



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

TEMA:

“DISEÑO ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRAULICA CON UN MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTO CAMIONES DE ARRASTRE.”

*Proyecto de Tesis previo a
optar al título de Ingeniero en
Mecánica Automotriz*

AUTOR:

Jorge Luis Arias Torres

DIRECTOR:

Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

LOJA – ECUADOR

2019

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

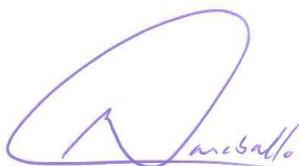
Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

DOCENTE DE LA CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICO:

Que el presente Trabajo de Titulación titulado “DISEÑO ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA CON UN MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTO CAMIONES DE ARRASTRE” ha sido elaborado bajo mi dirección y cumple con los requisitos de fondo y de forma que exigen los respectivos reglamentos e instituciones. Por ello autorizo su presentación y sustentación.

Loja, 11 de octubre del 2018



Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA.

Yo, **JORGE LUIS ARIAS TORRES** declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

FIRMA:



CÉDULA: 1104459662

FECHA: Loja, 13 de Marzo de 2019

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **JORGE LUIS ARIAS TORRES**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación titulado: **“DISEÑO ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA CON UN MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTO CAMIONES DE ARRASTRE”** como requisito para la obtención del Título de: **INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ**: autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja, para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visualización de su contenido que constará en el Repositorio Digital Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el R.D.I, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la Tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los trece días del mes de marzo del dos mil diez y nueve.

Firma:



Autor: Jorge Luis Arias Torres

Cédula: 1104459662

Dirección: Catamayo

Correo Electrónico: jlat2407@hotmail.com

Teléfono: 2678219 **Celular:** 0989098335

DATOS COMPLEMENTARIOS

DIRECTOR DE TESIS: Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

TRIBUNAL DEL GRADO: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Ing. Darwin Yiovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.

Ing. Jorge Enrique Carrión González, Mg. Sc.

DEDICATORIA.

Dedico esta práctica profesional de Tesis a Dios por permitir que llegue este día tan esperado después de tantos años de sacrificio entrega y dedicación, por sus bendiciones e iluminación que me brindo para poder llegar a este momento.

Dedico también todo mi trabajo a todos mis seres queridos que con lo poco o mucho que me apoyaron y me supieron dar un consejo para poder llegar a culminar mis estudios.

A todos mis docentes que llegaron a brindarme sus conocimientos y experiencias que gracias a ello logre tan anhelado logro en mi vida personal y profesional.

Jorge Luis

AGRADECIMIENTO.

Mi especial agradecimiento a las Autoridades de la Universidad Nacional de Loja; a los Docentes de la Carrera de Ingeniería en Mecánica Automotriz, por su colaboración y eficiencia durante el proceso de formación profesional.

De manera especial, al Sr. Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD. Director de tesis, quien, con sus conocimientos, hizo posible llevar adelante el presente trabajo de titulación.

Y para finalizar, también agradezco a todos los que fueron mis compañeros, docentes durante todos estos niveles de universidad ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo moral han aportado un alto porcentaje a mis ganas de seguir adelante en mi carrera profesional.

El Autor.

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACION	ii
AUTORÍA.....	iii
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR,.....	iv
DEDICATORIA.	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
TABLA DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xiii
SIMBOLOGÍA Y ACRÓNIMOS.....	xiv
PENSAMIENTO.....	xv
A. TÍTULO	1
B. RESUMEN.....	2
B.1. SUMMARY	3
C. INTRODUCCIÓN	4
D. REVISIÓN DE LA LITERATURA	6
D.1. Hidráulica.....	6
D.1.1. Prensa hidráulica.....	6
D.1.2. Partes de una prensa hidráulica	6
D.2. Leyes que rigen el funcionamiento de la prensa hidráulica	7

D.2. Leyes que rigen el funcionamiento de la prensa hidráulica	7
D.3. Cálculo de la relación de fuerzas.	9
D.4. Dispositivos hidráulicos.....	10
D.4.1. Bomba hidráulica.....	10
D.4.1.1. Bombas de pistón.....	11
D.4.1.1.1. Bomba de Pistón Radial.....	12
D.4.1.1.2. Bombas de Pistón Axial.....	12
D.4.1.1.3. Bombas de Pistón de Barril angular. (Vickers)	12
D.4.1.1.4. Bomba de Pistón de Placa de empuje angular. (Denison)	12
D.4.1.1.5. Bomba Diseño Dynex.....	13
D.4.1.2. Bombas de volumen variable.....	13
D.4.2. Cilindros hidráulicos	13
D.4.2.1. Operación de los cilindros hidráulicos.....	14
D.4.3. Motores eléctricos	14
D.4.3.1. Principio de funcionamiento.....	15
D.4.4. Mangueras hidráulicas	15
D.4.4.1.1. Mangueras hidráulicas de mediana presión	15
D.4.4.1.2. Mangueras hidráulicas de baja presión.....	15
D.4.4.1.3. Mangueras hidráulicas de alta presión.....	15
D.4.4.1.4. Mangueras hidráulicas de extrema presión.....	16
D.5. Usos y aplicaciones de las mangueras hidráulicas.....	16

D.6. Experiencias sobre la construcción de prensas hidráulicas	16
E. MATERIALES Y MÉTODOS	33
E.1. CÁLCULO ESTRUCTURAL.....	33
E.1.1. Determinación del coeficiente de seguridad admisible.....	34
E.1.2. Cálculo a cortante del pasador.....	36
E.1.3. Cálculo a flexión del faldón.....	37
E.1.4 Cálculo a cortante de la plancha-piston.....	40
E.1.5. Cálculo a cortante de la unión soldada faldón superior-columna.....	42
E.1.6. Cálculo a tracción de las columnas verticales.....	43
E.2. Cálculo de la hidrotensión.....	44
E.2.1. Selección del actuador hidráulico.....	44
E.2.2. Cálculo del motor hidráulico.....	46
E.2.2.1. Selección del líquido de trabajo.....	47
E.2.2.2. Cálculo de pérdidas de presión.....	47
E.2.2.3. Selección del motor hidráulico.....	50
E.2.3. Selección de accesorios de la hidrotensión.....	51
E.2.3.1. Selección de la manguera para el circuito hidráulico.....	51
E.2.3.2. Cálculo del depósito de aceite.....	52
E.2.3.3. Selección del distribuidor hidráulico.....	53
E.2.3. Proceso de fabricación.....	53
E.2.3.1. Construcción de la prensa hidráulica.....	54

E.2.4. Mando electrico.....	61
F. RESULTADOS.....	62
F.1. Resultados del cálculo de la prensa hidraulica.....	62
F.1.1. Resultado del cálculo estructural.....	62
F.1.2. Resultado del cálculo de la hidrotransmision.....	63
F.1.3. Resultado de la selección de accionamiento electrico.....	64
F.2. Valoración economica.....	65
F.3. Impacto social.....	67
F.4. Impacto ambiental.....	67
G. DISCUSIÓN.....	68
H. CONCLUSIONES.....	53
I. RECOMENDACIONES.....	54
J. BIBLIOGRAFÍA.....	72
K. ANEXOS.....	73
ANEXO A. ELABORACIÓN DE PLANOS DE LAS RESPECTIVAS PIEZAS QUE FORMARAN PARTE DE LA PRENSA HIDRAULICA.....	73
ANEXO B. DIAGRAMA ELÉCTRICOUNIFILAR PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA PRENSA.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Partes principales de una prensa hidráulica.....	7
Figura 2 Descripción principio de Pascal.....	8
Figura 3 Disposición de una bomba hidráulica de pistones axiales y caudal fijo del tipo K60N.....	8
Figura 4 Bomba Hidráulica.....	11
Figura E.1. Esquema de carga del faldón inferior.....	22
Figura E.2. Diagrama de momento flector del faldón inferior.....	22
Figura E.4. Proceso técnico de la construcción de la prensa hidráulica.....	39

