que la falla ocurriría también en la primera zona ($0 < \lambda < 60$), por lo cual diseñamos en dicha zona, obteniendo:

$$dv \geq 65,9 \text{ mm}$$

Se comprueba la relación $F_{\text{PANDEO}} > F_{\text{ELEVADOR}}$ y calculado el coeficiente de esbeltez se determina que el diámetro de diseño se encuentra dentro del rango permitido, con lo cual se asegura que el vástago no fallará por pandeo.

Luego el cilindro seleccionado tendrá las siguientes características.

- Diámetro del émbolo : $d_e = 160 \text{ mm}$
- Diámetro del vástago : $d_v = 80 \text{ mm}$
- Longitud del vástago : $L_v = 450 \text{ mm}$
- Longitud de carrera : $L_c = 400 \text{ mm}$
- Area de émbolo : $A_e = 12271 \text{ mm}^2$
- Area anular : $A_a = 15079 \text{ mm}^2$

Luego se tienen las características de los dos cilindros hidráulicos:

CUADRO 4.1 CARACTERISTICAS DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

CILINDRO HIDRAULICO	d_e (mm)	d_v (m)	L_v (mm)	L_c (mm)	A_e (mm ²)	A_a (mm ²)	p_{max} (bar)
TRACCIONADOR	100	50	400	300	7854	5891	128
ELEVADOR	160	80	450	400	12271	15079	160

Entonces para seleccionar la UPH, se tomará las características del cilindro hidráulico del elevador.

4.1.4 SELECCIÓN DE LA UNIDAD DE PRESION HIDRAULICA

Para producir la presión requerida por el sistema se seleccionará una Unidad de Presión Hidráulica (UPH), estas estaciones productoras de presión están compuestas por: la Unidad de Bombeo, el Depósito de Aceite y la Unidad de Control.

4.1.5 UNIDAD DE BOMBEO

Para la selección de la bomba y del motor eléctrico, se requieren de los siguientes parámetros:

- a) La presión que requerirá el Sistema Hidráulico que depende directamente de la fuerza que generará el cilindro hidráulico, a partir de la cual se escogerá el tipo de bomba que soportaría esta presión.
- b) El caudal necesario para obtener la velocidad a la que se requiere deformar el chasis o elevar la estructura con el elevador

Debido a que de los cálculos por pandeo no se ha generado ninguna restricción, se considerará una presión máxima real de trabajo de 160 bar, sin embargo deben considerarse las pérdidas en la línea de impulsión (tubería y accesorios) y por tratarse de una corta longitud se considerará una caída de presión de 5% de la presión de trabajo, es decir 8,0 bar. Luego la presión que se requiere en el sistema hidráulico es de aproximadamente 168 bar.

Para determinar el caudal de la bomba será necesario determinar la velocidad de desplazamiento del pistón hidráulico, para ello se recurrió a:

Visitas a la empresa AUTOREX S.A., que comercia máquinas similares.

Datos encontrados en catálogos de máquinas similares.

De estas fuentes se encontró una velocidad promedio de desplazamiento del pistón hidráulico. $V_{dp} = 100 \text{ cm/min}$

Para determinar el caudal de la bomba utilizamos la siguiente expresión:

$$VB = \frac{v_{dp} A_e}{n} \tag{Ec. 4.5}$$

Donde: VB (cm³/rev) : Volumen que entrega la bomba.

v_{dp} (cm / min) : Velocidad de desplazamiento del pistón = 100 cm/min

A_e (cm²) : Area del émbolo = 122.71 cm²

n (r.p.m) : Velocidad de la bomba = 1 800r.p.m.

Reemplazando,

$$VB = 6.81 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Luego se calcula el caudal de la bomba:

$$QB = VB \times n$$

$$QB = 12.27 \text{ lt/min}$$

Del catálogo de selección de UPH escogemos la siguiente bomba:

Bomba de engranajes exteriores : 14.4 lt/min @ 1800r.p.m., 160 bar

POTENCIA DEL MOTOR

$$P_{elec} = \frac{p \cdot Q}{612 \eta} \tag{Ec. 4.6}$$

Donde: P_{elec} (kW) : Potencia eléctrica del motor

p (bar) : Presion máxima de trabajo del sistema = 160 bar

Q (lt/min) : Caudal de la bomba = 14.4 lt/min

η : Eficiencia total del sistema = 0.8

Reemplazando valores:

$$P_{elec} = 4.7 \text{ kW (6.3 H.P)}$$

Del catálogo de selección de UPH escogemos el siguiente motor de inducción trifásico.

Potencia del Motor : 7.5 H.P.

Pero debido a que las exigencias de trabajo no son tan altas que requieran el uso máximo de su potencia, se seleccionará un motor de una potencia inmediata inferior según catálogo, luego el motor de inducción trifásico será:

Potencia del Motor : 5.5 H.P.

4.1.6 SELECCIÓN DEL TANQUE DE ACEITE

Se debe comprobar que la capacidad del tanque de aceite es adecuada; siendo una regla práctica para su diseño la siguiente:

$$V_{tanque} = k \times Q$$

Donde: V_{tanque} (lt) : Volumen del tanque de almacenamiento de aceite

k (min) : Tiempo de espera del aceite = 3 – 5 min.

Q (lt/min) : Caudal de la bomba = 14.4 lt /min

Reemplazando valores, con $k=5$: $\rightarrow V_{tanque} = 72 \text{ lt.}$

Por recomendación del fabricante (empresa FLUIDTEK S.R.L.) se selecciona un tanque de capacidad 80 lt.