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen E.2. Medición y trazado de medidas en planchas de acero A36 de 20 mm de espesor	40
Imagen E.3. Corte de piezas con el pantógrafo.....	40
Imagen E.4. Elaboración de orificios de columnas.....	40
Imagen E.5. Armado de columnas y faldón superior.....	41
Imagen E.6. Construcción del faldón inferior.....	41
Imagen E.7. Colocación del gato hidráulico	42
Imagen E.8. Construcción del sistema olio hidráulico.....	42
Imagen E.9. Acoplamiento del tanque reservorio con la bomba hidráulica	43
Imagen E.10. Motor conectado al sistema olio hidráulico.....	43
Imagen E.11. Manómetro instalado	44
Imagen E.12. Prensa Hidráulica terminada.....	44
Imagen E.13. Botonera para el accionamiento ELÉCTRICODE la prensa hidraulica.....	45
Imagen E.14. interior del panel de control ELÉCTRICODE la prensa hidraulica	45

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Características de bomba hidráulica de pistones axiales y caudal fijo del tipo K60N..	9
Tabla 2 Clasificación de bombas hidráulicas	11
Tabla E1 Valores de los coeficientes de seguridad parciales.....	20
Tabla E.2. Características técnicas de los actuadores hidráulicos.....	30
Tabla E.3. Características del motor hidráulico.....	35
Tabla E.4. Características de la manguera hidráulica.....	36
Tabla F.1. Resultados del cálculo estructural.....	46
Tabla F.2. Resultados del cálculo de la hidrotransmision.....	47
Tabla F.3. Resultados de la selección del accionamiento electrico.....	48
Tabla F.4. Características generales de la prensa hidráulica.....	48
Tabla F.5. Tabla de costos de materiales en acero.....	49
Tabla F.6. Tabla de costos de equipos Hidráulicos.....	49
Tabla F.7. Tabla de costos de equipos eléctricos.....	50

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. ELABORACIÓN DE PLANOS DE LAS RESPECTIVAS PIEZAS QUE FORMAN PARTE DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	57
ANEXO B. DIAGRAMA ELÉCTRICO UNIFILAR PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA PRENSA.....	66

SIMBOLOGÍA Y ACRÓNIMOS

HP: Caballos de fuerza

F₁: Fuerza en el émbolo menor en N

F₂: Fuerza en el émbolo mayor en N

A₁: Área del émbolo menor en m²

A₂: Área del émbolo mayor en m²

lb/plg²: Libras por pulgadas cuadradas

rpm: Revoluciones por minuto

gal/min: Galones por minutos

DC: Corriente continúa

AC: Corriente alterna

TON: Tonelada

mm: Milímetros

N/m²: Newton por milímetro cuadrados

N: Newton

m: Metro

psi: Libra por pulgada cuadrada

pul: Pulgadas

MPa: Megapascal

PENSAMIENTO

*EL FRACASO ES UNA FORMA QUE TIENE LA VIDA DE PREGUNTARTE CUANTO
DESEAS LO QUE DESEAS.*

A. TÍTULO

**“ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA
HIDRÁULICA CON UN MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE
BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTO CAMIONES DE ARRASTRE”**

B. RESUMEN

El presente proyecto se lo realizó con la finalidad de tecnificar los procesos de trabajo en pequeños talleres del cantón Catamayo, en donde se realizan operaciones de cambio de bocines en camiones de arrastre a través de prensas mecanizadas

Es por ello que, basándonos en principios de diseño mecánica y criterios de Hidráulica, se realizó el análisis estructural y construcción de una prensa hidráulica con mando eléctrico de 70 toneladas, la misma que está destinada para el cambio de bocines y a su vez para tener un mayor nivel de seguridad y eficiencia en el cambio de los pines del tracto camión en el que vamos a trabajar. En la realización del trabajo, se utilizaron materiales disponibles en el medio local con estos, se desarrollaron criterios de diseño acorde a nuestra especialidad y se elaboraron los planos correspondientes para la construcción. Finalmente se procedió a la construcción de la prensa evaluando su funcionamiento

Los resultados del trabajo han sido pertinentes para el objetivo trazado, el cual fue construir e implementar una Prensa Hidráulica de una capacidad de 70 toneladas para el mantenimiento preventivo y correctivo en las SUSPENSIÓN es de Tracto Camiones de Arrastre, pero que además puede ser utilizada para otro tipo de trabajo, como dobladora, enderezadora, para prensar pines bocines, para recoger espirales, etc. Estos beneficios los podemos obtener accionando un motor eléctrico de 10HP el mismo que trabaja con un mando eléctrico para mayor seguridad del operador y así evitar posibles accidentes.

B.1 SUMMARY

The present project was carried out with the purpose of technifying the work processes in small workshops of the Catamayo canton, where operations are carried out to change bocines in traction trucks through mechanized presses.

That is why, based on principles of mechanical design and criteria of hydraulics, the structural analysis and construction of a hydraulic press with electric control of seventy tons, the same that is intended for changing bocines and in turn for have a higher level of safety and efficiency in the change of the pins of the truck tract in which we are going to work. In the realization of the work, materials available in the local environment were used with them, design criteria according to our specialty were developed and the corresponding plans for the construction were elaborated. Finally, we proceeded to the construction of the press evaluating its operation.

The results of the work have been relevant to the objective outlined, which was to build and implement a Hydraulic Press with a capacity of seventy tons for preventive and corrective maintenance in the SUSPENSION s of Tracto Trucking Tractors, but which can also be used for another type of work, such as bending machine, straightener, to press pin bocines, to collect spirals, etc. These benefits we could obtain thanks to the direction of the electric motor of 10HP the same that works with an electrical command for greater safety of the operator and thus avoid possible accidents.

C. INTRODUCCIÓN

La hidráulica tiene sus inicios en los estudios realizados por el físico matemático Blaise Pascal, los cuales han marcado avances considerables en la perfección de la maquinaria hidráulica de manera que resulte más eficiente, versátil y a su vez mejorar los procesos de manufactura que interviene en este tipo de industria

En los últimos años la industria ha reemplazado considerablemente a las prensas mecánicas por las prensas hidráulicas, debido a los avances tecnológicos del siglo XXI, gracias a esto se ha podido reducir costos y tiempos de manufactura. El uso de prensas hidráulicas tiene ventajas muy considerables frente a las prensas mecánicas en cuanto a las capacidades de tonelaje, seguridad, costos de mantenimiento, etc. Es por esto que se ha considerado el diseño y construcción de una prensa hidráulica con mando eléctrico, destinada al cambio de bocines de la suspensión de tracto para camiones de arrastre, esto con la finalidad de mejorar los procesos de cambio de bocines de vehículos pesados como son los camiones, así mismo de generar un avance en la industria mecánica del cantón Catamayo

En el primer capítulo del presente trabajo, se abarcan temas sobre la prensa hidráulica y sus usos en la industria de la mecánica, dispositivos hidráulicos, principio de Pascal, etc., en el segundo capítulo se desarrolla la metodología que se empleó para el diseño y construcción de la prensa, en el tercer capítulo se muestra el resultado del diseño y las características del equipo ya construido, finalmente se discuten los resultados obtenidos en el presente trabajo, realizando la comparación con otras experiencias reseñadas en el primer capítulo.

Para la realización del trabajo de tesis se utilizó el siguiente protocolo de investigación, tomando en cuenta la problemática del objeto de estudio, la cual está basada en que, en la actualidad se ha detectado que en varios talleres automóbiles existe una baja implementación de maquinaria para poder desarrollar los distintos tipos de trabajos mecánicos, por lo cual limita la capacidad de aceptación de trabajos en este campo, así mismo la falta de implementación de prensas hidráulicas se limita bastante en talleres debido a su costo dando como resultado esto menor capacidad de estos talleres para realizar un buen mantenimiento automotriz, finalmente existen propietarios de talleres que poseen este tipo de máquinas por lo que el coste de estos trabajos en otros talleres es un poco alto debido a la poca existencia de estas máquinas, representando de esta manera una pérdida de tiempo y subida de costos de mantenimiento automotriz. Los objetivos de esta investigación están

básicamente basados en el diseño y construcción de una prensa hidráulica con mando eléctrico, planteándose algunas hipótesis como, que la implementación de esta máquina será muy eficiente debido a la demanda del mantenimiento a los distintos tipos de SUSPENSIÓN es de Tracto Camiones de Arrastre, el aporte que brindará esta máquina permitirá solventar la demanda del mantenimiento a las SUSPENSIÓN es y esta máquina será destinada para la solución de los distintos tipos de problemas existentes en las SUSPENSIÓN es para poder realizar su mantenimiento preventivo como correctivo en los Tracto Camiones de Arrastre específicamente en los auto tanques que laboran en Petroecuador Catamayo-Loja-Ecuador.