Luego la UPH seleccionada del catálogo es:

Caudal de Bomba : $Q = 14.4.0 \text{ lt/min @ } 1800\text{r.p.m.}$

Presión máxima del Sistema : $P_{max} = 160 \text{ bar}$

Potencia Eléctrica del motor : $P_{elec} = 5.5 \text{ HP}$

Capacidad del tanque de aceite : $V_{tanque} = 80 \text{ lt}$

4.1.7 UNIDAD DE CONTROL HIDRAULICO

El sistema de mando hidráulico es el encargado de ejecutar y controlar los desplazamientos del cilindro hidráulico. Este sistema es en verdad un circuito electro-hidráulico, ya que la válvula distribuidora es comandada eléctricamente con fines de automatización (botonera de control). El sistema de control se detallará mas adelante.

A continuación se presenta el Sistema Hidráulico de la Traccionadora de Chasises, para luego describir sus principales componentes y explicar su funcionamiento. Este sistema será el mismo tanto para el sistema de tracción como para el elevador hidráulico:

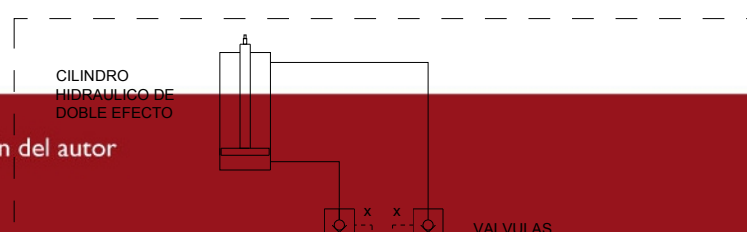




FIG. 4.4 DIAGRAMA DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.1.8 DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES

En la FIG 4.4 mostrada, se tiene la Válvula Distribuidora 4/3, que tiene por función controlar el desplazamiento del cilindro hidráulico de doble efecto. En posición de trabajo “a” el vástago inicia la carrera de tracción. En la cadena de tracción se producirá un máximo de 100 000 N. cuando esta se encuentre en el punto máximo superior del brazo de tracción (usando la extensión). Al cambiar a posición “b” el vástago libera de tensión el sistema traccionado.

En la posición central del tipo ABPT comunicados, permite lo siguiente:

- a) Recirculación de la bomba, evitando sobre-presiones en las líneas.
- b) Desaguar el aceite ubicado tras las válvulas antirretorno desbloqueables, así como el aceite del pulso “X”, permitiendo que los conos puedan asentar completamente, asegurando un cierre rápido y sin fugas.

La elección de la Válvula Antirretorno Desbloqueable en la línea de impulsión, cuyo esquema se muestra en la Fig. 4.3, se debe a la necesidad de mantener tanto la tracción aplicada en un punto determinado del chasis así como la de mantener a una determinada altura el elevador hidráulico al momento de desconectar la Unidad de Presión Hidráulica, es decir cuando la válvula distribuidora esté en posición de reposo “O” y se tengan las entradas “A” y “B” cerradas, puede generarse una pérdida de presión debido a la fuerza producida por la tensión aplicada durante el efecto de tracción o la presión producida por el peso que soporta el cilindro del elevador. La

Válvula Antirretorno Desbloqueable también dará seguridad a que una vez

desconectada la UPH del cilindro del elevador, no exista la posibilidad de que este descienda del lugar en el cual se colocó.

El uso de la Válvula Antirretorno Desbloqueable en la línea de retorno se debe a la necesidad de eliminar la posibilidad de que en extremo caso de que se pierda bruscamente la fuerza contraria a la carrera de impulsión del cilindro hidráulico, la presión en la cámara de descarga, permanezca constante.

La válvula antirretorno desbloqueable funciona de la siguiente manera: Cuando la válvula distribuidora entra en operación (posición “a” o “b”), el pulso “X” de la válvula antirretorno correspondiente, conectado a la línea de presión contraria, la desbloquea permitiendo el paso libre del aceite.

Esta configuración del sistema hidráulico con dos válvulas antirretorno desbloqueables en las líneas de impulsión y retorno respectivamente, permitirá detener y mantener el cilindro hidráulico en cualquier posición accionando el pulsador de emergencia.

4.1.9 SECUENCIA DE OPERACIONES

La secuencia de operaciones involucradas en el proceso de traccionamiento del chasis es la siguiente:

- a) Luego de fijado el vehículo sobre el elevador de tijera y ubicada la zona donde se realizará el estiramiento del chasis, se procede a fijar el traccionador en la plataforma superior del elevador mediante la cuña de fijación. Luego se procede a fijar las cadenas entre el chasis y el brazo traccionador.
- b) Se conecta la UPH al cilindro hidráulico del elevador mediante uniones de acople rápido.
- c) Para dar inicio a la carrera de elevación se debe presionar un pulsador, con lo cual se energiza el solenoide “Y1a” y automáticamente la válvula de distribución pasa a la posición “a”. (se da inicio a la elevación del sistema).
- d) Para establecer un punto final en la carrera de elevación, se deberá presionar un pulsador que desenergizará el solenoide “Y1a”, con lo cual la válvula distribuidora regresa a su posición de reposo “0”.
- e) Para dar inicio a la carrera de retorno, luego de realizado los trabajos sobre el elevador, se debe presionar otro pulsador, con lo cual se energiza el solenoide “Y2b” y automáticamente la válvula de distribución pasa a la posición “b”, en la cual se inicia la carrera de retorno, Para este caso será necesario colocar una válvula estranguladora para el flujo en la línea de la cámara de retorno debido a que sumada a la presión de retorno generada por el bomba hidráulica, estará la de todo el peso del sistema chasis-elevador.
- f) En el caso del traccionador hidráulico, para inicio a la carrera de tracción se debe presionar un pulsador, con lo cual se energiza el solenoide “Y1a” y automáticamente la válvula de distribución pasa a la posición “a”. (se da inicio al

pivoteo de la barra traccionadora generando la tensión en la cadena de tracción realizándose el estiramiento del chasis).