Para la realización del trabajo de tesis se utilizó el siguiente protocolo de investigación:

Problema de investigación

¿Será necesario implementar este tipo de prensa hidráulica en nuestro medio o entorno?

Preguntas Significativas

- ¿Qué tipos de requerimientos físicos y tecnológicos son necesarios para el uso de prensas hidráulicas?
- ¿Qué seguridad debe brindar estas máquinas para su manipulación para no ocasionar daños materiales ni pérdidas humanas?
- ¿Es factible la implementación de esta máquina en el nuestro entorno para el correcto mantenimiento de los distintos sistemas automotrices?

Objetivo general

- Diseñar, analizar estructuralmente y construir una Prensa Hidráulica con mando eléctrico para el cambio de bocines de la suspensión de Tracto Camiones de Arrastre.

Objetivos específicos

- Analizar los principios de la prensa hidráulica.
- Realizar el análisis estructural de la prensa hidráulica.
- Construir la prensa hidráulica para la capacidad deseada.
- Desarrollar el sistema eléctrico para el control del descenso del vástago del cilindro hidráulico.

D. REVISIÓN DE LA LITERATURA

D.1. Hidráulica

El término Hidráulica proviene de dos fuentes: del latín hydraulica y éste a su vez se del término griego hydraulikós que a su vez deriva de hydraulius cuyo significado en español equivale a decir tubo de agua, pues se compone de 2 palabras: hydor = agua y aulos = tubo. (Andrade y Herrera, 2009). Con la hidráulica a través de la mecánica de fluidos, se busca construir dispositivos que funcionen con líquidos que por lo general son agua o aceite, todo esto depende de las fuerzas que se interponen con la masa y a las condiciones a que esté sometido el fluido, es decir estas están relacionadas con la viscosidad. (Mirko Quispe, 2015)

D.1.1. Prensa hidráulica.

La prensa hidráulica es un mecanismo conformado por vasos comunicantes impulsados por pistones de diferentes áreas que, mediante una pequeña fuerza sobre el pistón de menor área, permite obtener una fuerza mayor en el pistón de mayor área. (Friedrich et al., 2015)

En el siglo XVII, en Francia, el matemático y filósofo Blaise Pascal comenzó una investigación referente al principio mediante el cual la presión aplicada a un líquido contenido en un recipiente se transmite con la misma intensidad en todas direcciones, gracias a este principio se pueden obtener fuerzas muy grandes utilizando otras relativamente pequeñas. Uno de los aparatos más comunes para alcanzar lo anteriormente mencionado es la prensa hidráulica, la cual está basada en el principio de Pascal. (Granados, 2009)

D.1.2. Partes de una prensa hidráulica

Una prensa hidráulica está conformada por las siguientes partes principales:

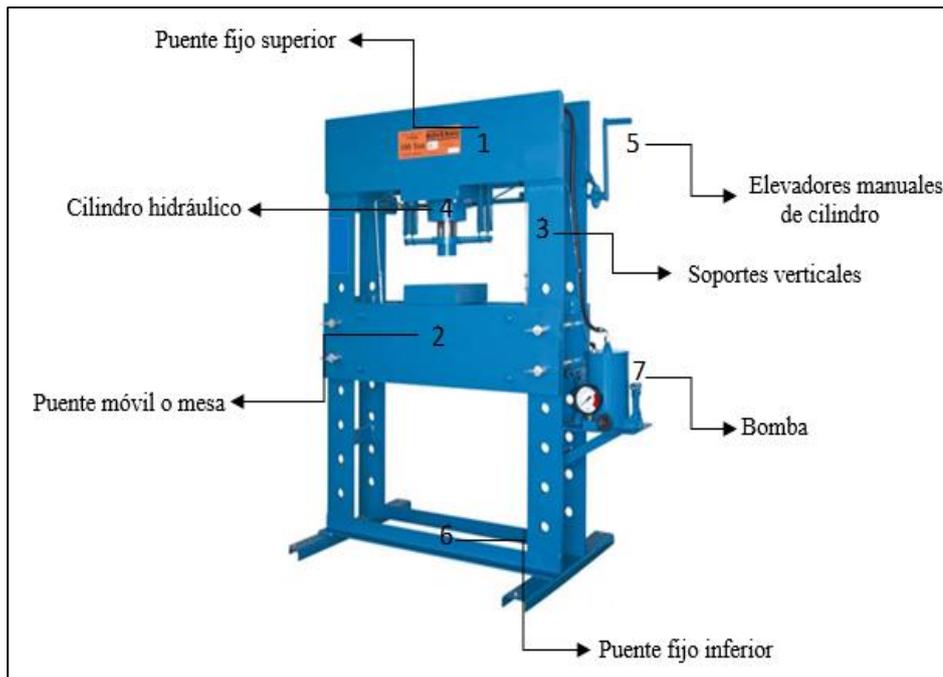


Figura 1 Partes principales de una prensa hidráulica.
Fuente: El Autor.

Como se puede observar en la figura 1 el diseño de la prensa en un marco en H el cual nos sirve y facilita la movilidad de las piezas a trabajar ya que los modelos de tipo C son más compactas y con poco espacio para el trabajo de las piezas. En el mercado actual existen un sinnúmero de presas en la cual se ha seleccionado la prensa de marco en H ya que es la más factible para el uso de la extracción de bocines de cualquier tipo de tracto camión y maquinaria pesada en general.

D.2. Leyes que rigen el funcionamiento de la prensa hidráulica.

Uno de los principales principios que rige el funcionamiento de la prensa hidráulica es el principio de Pascal, el cual indica el cambio de presión que se da en un fluido que se encuentra en reposo dentro de un recipiente el cambio se da en todas las direcciones y las fuerzas ejercidas se dan de forma perpendicular a las paredes del recipiente. (Salazar, 2013)

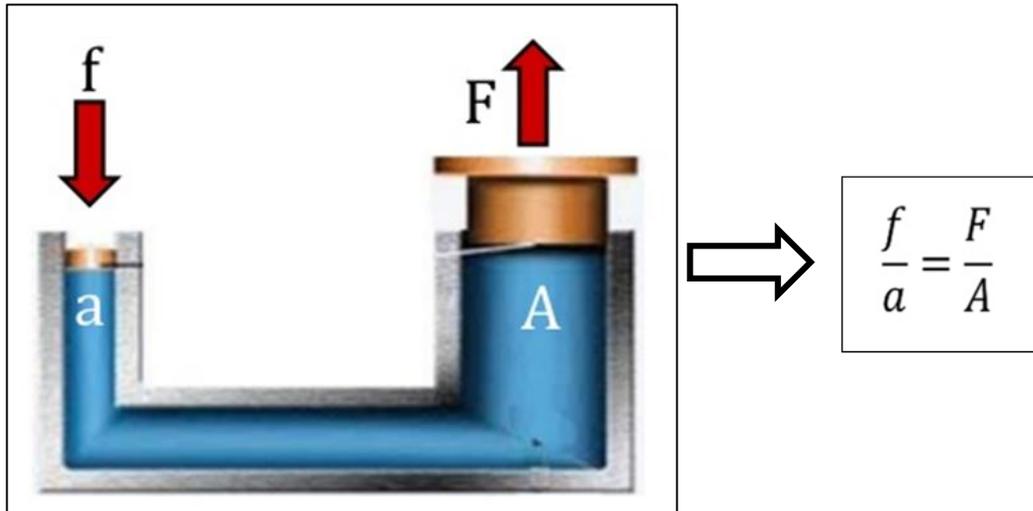


Figura 2 Descripción principio de Pascal

Fuente: Principio de Pascal (web).

Como se puede observar en la figura anterior, a mayor área mayor fuerza, esto se debe a que la presión del líquido en el sistema es la misma en cualquiera de los puntos, de esta manera fácilmente podemos permitirnos elevar grandes masas con pequeñas fuerzas de accionamiento. Es por ello con este principio diseñaremos la prensa hidráulica del presente trabajo, para el aumento de la presión usaremos una bomba hidráulica de pistones como se muestra en la siguiente figura:



Figura 3 Disposición de una bomba hidráulica de pistones axiales y caudal fijo del tipo K60N

Fuente: HAWE HIDRAULIK

La bomba de pistones axiales del tipo K60N está concebida para circuitos abiertos en sistemas hidráulicos móviles y funciona según el principio de eje oblicuo, este tipo de bomba se monta sobre todo en la toma de fuerza de las transmisiones de vehículos industriales, las propiedades, ventajas y aplicaciones que presenta esta estas bombas son:

PROPIEDADES Y VENTAJAS	ÁMBITOS DE APLICACIÓN
Reducida relación peso/potencia	Máquinas agrícolas y forestales
Número de revoluciones elevado	Grúas y equipos elevadores
Distintas versiones de eje y con brida	Bombas de hormigón en vehículos
-	Vehículos municipales

Tabla 1 Características de bomba hidráulica de pistones axiales y caudal fijo del tipo K60N

Fuente: HAWE HIDRAULIK

D.3. Cálculo de la relación de fuerzas.

Cuando se aplica una fuerza F_1 sobre el émbolo de menor área A_1 se genera una presión p_1 :

Esquema de fuerzas y áreas de una prensa hidráulica.

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

Del mismo modo en el segundo émbolo:

$$p_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

Se observa que el líquido está comunicado, luego por el principio de Pascal, la presión en los dos pistones es la misma. Por tanto, se cumple que:

$$p_1 = p_2$$

Esto es:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{y la relación de fuerzas es:} \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Luego, la fuerza resultante de la prensa hidráulica es:

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}$$

Donde podemos concluir que la fuerza resultante o F_2 se obtiene de la división del A_2 con el A_1 y la multiplicada con la F_1 , que vendría hacer la fuerza necesaria o fuerza obtenida de la prensa hidráulica para realizar su trabajo.

D.4. Dispositivos hidráulicos

Dentro de los dispositivos más importantes que forman parte de la estructura de una prensa hidráulica son las bombas, debido a que estas cumplen con la función principal que es la transformación de energías, a continuación, se describe el concepto y se realiza una clasificación de bombas hidráulicas más utilizadas en la industria mecánica

D.4.1. Bomba hidráulica

Una bomba hidráulica es una máquina generadora de energía, la cual transforma dicha energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud. (Solorzano, 2016).

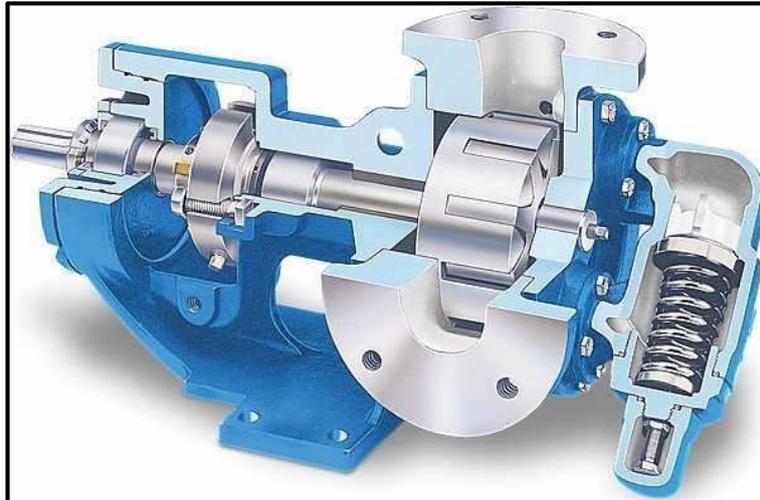


Figura 4 Bomba Hidráulica

Fuente: ROMEXSA. MX

A continuación, se presenta una pequeña clasificación de bombas hidráulicas usadas en diferentes industrias

BOMBAS	Amplitud Presión	Volumen	Amplitud Velocidad	Eficiencia Volumen	Eficiencia Total
Bomba de engrane Baja Presión	0 Lb/plg ²	5 Gal/min	500 rpm	80%	75 – 80 %
Bomba engrane 1500 Lb/plg ²	1500 Lb/plg ²	10 Gal/min	1200 rpm	80%	75 – 80 %
Bomba engrane 2000 Lb/plg ²	2000 Lb/plg ²	15 Gal/ min	1800 rpm	90%	80 - 85%
Bomba Paleta equilib. 1000 Lb/plg ²	1000 Lb/plg ²	1.1 – 55 Gal/min	1000 rpm	> 90 %	80 – 85 %
Bomba Pistón	3000 Lb/plg ²	2 – 120 Gal/min	1200–1800 rpm	90%	> 85 %
Diseño Dynex	6000 – 8000 Lb/plg ²	2.9 – 4.2 Gal/min	1200 – 2200 rpm	90%	> 85 %

Tabla 2 Clasificación de bombas hidráulicas

Fuente: Escuela Politécnica de Antioquia (Web)

D.4.1.1. Bombas de pistón.

Las bombas de pistón generalmente son consideradas como las bombas que verdaderamente tienen un alto rendimiento en las aplicaciones mecánicas de la hidráulica. Algunas bombas de engranes y de paletas funcionarán con valores de presión cercanos a los 2000 lb/plg², pero sin embargo, se les consideraran que trabajan con mucho esfuerzo. En cambio, las bombas de

pistón, en general, descansan a las 2000 lb/plg² y en muchos casos tienen capacidades de 3000 lb/plg² y con frecuencia funcionan bien con valores hasta de 5000 lb/plg². (Zubiracay, 2005)

D.4.1.1.1. Bomba de Pistón Radial.

La bomba de pistón radial, aloja los pistones deslizantes dentro de un bloque del cilindro que gira alrededor de un perno o clavija estacionaria o flecha portadora.

En las bombas de pistón radial se logra una eficiencia volumétrica alta debido a los ajustes estrechos de los pistones a los cilindros y por el cierre adecuado entre el bloque del cilindro y el perno o clavija alrededor del cual gira. (Zubiracay, 2005)

D.4.1.1.2. Bombas de Pistón Axial.

Las bombas de pistón axial son las bombas más comunes que se encuentran. Las bombas de pistón axial derivan su nombre del hecho que los pistones se mueven dentro y fuera sobre un plano paralelo al eje de la flecha impulsora. (Zubiracay, 2005)

D.4.1.1.3. Bombas de Pistón de Barril angular. (Vickers)

Las varillas del pistón van conectadas al pistón con una junta socket de bola y también el bloque del cilindro o barril va conectado a la flecha de impulsión por una junta combinada universal de velocidad constante de tipo Williams. (Zubiracay, 2005)

Las cargas para impulsión de la bomba y las cargas de empuje por la acción del bombeo van soportadas por tres cojinetes de bolas de hilera simple y un cojinete de bolas de hilera doble.

El arranque inicial de este tipo de bombas no debe intentarse hasta que su caja se haya llenado de aceite, esto se denomina "cebado". Pero la bomba no se ceba para poder bombear sino para asegurar la lubricación de los cojinetes y de las superficies de desgaste. Este diseño de bomba ha dado un excelente servicio a la industria aeronáutica. (Zubiracay, 2005)

D.4.1.1.4. Bomba de Pistón de Placa de empuje angular. (Denison)

El diseño de este tipo de bombas incorpora zapatas de pistón que se deslizan sobre la placa de empuje angular o de leva, para su arranque debe llenarse previamente de aceite. La contaminación causará raspaduras y pérdida ligera de eficiencia. La falta de lubricación causará desgaste. (Zubiracay, 2005)

D.4.1.1.5. Bomba Diseño Dynex.

La placa de empuje angular se llama placa excéntrica, dicha placa va acunada a la flecha impulsora y esta soportada por cuatro hileras de cojinetes de bolas. Las principales cargas de empuje de bombeo están a cargo de cojinetes colocados a cada lado de la placa excéntrica. Este diseño de bomba ha tenido una utilización considerable en el equipo móvil. (Zubiracay, 2005)

La compañía fabricante Dynex señala que este tipo de bomba ha mostrado una mayor compatibilidad con respecto al polvo que las bombas normales de pistón. Las bombas Dynex son indicadas como de mejor capacidad para resistir la contaminación del aceite y las ondas de presión mientras trabajan a niveles bajos de ruido y con velocidades altas. (Zubiracay, 2005)

D.4.1.2. Bombas de volumen variable.