- g) Para establecer un punto final en la carrera de tracción, se deberá presionar un pulsador que desenergizará el solenoide “Y1a”, con lo cual la válvula distribuidora regresa a su posición de reposo “0”. Este pulsador podría ser reemplazado por un palpador mecánico que deberá ser colocado en el punto hasta el cual se desea traccionar el chasis y que al hacer contacto el chasis estirado con el palpador, se desenergizará el solenoide “Y1a”. Esto evitaría estar pendiente del punto final de la carrera de tracción, pero para ello se necesitaría un diseño adicional de sistema de soporte que no es materia de la presente tesis.
- h) Para dar inicio a la carrera de retorno, luego de realizado el estirado del chasis, se debe presionar otro pulsador, con lo cual se energiza el solenoide “Y2b” y automáticamente la válvula de distribución pasa a la posición “b”, en la cual se libera de tensión a la cadena de tracción

Tanto para el elevador como el traccionador, se utilizará el mismo sistema de control hidráulico, con las restricciones anteriormente descritas.

4.1.10 RESUMEN DE COMPONENTES

Los componentes utilizados en el diseño hidráulico serán detallados en el anexo 7.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El sistema eléctrico constará de dos partes:

- a).- El Sistema Eléctrico de Potencia, encargado del arranque y mando del motor eléctrico de la bomba.
- b).- El sistema eléctrico de control, encargado del mando de la electroválvula.

4.2.1 SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA

Este sistema se encarga de controlar el arranque y para del motor eléctrico de la bomba, así como de proteger a la red de posibles sobrecargas que pudieran producirse en este sistema. El método de arranque a emplear es muy importante, dado que, podrían generarse picos de intensidad de corriente muy grandes y afectarse el normal funcionamiento de otros equipos.

A continuación se presenta el Sistema Eléctrico de Potencia de la Máquina Traccionadora de Chasis.

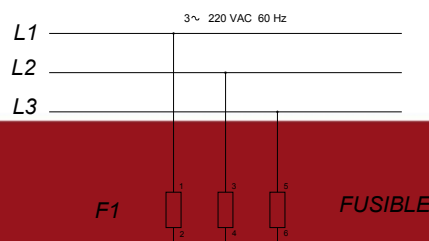


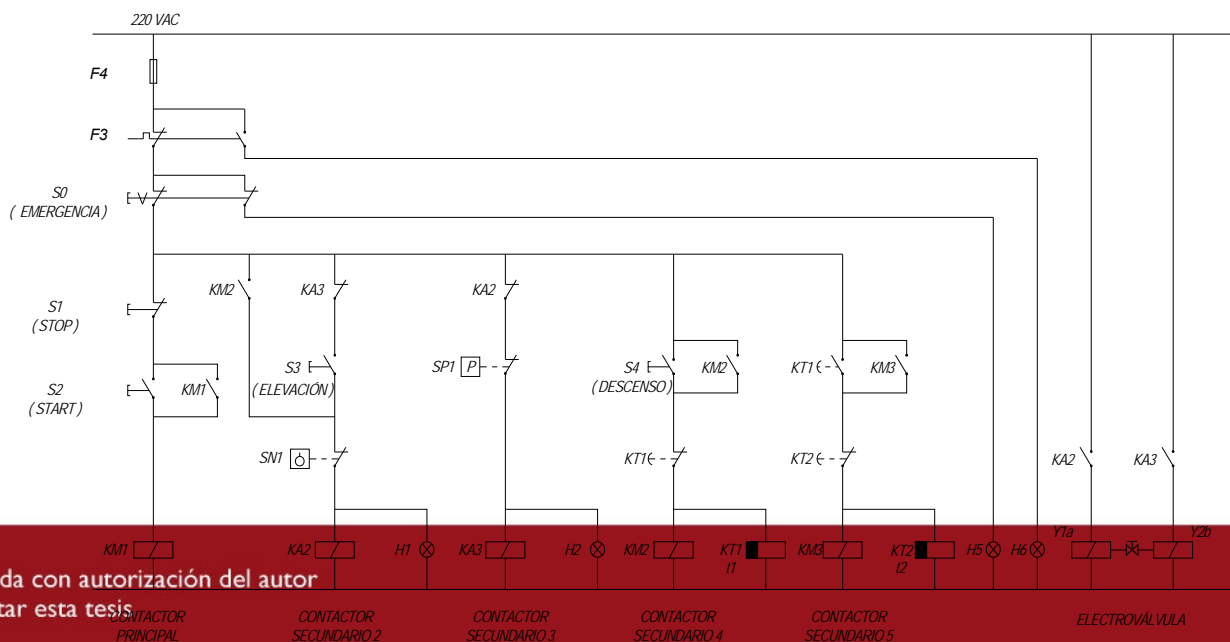
FIG. 4.5 DIAGRAMA DEL SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA

Para el encendido de la máquina se emplea el Método de Arranque Directo, tal como se muestra en la FIG 4.4. Este método se escogió de acuerdo a la potencia nominal del motor seleccionado (5.5HP), al lugar de instalación (zona industrial o urbana) y a las condiciones de operación (no se trata de una máquina con continuos arranques y paradas durante el día).

4.2.2 SISTEMA ELÉCTRICO DE CONTROL

La función principal de este sistema es controlar la electroválvula. Adicionalmente, cuenta con otros dispositivos de protección tanto para el usuario, como para el sistema. El voltaje del sistema será de 220 VAC, es decir todos los solenoides de las electroválvulas y contactores operarán a este voltaje.

A continuación se presenta el Sistema Eléctrico de Control Hidráulico de la Máquina Traccionadora Hidráulica de Chasis, que incluyen el del Elevador Hidráulico como el del Traccionador Hidráulico.



manera una fijación tanto física como hidráulica de los brazos del elevador. El brazo descenderá solamente hasta que la cuña encaje en la cavidad próxima. El solenoide “Y2b” se desenergizará cuando el sensor de presión colocado en el cilindro hidráulico supere a la presión máxima de trabajo. Esto ocurre debido a que el bloqueo produce una elevación de presión en el cilindro hidráulico. Para ubicar nuevamente al elevador en una nueva posición superior, se vuelve a pulsar S3, repitiéndose el proceso. Para limitar el desplazamiento máximo de ascenso se coloca un sensor de posición SN1, con lo que se limita la elevación. Adicionalmente se enciende la señal luminosa H2.

- e) Luego de ubicada la posición del elevador, las cuñas se encuentran en las cavidades definidas para ellas y sobre estas actúa una fuerza horizontal alta producto de la presión del cilindro de elevación. Para poder realizarse el descenso, primero se deberá desbloquear las cuñas. El desbloqueo se realizará con un cilindro neumático de simple efecto. Pero dado que la fuerza de este cilindro es insuficiente para vencer las fuerzas actuantes sobre las cuñas (cilindro hidráulico y peso del sistema), primero se deberá elevar ligeramente los brazos para darle libertad de giro a las cuñas y luego se deberá mantener esta posición girada de las cuñas (desbloqueadas) hasta que durante el descenso se pase por encima de la cavidad sobre la cual estaba alojada la cuña.
- f) Al pulsar el palpador de descenso S4, se energiza nuevamente “Y1a” y comienza nuevamente la elevación del sistema, pero debido a la acción del temporizador al reposo KT1, la elevación solo se realiza por un tiempo t_1 igual a 3 segundos. Pasado ese lapso de tiempo se produce también el enclavamiento de KT1 en el contactor secundario 5 cuyo circuito eléctrico esta conectado al cilindro neumático de desbloqueo y que debido un segundo temporizador al reposo KT2 se mantendrá en esta posición durante un tiempo t_2 igual a 5 segundos. Simultáneamente a la acción del cilindro neumático, el sensor de presión SP1 se posicionan al trabajo energizándose el solenoide “Y2b”, produciéndose el descenso del elevador hasta la cavidad siguiente de la cuña tal como se describió en el punto d. Este proceso se realizará hasta llegar a la posición mínima de descenso.

4.2.5 SECUENCIA DE OPERACIONES DEL TRACCIONADOR:

- a) El sistema eléctrico del traccionador hidráulico se ubicará conjuntamente con la del elevador hidráulico, por ello en el diagrama mostrado se presenta algunos componentes similares al del sistema de control del elevador hidráulico.
- b) Para iniciar el proceso de tracción del chasis se pulsará el palpador S5 con lo cual se energiza en solenoide “Y1a” y automáticamente la válvula de distribución pasa a la posición “a”, traccionándose el sistema. Adicionalmente se enciende la señal

- produzca una presión tal que supere a la presión máxima de trabajo en el cilindro hidráulico, el proceso se detendrá por la acción del sensor de presión máximo SP2.
- c) Para realizar el retorno del cilindro de tracción y liberar de tensión a la parte traccionada, se pulsa el palpador S6, con el cual se inicia el retorno. Adicionalmente se enciende la señal luminosa H4.

4.2.6 RESUMEN DE COMPONENTES

Los componentes utilizados en el diseño eléctrico serán detallados en el anexo 7.



CAPITULO V

PLANOS DE FABRICACIÓN

5.1 LISTA DE PLANOS

5.1.1 PLANOS DE ENSAMBLE

N° PLANO	DESCRIPCION
ELEV / ENS - A1-01	Ensamble General. Elevador Hidráulico de Tijera. Vista Superior y Laterales.
ELEV / ENS - A1-02	Ensamble General. Elevador Hidráulico de Tijera. Sección, Detalles y Lista de Piezas.
TRA / ENS – A1- 01	Ensamble General. Traccionador de Chasis. Vista Frontal, Sección y Lista de Materiales.
TRA / ENS – A2- 02	Ensamble General. Traccionador de Chasis.