La acción de bombeo de las bombas de volumen variable es a grandes rasgos similar a la acción de bombeo de las bombas de volumen fijo. Los volúmenes variables para bombas de engranes únicamente son utilizables si se varía la velocidad de impulsión de la bomba. El factor de escape uniforme prohíbe la eficiencia constante con velocidad variable y elimina a las bombas de engranes para uso potencial de volumen variable. (Zubiracay, 2005)

Las bombas de paletas pueden adaptarse para producir volúmenes variables, pero las restricciones de la conversión generalmente lo limitan. Una bomba de paletas de volumen variable no puede ofrecer una carga hidráulica balanceada en la caja interna de bombeo. Los volúmenes variables pueden conseguirse con bombas de paletas si se cambia la excentricidad del anillo de desgaste, en relación al rotor y las paletas. (Zubiracay, 2005)

Las bombas de pistón son las mejores adaptadas para diseños de volumen variable, y las bombas axiales de pistón generalmente son consideradas como las más eficientes de todas las bombas, y son por sí solas las mejores para cualquier condición de volumen variable. Las bombas radiales de pistón son también utilizables para producir volúmenes variables. (ESCUELA DE INGENIERIA DE ANTIOQUIA, 2009)

D.4.2. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos (también llamados motores hidráulicos lineales) son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal. (Solé, 2012), algunas características de estos se presentan a continuación:

D.4.2.1. Operación de los cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite, el cilindro hidráulico consiste básicamente en dos piezas: un cilindro barril y un pistón o émbolo móvil conectado a un vástago; el cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago, el pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago, la presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal. (Solé, 2012)

De forma general los cilindros pueden ser clasificados en dos grupos:

- De simple efecto
- De doble efecto.

D.4.3. Motores eléctricos

El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor, algunos de los motores eléctricos son reversibles, ya que pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores o dinamo, los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras o en automóviles híbridos realizan a menudo ambas tareas, si se diseñan adecuadamente. (Harper, 2005)

Son utilizados en infinidad de sectores tales como instalaciones industriales, comerciales y particulares. Su uso está generalizado en ventiladores, vibradores para teléfonos móviles, bombas, medios de transporte eléctricos, electrodomésticos, esmeriles angulares y otras herramientas eléctricas, unidades de disco, etc. Los motores eléctricos pueden ser impulsados por fuentes de corriente continua (DC), y por fuentes de corriente alterna (AC).

La corriente directa o corriente continua proviene de las baterías, los paneles solares, dínamos, fuentes de alimentación instaladas en el interior de los aparatos que operan con estos motores y con rectificadores. La corriente alterna puede tomarse para su uso en motores eléctricos bien sea directamente de la red eléctrica, alternadores de las plantas eléctricas de emergencia y otras fuentes de corriente alterna bifásica o trifásica como los inversores de potencia. (Harper, 2005)

D.4.3.1. Principio de funcionamiento

El medio de esta transformación de energía en los motores eléctricos es el campo magnético, existen diferentes tipos de motores eléctricos y cada tipo tiene distintos componentes cuya estructura determina la interacción de los flujos eléctricos y magnéticos que originan la fuerza o par de torsión del motor. (Harper, 2005)

D.4.4. Mangueras hidráulicas

Una manguera es un tubo hueco diseñado para transportar fluidos de un lugar a otro, éstas generalmente son cilíndricas y para poder unirlos se utilizan distintos tipos de racores o coples, existen diversos tipos de mangueras, las cuales se utilizan para diferentes usos, pero una de las más importantes son las mangueras hidráulicas. (Barrera, 2011)

Las mangueras hidráulicas están diseñadas y construidas bajo normas de seguridad y cumpliendo ciertos requisitos como son:

- Seguridad
- Flexibilidad
- Desempeño
- Resistencia
- Durabilidad

Con nuevas tecnologías aplicadas a los hules y plásticos hoy en día existe una gran variedad de mangueras para cubrir casi todas las aplicaciones industriales, algunos de estos tipos son:

D.4.4.1.1. Mangueras hidráulicas de mediana presión

Su construcción se basa en una trenza de acero con una cubierta delgada y flexible, lo cual facilita el ruteo de ensamblajes en los equipos. (Barrera, 2011)

D.4.4.1.2. Mangueras hidráulicas de baja presión

Diseñadas para usarse en diferentes aplicaciones con presiones de operación por debajo de los 300 PSI. (Barrera, 2011)

D.4.4.1.3. Mangueras hidráulicas de alta presión

Son llamadas mangueras de dos alambres porque generalmente tienen un refuerzo de dos trenzas de alambre de acero de alta tensión. (Barrera, 2011)

D.4.4.1.4 Mangueras hidráulicas de extrema presión

Las mangueras de extrema presión y muy alta presión se utilizan para equipos de construcción y maquinaria de servicio pesado en donde suceden altos impulsos o incrementos súbitos de presión. (Barrera, 2011)

D.5. Usos y aplicaciones de las mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas son utilizadas en diversas industrias y para diferentes usos, por ejemplo:

- Industria automotriz
- Industria agrícola
- Industria de la construcción
- Industria marina

Industria en general. (Paginas Amarillas Cantv, 2014)

D.6. Experiencias sobre la construcción de prensas hidráulicas

En la Universidad de las fuerzas Armadas ESPE, se realizó el diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica de 25 toneladas, con accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje, esto con la finalidad de mejorar la calidad del servicio de mantenimiento, reducir costos y tiempos del mantenimiento de maquinaria pesada. Para la construcción de dicha prensa se utilizó acero ASTM A36 de diferentes medidas, en lo que respecta a las pruebas de la máquina se tomaron en cuenta la medición del tiempo de salida del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas en función de la remoción de pines de cadena, así como también la medición del tiempo de salida y retorno del vástago del accesorio dl accesorio de 5.5 toneladas con diferentes cargas, como conclusión, se construyó un sistema electrohidráulico, con un accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje con una presión hidráulica de 1950 psi, así mismo se logró obtener una fuerza de empuje en el vástago de 25 toneladas. (Paredes, 2014)

La facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas de la Universidad Técnica del Norte, realiza el diseño y construcción de una compactadora para bloques nutricionales para ganado, con la finalidad de compactar bloques nutricionales para la producción animal de forma práctica y mecanizada a través de una máquina compactadora, para la construcción de la prensa se

utilizó, acero ASTM A36 de diferentes medidas, para las pruebas de eficiencia de la máquina se tomó en cuenta el funcionamiento del sistema eléctrico/control (Voltaje de operación 110V para tablero y motor, corriente de trabajo de motor 27,2 AMP, secuencia de trabajo, funcionamiento de cada uno de los botones y el funcionamiento de relé térmico) y el funcionamiento del sistema hidráulico (Verificación de fugas en baja presión, funcionamiento de electroválvulas, velocidad de salida de vástago y entrada de vástago, verificación de fugas a presión máxima de trabajo, control de nivel de aceite, manómetro de presión funcionando y presto para determinar el funcionamiento a diferentes presiones), como conclusión se obtuvo una prensa hidráulica que permite tener una fuerza constante lo que es adecuado para compactar bloques nutricionales y obtener una dureza adecuada que le da estabilidad y homogeneidad al producto. (Willington, 2014)

La carrera de Ingeniería en Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana del Ecuador con Sede en Cuenca, realizó el diseño, construcción y validación de una prensa hidráulica con sistema de control automático, con la finalidad de elaborar prótesis dentales a nivel de mecanizado, para la construcción de este tipo de prensa se utilizó acero inoxidable ASTM A36, lo que principalmente se tomó en cuenta para la eficiencia de esta máquina fue la presión y tiempo ejercida sobre las prótesis ya que esto determina la densidad y espesor de las mismas, una vez recopilados y analizados los resultados se concluyó que la prensa cumple con el propósito para la cual fue diseñada, con esto se puede decir que los elementos de los sistemas hidráulicos seleccionados, funcionan de acuerdo con las características planteadas cumpliendo así con los requerimientos establecidos. (Lituma, 2016).

E. MATERIALES Y MÉTODOS

Los materiales que se los tomaran en cuenta para la construcción debe satisfacer, los requerimientos técnicos, funcionales y económicos. Desde el punto de vista funcional, el material debe cumplir con los requisitos establecidos para la asignación de servicio expresados en términos de resistencia mecánica, estabilidad química o propiedades físicas, como pueden ser: resistencia a la flexión, tracción y esfuerzo cortante. En cambio en lo técnico, el material debe satisfacer las propiedades que están referidas a la maquinabilidad, soldabilidad, conformabilidad, fluidez. De todos los materiales se ha de seleccionar el más económico disponible en nuestro medio, cumpliendo con los requerimientos técnicos funcionales.