5.1.2 PLANOS DE DESPIECE

N° PLANO	DESCRIPCION
ELEV / DES-A1-03	Despiece Elevador. Pieza 01: Plataforma Superior.
ELEV / DES-A2-04	Despiece Elevador. Pieza 04: Plataforma Inferior.
ELEV / DES-A2-05	Despiece Elevador. Piezas 03 y 08.
ELEV / DES-A2-06	Despiece Elevador. Piezas 02 y 09.
ELEV / DES-A2-07	Despiece Elevador. Piezas 18,21,23,24,25 y 28.
ELEV / DES-A2-08	Despiece Elevador. Piezas 6,10,12,15,17,19,30,31 y 35.
TRA / DES-A2-03	Despiece Traccionador de Chasis. Piezas 01 y 02.
TRA / DES-A2-04	Despiece Traccionador de Chasis. Piezas 03 y 31
TRA / DES-A2-05	Despiece Traccionador de Chasis. Piezas 04,36.
TRA / DES-A2-06	Despiece Traccionador de Chasis. Pieza 14: Cuerpo Base
TRA / DES-A2-07	Despiece Traccionador de Chasis. Piezas 08,09,17,20,25,27 y 32.
TRA / DES-A2-08	Despiece Traccionador de Chasis. Piezas 6,12,15,16,22,23,24,29,30 y 39.

CAPITULO VI

COSTO ESTIMADO DE LA INVERSION

Para la fabricación de la Máquina Traccionadora de Chasis, se deberá determinar el costo estimado de la inversión. Para ello se han realizado los siguientes cuadros.

CUADRO 6.1 A Medrado del Elevador Hidráulico

- Medrado de la Bancada.
- Medrado de los Brazos de Tijera.
- Medrado de la plataforma Inferior.
- Otros.

CUADRO 6.1 B Costo del Elevador Hidráulico

- Suministro
- Fabricación y/o habilitación.

- Arenado y pintado.

CUADRO 6.2 A Medrado del Traccionador Hidráulico

- Medrado del Brazo de Tracción.
- Medrado del la Barra de Giro Horizontal.
- Medrado del Cuerpo Base.
- Otros.

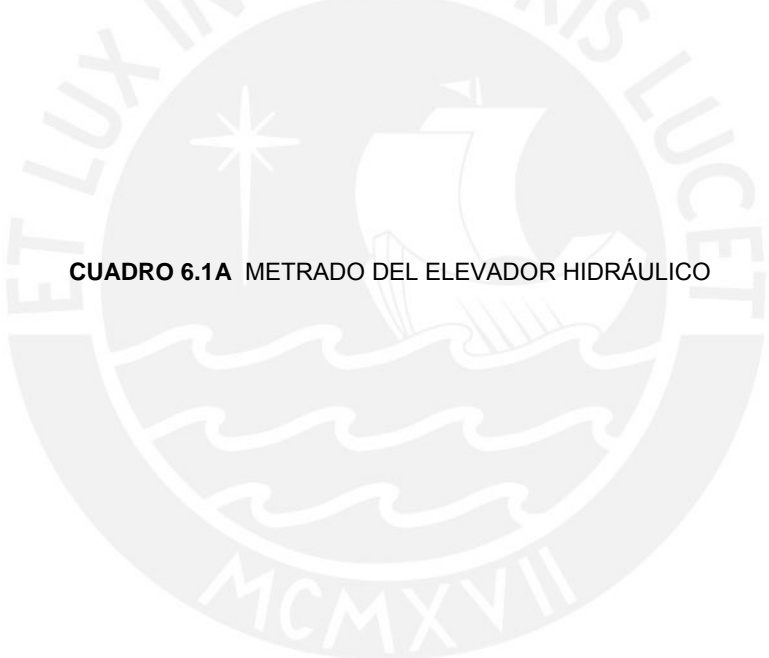
CUADRO 6.2 B Costo del Traccionador Hidráulico

- Suministro
- Fabricación y/o habilitación.
- Arenado y pintado.

CUADRO 6.3 Costo Total de los Elementos Estructurales.

CUADRO 6.4 Costo de los Sistemas Hidráulico y Eléctrico.

CUADRO 6.5 Costo Total de la Máquina.