Para la realización de la metodología de cálculo se tiene como dato principal la fuerza que se necesita aplicar para extraer los pines y bocines de la suspensión de tracto camiones. De acuerdo con criterios de expertos, y atendiendo a la experiencia personal del autor de muchos años de trabajo en el sector de operación de equipos pesados y en especial en el campo del mantenimiento de tracto camiones de arrastre, se ha podido estimar que la fuerza con la que se puede extraer los pines y bocines de la suspensión de tracto camiones de arrastre es de 70 toneladas. Con este dato se realiza el cálculo estructural, determinando en cada caso el coeficiente de seguridad y comparando su valor con el admisible para verificar el cumplimiento de la condición de resistencia. De igual manera se procede a la selección del Actuador hidráulico y consecuentemente todo el cálculo de la hidrottransmisión, hasta determinar el motor hidráulico requerido para el accionamiento de la prensa, considerando también como dato de entrada la fuerza de 70 toneladas.

E.1. Cálculo Estructural

El principal objetivo de la tesis es diseñar y construir una prensa hidráulica que, accionada electrónicamente, sea capaz de realizar el cambio de bocines de la suspensión de trato camiones de arrastre. En este empeño la realización del cálculo estructural se convierte en la actividad de mayor transcendencia para lograr el objetivo planteado.

El cálculo estructural se refiere a aquellas partes y componentes mecánicos de la prensa que soportan esfuerzos; en todos los casos se utiliza como dato principal de entrada, la fuerza de 70 toneladas que desarrolla la prensa para ejecutar el trabajo.

Los cálculos a realizar serán:

1. Cálculo a cortante del pasador
2. Cálculo a flexión del faldón inferior
3. Cálculo a cortantes de la plancha- pistón
4. Cálculo a cortante de la soldadura: faldón superior-columna
5. Cálculo a tracción de las columnas verticales

El cálculo estructural será de verificación, considerando como dato inicial el valor de la fuerza de 70 toneladas; y, que los materiales utilizados, su forma y dimensiones, han sido predefinidos por el autor en base a la práctica profesional y las experiencias de trabajos precedentes. De modo que para cada uno de los elementos mecánicos, será calculado el coeficiente de seguridad el cual será comparado con el coeficiente de seguridad admisible. En cada caso se debe cumplir la siguiente condición:

$$n_{\text{cálculo}} \geq n_{\text{admisible}}$$

E.1.1. Determinación del coeficiente de seguridad admisible

Determinar el valor exacto para el coeficiente de seguridad es algo complicado debido a que no hay parámetros que establezcan normas claras al respecto. En nuestro caso, el coeficiente de seguridad admisible ($n_{\text{admisible}}$) será definido utilizando el método desarrollado por el profesor polaco W. Moszynski. Según Moszynski, el coeficiente admisible de seguridad puede ser determinado como el producto de una serie de coeficientes parciales, cada uno considerando una influencia determinada cuyos valores son recomendados en la tabla E1.

$$n_{\text{admisible}} = n_1 * n_2 * n_3 * n_4 * n_5$$

Dónde:

- n_1 Factor de seguridad que considera las propiedades del material. Se selecciona $n_1 = 1,1$
- n_2 Factor de seguridad que considera el rigor en el control de la calidad de las piezas fabricadas. Se selecciona $n_2 = 1,15$
- n_3 Factor de seguridad que considera el nivel de responsabilidad de las piezas. Se selecciona $n_3 = 1,2$
- n_4 Factor de seguridad que considera la inexactitud en el proceso de fabricación. Se selecciona $n_4 = 1,02$

n_5 Factor de seguridad que considera la experiencia del diseñador. Se selecciona $n_5 = 1,1$

n_1 : coeficiente por propiedades del material	
Caso	n_1
Material laminado, forjado o trefilado	1,1
Fundiciones ejecutadas muy cuidadosamente: fundición centrifugada o bajo presión	1,15
Fundiciones ejecutadas cuidadosamente y soldaduras fuertes	1,2
Fundiciones y soldaduras corrientes	1,25
Fundiciones burdas para aplicaciones de importancia secundaria	1,3
n_2 : coeficiente por rigurosidad en el control de las piezas	
Caso	n_2
Control riguroso de cada pieza por métodos directos	1,0
Control riguroso de cada pieza por métodos indirectos	1,05
Control menos riguroso de cada pieza o control estadístico de la muestra de piezas	1,1
Control de forma irregular	1,15
Falta de control	1,2
n_3 : coeficiente por responsabilidad de la pieza	
Caso	n_3
La rotura de la pieza no provoca la detención de la máquina	1,0 - 1,1
La rotura de la pieza produce la detención breve de la máquina	1,1 - 1,2
La rotura de la pieza puede dañar la máquina	1,2 - 1,3
n_4 : coeficiente por inexactitudes en las dimensiones	
Caso	n_4
Maquinado cuidadoso	1,01 - 1,02
Maquinado corriente	1,02 - 1,04
Maquinado basto	1,04 - 1,07
Superficie sin maquinado	1,07 - 1,1
n_5 : coeficiente sobre la base de experiencia del diseñador	
Caso	n_5
Todas las sobrecargas han sido incluidas en los valores de fuerza y momentos supuestos en el cálculo y son empleadas fórmulas exactas	1,0
No son incluidas todas las sobrecargas y/o las fórmulas empleadas no son exactas	Hasta 1,3

Tabla E.1 Valores de los coeficientes de seguridad parciales

En base a la selección de los coeficientes de seguridad parciales, se determina el coeficiente de seguridad admisible a tener en cuenta durante el cálculo estructural.

$$n_{\text{admisible}} = 1,1 * 1,15 * 1,2 * 1,02 * 1,1$$

$$n_{\text{admisible}} = 1,7$$

Este resultado indica que para cada uno de las partes y componentes mecánicos de la prensa que soportan esfuerzos, el coeficiente de seguridad que se determine debe ser superior a 1,7.

E.1.2. Cálculo a cortante del pasador

Los pasadores que se utilizan para sostener los extremos del faldón inferior, se constituyen en el elemento fusible de la prensa, de modo que ante cualquier sobrecarga estos deben ser los primeros en fallar sin que representen un gran peligro, y podrán ser fácilmente sustituidos sin gastos excesivos.

La fuerza máxima a considerar en cada pasador es un cuarto de la carga total; es decir: 171616,375 N

Los pasadores se fabricaron de acero AISI 1018 con una resistencia mínima de 410 MPa, y un diámetro de $2'' = 0,05$ m.

La tensión límite al cortante se considera aproximadamente la mitad del valor límite para tensiones de tracción; es decir:

$$\tau_{lim} = \frac{\sigma_{lim}}{2} \quad Ec \ E1(1)$$

$$\tau_{lim} = \frac{410}{2}$$

$$\tau_{lim} = 205 \text{ MPa}$$

El área del pasador se determina por la siguiente expresión:

$$A_{cort.} = \frac{\pi * d^2}{4} \quad Ec \ E1(2)$$

Sustituyendo:

$$A_{cort.} = \frac{\pi * 0,05^2}{4}$$

$$A_{cort.} = 1,9625 * 10^{-3} m^2$$

La tensión tangencial máxima será:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{cort.}} \quad Ec \ E1(3)$$

Sustituyendo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{171616,375}{1,9625 * 10^{-3}}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 87,4 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad con el que trabajan los pasadores será:

$$n = \frac{\tau_{lim}}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad Ec \ E1(4)$$

Sustituyendo:

$$n = \frac{205}{87,4}$$

$$n = 2,34$$

Se puede comprobar que el coeficiente de seguridad calculado es mayor que el admisible (1,7). Por lo tanto, se asegura la resistencia mecánica de los pasadores.

E.1.3. Cálculo a flexión del faldón inferior

Tanto el faldón inferior como el superior estarán sometidos a flexión. Se escoge el faldón inferior porque tiene menor rigidez, de modo que si este cumple con la condición de resistencia, también la cumpliría el faldón superior.

Mediante el programa computarizado MDSolids 3.5, se determina el diagrama de momento flector a partir del esquema de carga. A continuación, se muestra el resultado de la modelación para una carga $P = 70 \text{ ton.} = 686465,5 \text{ N}$.

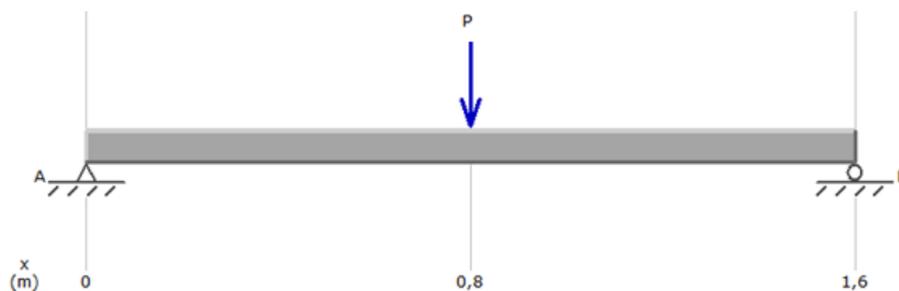


Fig. E.1. Esquema de carga del faldón inferior

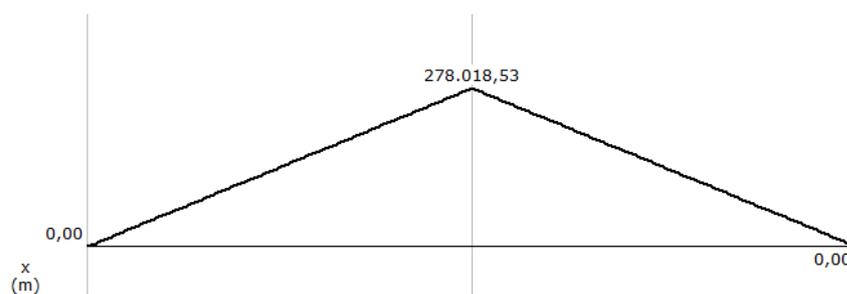


Fig. E.2. Diagrama de Momento Flector del faldón inferior

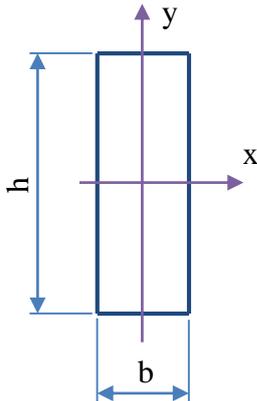
Se puede apreciar que la magnitud del momento flector máximo es de 278018,53 N.m

Luego se procede a determinar el momento de inercia de la sección transversal en la posición donde el momento flector es máximo; es decir, en el centro de la viga.

El momento de inercia del faldón se determina por la siguiente expresión:

$$I_{xFaldón} = \frac{b * h^3}{12} \quad Ec E1(5)$$

La forma de la sección transversal del faldón se muestra a continuación en el siguiente esquema.



Dónde:

$$b = 0,038 \text{ m}$$

$$h = 0,31 \text{ m}$$

Sustituyendo:

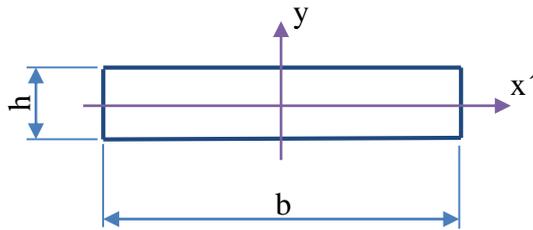
$$I_{xFaldón} = \frac{0,038 * 0,31^3}{12}$$

$$I_{xFaldón} = 9,433816 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

En la prensa la fuerza se ejerce sobre dos FALDÓN es, por lo tanto

$$I_{xFaldónTotal} = 1,886763 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

El refuerzo ubicado entre los dos FALDÓN es tiene la forma y dimensiones mostradas en el siguiente esquema.



$$b = 0,33 \text{ m}$$

$$h = 0,02 \text{ m}$$

La distancia entre ejes: del faldón (eje x), y de la placa refuerzo (eje x') es:

$$l = 0,145 \text{ m}$$

Aplicando el teorema de los ejes paralelos:

$$I_{xPlaca} = \frac{b * h^3}{12} + l^2 * A_{Placa} \quad Ec \ E1(7)$$

Sustituyendo:

$$I_{xPlaca} = \frac{0,33 * 0,02^3}{12} + 0,145^2 * 0,0066$$

$$I_{xPlaca} = 1,38985 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

El momento de inercia en la sección donde actúa el momento flector mayor será:

$$I_{xTotal} = I_{xFaldónTotal} + I_{xPlaca} \quad Ec \ E1(8)$$

$$I_{xTotal} = 3,276613 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

La tensión máxima en el faldón será:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{f_{m\acute{a}x}}}{I_{xTotal}} y_{m\acute{a}x} \quad Ec \ E1(9)$$

El valor de $y_{m\acute{a}x}$ es igual a la mitad de la altura del faldón

$$y_{m\acute{a}x} = 0,155 \text{ m}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{278018,53}{3,276613 * 10^{-4}} 0,155$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 131,5 \text{ MPa}$$

El faldón está construido a partir de una plancha laminada ASTM A-36, para el cual se conoce el límite de fluencia igual a 250 MPa

El coeficiente de seguridad para el faldón sería:

$$n = \frac{\sigma_f}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad Ec \ E1(10)$$

Sustituyendo:

$$n = \frac{\sigma_f}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{250}{131,5}$$

$$n = 1,9$$

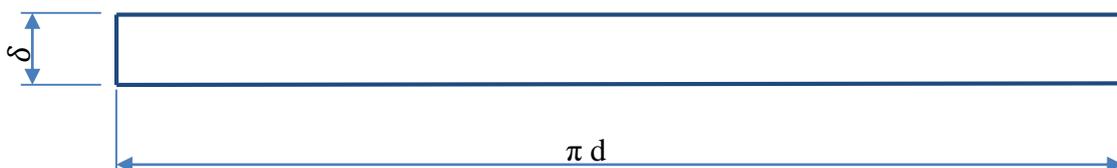
Como se puede apreciar, el coeficiente de seguridad de cálculo es mayor que el admisible (1,7), por lo que se puede asegurar que se garantiza la resistencia mecánica del faldón.

E.1.4. Cálculo a cortante de la plancha-pistón

Al colocar el actuador en la prensa, se utiliza una plancha de 0,038 m de espesor cuya función es impedir el deslizamiento del actuador al momento que se aplique la fuerza de trabajo de 70 toneladas.

La plancha posee un agujero por donde se introduce el actuador, y el cálculo a cortante se realiza considerando un diámetro igual al diámetro exterior del actuador; es decir: 0,28 m.

La forma de la sección transversal en desarrollo que será calculada a cortante, se muestra en el esquema siguiente.



En este caso el área a cortante se determina por la siguiente expresión

$$A_{cort.} = \pi * d * \delta \quad Ec \ E1(11)$$

Sustituyendo:

$$A_{cort.} = \pi * 0,28 * 0,038$$

$$A_{cort.} = 0,033 \ m^2$$

La tensión máxima a cortante será:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{cort.}} \quad Ec \ E1(12)$$

Sustituyendo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{686465,5}{0,033}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 20,8 \ MPa$$

La tensión límite a esfuerzo cortante para la plancha se toma según (Larburu, 2010), el mismo que es de $T = (0.5 \text{ o } \leq 0.8)$ y dicho valor se lo encuentra en la siguiente formula:

$$\tau_{lim} = \frac{\sigma_{lim}}{2} \quad Ec \ E1(13)$$

La plancha laminada está construida de acero ASTM A-36, para el cual su límite de fluencia es igual a 250 MPa

$$\tau_{lim} = \frac{250}{2}$$

$$\tau_{lim} = 125 \ MPa$$

El coeficiente de seguridad de cálculo será:

$$n = \frac{\tau_{lim}}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad Ec \ E1(14)$$

Sustituyendo:

$$n = \frac{125}{20,8}$$

$$n = 6$$

Se puede apreciar que el coeficiente de seguridad calculado es mayor que el admisible (1,7), de modo que se garantiza la resistencia mecánica de la plancha que soporta al actuador.