CUADRO 6.1A METRADO DEL ELEVADOR HIDRÁULICO

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	LONG. (m)	VOLUMEN	ÁREA (m ²)	PESO (Kg/m)	PESO UNIT. (Kg)	CANT. (Unid.)	PESO TOTAL (Kg)	AREN. PINT. (m ²)
BANCADA	PLANCHA 2"x155x200		0.002	0.10		12.36	2.00	24.72	0.21
	PLANCHA 1"x160x800		0.003	0.31		25.52	8.00	204.18	2.47
	PLANCHA 1"x160x4950		0.020	1.85		157.92	4.00	631.67	7.39
	PLANCHA 1"x109x800		0.002	0.23		17.39	8.00	139.09	1.80
	PLANCHA 1"x109x4950		0.014	1.34		107.55	4.00	430.18	5.36
	BARRA 40x60x800	0.80	0.002	0.17		15.07	1.00	15.07	0.17
	BARRA 32x35x800	0.80	0.001	0.11		7.03	4.00	28.13	0.46
	BARRA 32x35x2270	2.27	0.003	0.31		19.96	8.00	159.66	2.49
BARRA 130x60x525	0.53	0.004	0.22		32.15	2.00	64.29	0.44	
BRAZOS DE TIJERA	U 6"x2.03"x1870	1.87		0.99	15.63	29.23	8.00	233.82	7.95
	PLANCHA 1"x241"x350		0.002	0.20		16.81	2.00	33.63	0.41
	PLANCHA 1/2"x153x400		0.001	0.14		6.04	8.00	48.36	1.13
	PLANCHA 3/8"x110x160		0.000	0.05		1.26	6.00	7.54	0.27
	PLANCHA 1"x126x110		0.000	0.04		2.75	8.00	21.98	0.36
	PLANCHA 3/8"x40x170		0.000	0.02		0.51	8.00	4.07	0.18
	PLANCHA 1x110x120		0.000	0.03		0.10	2.00	0.21	0.05
	PLANCHA 20X140X140		0.000	0.06		3.08	2.00	6.15	0.11
TUBO Øext=80x104 e=5	0.15	0.000	0.21		0.96	4.00	3.85	0.82	
U 5"x5"x2748	2.75		2.15	25.07	68.89	2.00	137.78	4.30	
PLATAFORMA INFERIOR	PERFIL DOBLE T 5"x12"x780	0.78		0.90	47.30	36.89	2.00	73.79	1.80
	PLANCHA 20x100x560	0.56	0.001	0.14		8.79	2.00	17.58	0.29
	PLANCHA 50x117x180		0.001	0.08		8.27	2.00	16.53	0.15
	PLANCHA 50x180x260		0.002	0.14		18.37	2.00	36.74	0.29
	PLANCHA 5x284x780		0.001	0.46		8.69	2.00	17.39	0.92
	PLANTINA 1/2"x117x560	0.56	0.001	0.15		6.53	2.00	13.06	0.31
	PLANTINA 1/2"x190x864	0.87	0.002	0.36		16.33	1.00	16.33	0.36
	PLANTINA 1/2"x40x78	0.78	0.000	0.01		0.31	1.00	0.31	0.01
	PLANTINA 3/8"x120x2140	2.14	0.002	0.56		19.20	2.00	38.40	1.12
	PLANTINA 3/8"x180x540	0.54	0.001	0.21		7.27	1.00	7.27	0.21
OTROS	BARRA 16x20x24		0.000	0.01		0.06	1.00	0.06	0.01
	BARRA 55x65x125		0.000	0.04		3.51	2.00	7.02	0.08
	BARRA REDONDA Ø100 (37MnSi3)	0.80	0.006			49.30	1.00	49.30	0.00
	BARRA REDONDA Ø50 (ST-50)	0.90	0.002	1.41		13.87	1.00	13.87	1.41
	PLANCHA 1/2"x130x130		0.000	0.05		1.68	2.00	3.37	0.09
	PLANCHA 1/2"x80x550		0.001	0.11		4.39	1.00	4.39	0.11
	PLANCHA 16x45x113		0.000	0.02		0.64	2.00	1.28	0.04
	PLATINA 1/2"x55x480	0.46	0.000	0.07		2.52	1.00	2.52	0.07
	TUBO Ø60x87 e=10	1.00	0.000	0.16		1.07	2.00	2.15	0.32
	TUBO Ø77x33 e=11	0.33	0.000	0.01		0.59	2.00	1.18	0.02
TUBO Ø77x36 e=11	0.36	0.000	0.01		0.64	1.00	0.64	0.01	
TOTAL ELEVADOR HIDRÁULICO								2517.56	43.98

CUADRO 6.1B COSTO DEL ELEVADOR HIDRÁULICO

DESCRIPCIÓN	PESO (Kg)	ÁREA (m ²)	P. UNIT. (US\$/kg)	P. UNIT. (US\$/m ²)	P.PARCIAL (US\$)
SUMINISTRO					
Acero Estructural	2517.56		0.80		2014.05
Otros (Tornillos, ruedas, anillos de seguridad...) = 3%	75.53		0.80		60.42
PESO TOTAL	2593.09				2074.47
FABRICACIÓN Y/O HABILITACIÓN					
Mano de obra, costo de máquina.	2593.09		2.50		6482.72
ARENADO Y PINTADO					
Mano de obra, costo de máquina.		43.98		4.50	197.91
TOTAL (Dólares Americanos)					8755.10

CUADRO 6.2A METRADO DEL TRACCIONADOR HIDRÁULICO

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	LONG. (m)	VOLUMEN	ÁREA (m ²)	PESO (Kg/m)	PESO UNIT. (Kg)	CANT. (Unid.)	PESO TOTAL (Kg)	AREN. PINT. (m ²)
BRAZO DE TRACCION	PLANCHA 1/2"x110x1500		0.00	2.00		16.45	4.00	65.80	8.00
	PLANCHA 1/2"x110x700		0.00	0.18		7.68	2.00	15.35	0.36
	PLANCHA 1/2"x412x240		0.00	0.22		9.86	1.00	9.86	0.22
	PLANCHA 1/2"x69x1000		0.00	0.17		6.88	4.00	27.52	0.68
	PLATINA 3/4"x2"x1500	1.50	0.00	0.22		11.40	1.00	11.40	0.22
BARRA DE GIRO HORIZONTAL	PLANCHA 20x200x200		0.00	0.10		6.28	2.00	12.56	0.20
	PLANCHA 1"x100x520		0.00	0.14		10.37	2.00	20.74	0.28
	PLANCHA 1"x120x515		0.00	0.16		10.37	2.00	20.74	0.32
	PLANCHA 1"x140x300		0.00	0.11		8.39	2.00	16.78	0.22
	PLANCHA 1"x75x220		0.00	0.05		3.29	2.00	6.58	0.10
	PLANCHA 10x103x620		0.00	0.15		5.01	1.00	5.01	0.15
	PLANCHA 20x60x620		0.00	0.11		5.84	1.00	5.84	0.11
	PLANCHA 32x80x90		0.00	0.03		1.81	2.00	3.62	0.06
	PLANCHA 32x90x150		0.00	0.05		3.39	2.00	6.78	0.09
	PLATINA 1/2"x15x680	0.68	0.00	0.04		1.02	2.00	2.03	0.09
	TUBO Ø30x129 e=1"	0.13	0.00	0.01		1.69	1.00	1.69	0.01
	TUBO Ø65x65 e=8		0.00	0.01		0.69	1.00	0.69	0.01
CUERPO BASE	PLANCHA 1/2"x130x300		0.00	0.09		3.89	2.00	7.78	0.19
	PLANCHA 1"x900x250		0.01	0.51		44.86	2.00	89.73	1.03
	PLANCHA 1"x850x250		0.01	0.49		42.37	2.00	84.74	0.97
	PLANCHA 1"x750x250		0.00	0.43		37.39	2.00	74.77	0.86
	PLANCHA 1"x250x1000		0.01	0.57		49.85	1.00	49.85	0.57
	PLANCHA 1 1/2"x170x125		0.00	0.07		6.36	1.00	6.36	0.07
	PLANCHA 1 1/2"x120x250		0.00	0.09		8.97	2.00	17.95	0.19
	BARRA 72x70x255	0.26	0.00	0.08		10.09	1.00	10.09	0.08
OTROS	PLANCHA 20x130x215		0.00	0.07		4.63	1.00	4.63	0.07
	PLANCHA 3/4"x70x100		0.00	0.03		1.05	2.00	2.09	0.05
	BARRA REDONDA Ø40 (ST)	0.83	0.00	0.10		8.19	1.00	8.19	0.10
	TUBO Ø50x110 e=10	0.11	0.00	0.02		1.09	1.00	1.09	0.02
TOTAL ELEVADOR HIDRÁULICO								590.23	15.32

CUADRO 6.2B COSTO DEL TRACCIONADOR HIDRÁULICO

DESCRIPCION	PESO (Kg)	ÁREA (m ²)	P. UNIT. (US\$/kg)	P. UNIT. (US\$/m ²)	P.PARCIAL (US\$)
SUMINISTRO					
Acero Estructural	590.23		0.80		472.18
Otros (Tornillos, ruedas, anillos de seguridad...) = 3%	17.71		0.80		14.17
PESO TOTAL	607.94				486.35
FABRICACIÓN Y/O HABILITACIÓN					
Mano de obra, costo de máquina.	607.94		2.50		1519.84
ARENADO Y PINTADO					
Mano de obra, costo de máquina.		15.32		4.50	68.94
TOTAL (Dólares Americanos)					2075.13

DESCRIPCIÓN	PESO (Kg)	ÁREA (m ²)	P.PARCIAL (US\$)
ELEVADOR HIDRÁULICO	2517.56	43.98	8755.10
TRACCIONADOR HIDRÁULICO	590.23	15.32	2075.13
TOTAL	3107.79	59.30	
TOTAL (Dólares Americanos)			10830.23

CUADRO 6.4 COSTO TOTAL DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS

DESCRIPCIÓN	P.PARCIAL (US\$)
SISTEMA HIDRÁULICO	4,260.00
SISTEMA ELÉCTRICO	1,325.00
TOTAL (Dólares Americanos)	5,585.00

CUADRO 6.5 COSTO TOTAL DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS

DESCRIPCIÓN	P.PARCIAL (US\$)
ELEMENTOS ESTRUCTURALES	10830.23
SISTEMA ELÉCTRICO - HIDRÁULICO	5585.00
DISEÑO	
10 US\$/Hr - 8 Hr/día - 31 días	2500.00
TOTAL (Dólares Americanos)	18915.23

El costo estimado de la inversión es de US\$ 18,916 sin incluir IGV, ni Gastos Generales, ni el margen de ganancia (Utilidad), de la empresa que fabrique los componentes de la máquina.

Para el cálculo de la inversión necesaria en la fabricación de la máquina, se han utilizado los costos promedio del mercado local a la fecha.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- a) La Máquina Traccionadora Hidráulica de Chasis diseñada se presenta como mejor alternativa debido a que cumple todas las exigencias técnico económicas solicitadas y debido a lo versátil del diseño permite realizar los trabajos en un menor tiempo frente a máquinas de similar precio que pudiesen importarse a nuestro medio, garantizándose la rentabilidad de la máquina.
- b) Para la determinación del costo estimado de la inversión se ha llegado a un monto total de US\$ 18,916. Se hace mención que dicho costo es para la fabricación de una máquina, en el cual no se considera el costo de diseño, adicionalmente a esto, el costo total disminuiría considerablemente al determinarse el lote óptimo de producción con lo que se reduciría los costos de materiales y de mano de obra.
- c) El diseño del brazo traccionador ha sido realizado de manera tal que se efectúe la mayor cantidad de labores sin necesidad de que se reubique el brazo.
- d) Todo el diseño de la máquina traccionadora de chasis ha sido realizado mediante la aplicación de conceptos de resistencia de materiales, dinámica y estática. Es factible realizar el diseño de esta máquina mediante la aplicación de la teoría de elementos finitos con lo que se comprobaría los cálculos presentados en la tesis.
- e) En el diseño de la Máquina Traccionadora Hidráulica de Chasis se ha contemplado el cálculo de todas sus partes, esto con el fin de optimizar el costo de fabricación de la máquina. En algunos casos el costo de algún componente podría ser poco incidente en el costo total de la máquina pero si se considera un lote óptimo de producción, este sí sería trascendente.

- a) Revisar de que en el momento en que se realice el traccionamiento, el vehículo este perfectamente asegurado en las zonas donde el chasis no va a ser traccionado. Cuando se realicen traccionamientos en los que el brazo de tracción se coloque en posiciones angulares la sujeción se debe rigidizar aun más debido a la presencia de fuerzas en varias direcciones que se generan sobre el chasis.
- b) Es posible colocar más de un traccionador hidráulico en el elevador de la máquina, pero la cantidad de estos elementos estará restringido por el peso total que se pueda ubicar sobre el elevador. Es decir más traccionadores, menor peso del vehículo. Adicionalmente se pueden colocar una serie de elementos de fijación de poco peso (cadenas, poleas, etc.) sobre la bancada, con las que se pueden realizar diversas formas de distribución de tensiones sobre el e levador.
- c) Realizados los cálculos sobre la estabilidad de la máquina, durante el trabajo de esta no se produce volteo. Pero debido a que la máquina presentada se ubicará en un taller mecánico y dentro de este existirán varios equipos en movimiento, es recomendable fijar la máquina al suelo. Adicionalmente se recomienda que el nivel sobre el cual deberá trabajar la máquina deberá ser completamente plano.
- d) Se deberá inspeccionar continuamente el sistema hidráulico. Verificar el nivel de aceite y la limpieza de los filtros; además de verificar el buen funcionamiento de las válvulas limitadoras y de distribución. Cambiar según sea necesario los sellos del cilindro hidráulico a fin de evitar las posibles fugas de aceite que generen caídas de presión. De la misma manera se deberán revisar también los sistemas eléctricos, dado que es en ellos sobre los que se han enfatizado los dispositivos de seguridad.
- e) Dada la naturaleza del encendido de la máquina (arranque directo), se deberá verificar que la carga eléctrica instalada sumada a la carga de la máquina pueda ser alimentada por los conductores de la red publica.
- f) La bancada del elevador esta diseñada para la adaptación de una serie de utilajes que van desde sujeción para el chasis, soportes que fijan las partes que no requerirán ser traccionadas, poleas que permitirían una fuerza de tracción vertical hacia abajo y diversas opciones adicionales, por lo cual se recomienda hacer uso de estos utilajes para mejorar las funciones de la máquina. En el capítulo de anexos se presentan algunas de las posibilidades que pueden ser utilizadas. Así mismo el diseño ergonómico del elevador permite una postura de trabajo cómoda y eficaz, al poder posicionarse a la altura deseada.

BIBLIOGRAFÍA

1. AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. “ Manual of Steel Construction ”. Sixth Edition. New York, 1963.
2. BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN. “ Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica ”. Pontificia Universidad Católica del Perú, Ciencias e Ingeniería, Lima, 1995.
3. BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN. “ Hidráulica Nivel 2 – Diseño de Circuitos Hidráulicos – Selección de Componentes ”. Facultad de Ciencias e Ingeniería, PUCP. Lima, 1994.
4. BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN. “ Neumática Nivel 2 –Diseño de Circuitos Neumáticos – Selección de Válvulas y Cilindros ”. Facultad de Ciencias e Ingeniería, PUCP. Lima, 1993.
5. CASTRO, MIGUEL DE. “ Reparación de carrocerías “. Editorial CEAC, Barcelona, España 1990.
6. CUDÓS SAMBLANCAT, VICENTE. Cálculos de Estructuras de Acero. Editorial H. Blume. Madrid 1978.
7. GARROTE RICO, RAFAEL. “ Elementos Estructurales de Vehículos ” Editorial Rafael Garrote. 1999.
8. NIEMANN G. Elementos de Máquinas. Vol. 1: Proyecto y cálculo de uniones, cojinetes y árboles. Primera Edición. Editorial Labor, S.A: Barcelona-España, 1987.
9. POPOV, EGOR P. “ Introducción a la Mecánica de Sólidos ” Traducido por Francisco Paniagua B. Editorial LIMUSA. México, 1980.
10. REIMPELL, JÖRNSSEN. “ The Automotive Chassis Engineering Principles ”. Editorial Warrendale. USA. 2001.
11. RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ, JORGE. Resistencia de Materiales 2A & 2B. Facultad de Ciencias e Ingeniería, PUCP. Lima, 1999.

MANUALES Y CATALOGOS EMPLEADOS

12. BOHLER. “ Manual de Aceros Especiales ”.2000.
13. FIERRO TRADI S.A. “ Manual Técnico de Bolsillo ”. Segunda Edición, 1999.
14. NORGREN. “ Norgren Pneumatic Valve Products ” . Ediciones Norgren. 1999.

PAGINAS WEB CONSULTADAS

15. Página Web <http://www.chassislinner.com>
16. Página Web <http://www.i-car.com>
17. Página Web <http://www.car-o-liner.com>
18. Página Web <http://www.prodotti.com>
19. Página Web <http://www.autorobot.com>
20. Página Web <http://www.blackhawk.co.uk>
21. Página Web <http://www.prestigepaint.com.au/Celette.html>