E.1.5. Cálculo a cortante de la unión soldada faldón superior-columna

Se requiere comprobar la resistencia mecánica de la unión soldada que une a cada faldón superior con la columna metálica correspondiente. En cada caso el cordón de soldadura tiene un cateto igual a 0,008 m, y una longitud total de 0,94 m; dimensiones que serán considerados en la determinación del área de cortante, misma que se determina por la siguiente expresión:

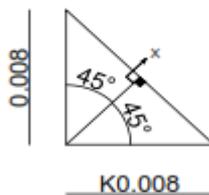
$$A_{cort.} = 0,7 * k * L \quad Ec \ E1(15)$$

Sustituyendo:

$$A_{cort.} = 0,7 * 0,008 * 0,94$$

$$A_{cort.} = 0,005264 \text{ m}^2$$

El factor de soldadura se define de la siguiente manera:



$$\text{Cos}45^\circ = \frac{x}{k}$$

$$x = (K * \text{Cos}45^\circ)$$

Para la determinación de la tensión máxima a cortante, se debe considerar que en cada unión soldada actúa una cuarta parte del valor total de la fuerza aplicada; es decir una fuerza de 171616,375 N, con lo cual el valor de la tensión tangencial máxima será:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{cort.}} \quad Ec \ E1(16)$$

Sustituyendo:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{171616,375}{0,005264}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 32,6 \text{ MPa}$$

Para obtener el valor de tensión tangencial límite, se debe considerar las propiedades del metal de aportación correspondiente al electrodo de soldadura utilizado, el cual es un

electrodo E7018 con una tensión límite de 70000 psi; es decir: 482,63 MPa. Determinando la magnitud de la tensión límite a cortante, se obtiene:

$$\tau_{lim} = \frac{\sigma_{lim}}{2} \quad Ec \ E1(17)$$

$$\tau_{lim} = \frac{482,63}{2}$$

$$\tau_{lim} = 241,3 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad de cálculo será:

$$n = \frac{\tau_{lim}}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad Ec \ E1(18)$$

Sustituyendo:

$$n = \frac{241,3}{32,6}$$

$$n = 7,4$$

El coeficiente de seguridad calculado es mayor que el admisible (1,7), por lo tanto se concluye que se garantiza la resistencia a cortante del cordón de soldadura.

E.1.6. Cálculo a tracción de las columnas verticales

Las columnas verticales estarán sometidas a tracción, cada una con una fuerza igual a la cuarta parte de la carga total, es decir: 171616,375 N.

La sección transversal tiene un espesor de 0,002 m, y en su desarrollo una longitud total de 0,94 m. El mayor peligro estará en aquellas secciones donde se ubica el agujero para el alojar los pasadores. Considerando estos elementos el área efectiva de la sección transversal se determina por la siguiente expresión:

$$A_{efectiva} = L * \delta - 2 * (d * \delta) \quad Ec \ E1(19)$$

Sustituyendo:

$$A_{efectiva} = 0,94 * 0,002 - 2 * (0,05 * 0,002)$$

$$A_{efectiva} = 0,00168 \text{ m}^2$$

La tensión máxima en cada columna, será:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{efectiva}} \quad Ec \ E1(20)$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{171616,375}{0,00168}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 102,15 \text{ MPa}$$

Las columnas se construyen de planchas laminadas de acero ASTM A-35 con un límite de fluencia de 250 MPa. De modo que el coeficiente de seguridad de cálculo será:

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad Ec \ E1(21)$$

Sustituyendo:

$$n = \frac{250}{102,15}$$

$$n = 2,44$$

Con este resultado se comprueba que se cumple la condición de resistencia; es decir, el coeficiente de seguridad calculado es mayor que el admisible (1,7).

E.2. Cálculo de la hidrotransmisión

E.2.1. Selección del actuador hidráulico

La selección del actuador hidráulico consiste en determinar el dispositivo hidráulico capaz de generar la fuerza de trabajo requerida para el funcionamiento del sistema. Esto implica establecer la presión y el caudal a la salida del actuador que logren cumplir con esta función.

Con la ayuda de tablas de los actuadores hidráulicos procedemos a seleccionar uno que proporcione los requerimientos técnicos para la construcción, utilizando como dato de entrada para la selección del actuador la capacidad de la máquina; es decir, la fuerza que debe ser capaz de desarrollar para cumplir con la función de trabajo que es el cambio de bocines de la suspensión de Tracto Camiones de Arrastre. Esta fuerza es de setenta toneladas, equivalente a 686,465 kN. Se utiliza para ello la Tabla E2.

Piston	Vástago	AREAS			Empuje Min	Empuje Max	Fuerza Diferencial	Fuerza Tracción	Caudal Salida	Caudal Diferencial	Caudal Entrada
Bore	Rod				Push Min	Push Max	Force Regen.	Force Pull	Flow Out	Flow Regen.	Flow In
Δ PISTÓN	Δ VTGO	S ₁	S ₂	S ₃	F ₁ (MIN)	F ₁ (MAX)	F ₂	F ₃	Q ₁	Q ₂	Q ₃
mm	mm	cm ²	cm ²	cm ²	kN	kN	kN	kN	l/min	l/min	l/min
25	14	4,91	1,54	3,37	0,74	7,85	2,46	5,39	2,9	0,92	2,0
	18		2,54	2,36			4,07	3,78		1,53	1,4
32	18	8,04	2,54	5,50	1,21	12,86144	4,07	8,79	4,8	1,53	3,3
	22		3,80	4,24			6,08	6,78		2,28	2,5
40	22	12,56	3,80	8,76	1,88	20,096	6,08	14,02	7,5	2,28	5,3
	28		6,15	6,41			9,85	10,25		3,69	3,8
50	28	19,63	6,15	13,47	2,94	31,4	9,85	21,55	11,8	3,69	8,1
	36		10,17	9,45			16,28	15,12		6,10	5,7
63	36	31,16	10,17	20,98	4,67	49,85064	16,28	33,57	18,7	6,10	12,6
	45		15,90	15,26			25,43	24,42		9,54	9,2
80	45	50,24	15,90	34,34	7,54	80,384	25,43	54,95	30,1	9,54	20,6
	56		24,62	25,62			39,39	41,00		14,77	15,4
100	56	78,50	24,62	53,88	11,78	125,6	39,39	86,21	47,1	14,77	32,3
	70		38,47	40,04			61,54	64,06		23,08	24,0
125	70	122,66	38,47	84,19	18,40	196,25	61,54	134,71	73,6	23,08	50,5
	90		63,59	59,07			101,74	94,51		38,15	35,4
160	90	200,96	63,59	137,38	30,14	321,536	101,74	219,80	120,6	38,15	82,4
	110		94,99	105,98			151,98	169,56		56,99	63,6
200	110	314,00	94,99	219,02	47,10	502,4	151,98	350,42	188,4	56,99	131,4
	140		153,86	160,14			246,18	256,22		92,32	96,1
250	140	490,63	153,86	336,77	73,59	785	246,18	538,82	294,4	92,32	202,1
	180		254,34	236,29			406,94	378,06		152,60	141,8
320	180	803,84	254,34	549,50	120,58	1286,144	406,94	879,20	482,3	152,60	329,7
	220		379,94	423,90			607,90	678,24		227,96	254,3

Tabla E2. Características técnicas de los actuadores hidráulicos

Como se puede apreciar, para la fuerza de empuje requerida para la realización de los trabajos de mantenimiento de tracto camiones (70 Ton= 686,465 kN), corresponde un actuador cuyo diámetro interior del cilindro es de 250 mm y un vástago de 140 mm. Las áreas de trabajo correspondientes se muestran en la figura E3 según la nomenclatura de la propia tabla.

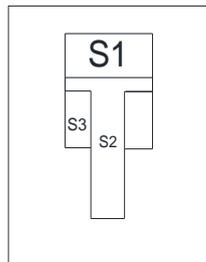


Figura E.3. Áreas de trabajo del actuador hidráulico

Donde tenemos que:

$$S_1 = 490,63 \text{ cm}^2 \quad \text{Área a la salida del actuador}$$

$$S_2 = 153,86 \text{ cm}^2 \quad \text{Área del vástago} \quad S_3 = 336,77 \text{ cm}^2 \quad \text{Área a la entrada del actuador}$$

La presión a la salida del actuador se determina por la siguiente expresión:

$$P_{SalAct} = \frac{F}{A} \quad Ec \ E2(22)$$

Sustituyendo:

$$P_{SalAct} = \frac{686465,5 \text{ N}}{0,049063 \text{ m}^2}$$

$$P_{SalAct} = 13,9 \text{ MPa}$$

El caudal a la salida y a la entrada del actuador, se obtienen de la propia Tabla E2.

Caudal a la salida del actuador:

$$Q_{SalAct} = 294,4 \text{ l/min} = 0,0049 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal a la entrada del actuador:

$$Q_{EntAct} = 202,1 \text{ l/min} = 0,0033 \text{ m}^3/\text{s}$$

E.2.2. Cálculo del motor hidráulico

El caudal a la entrada del actuador, si no existen fugas de aceite, será el mismo que habrá en la línea de presión y hasta la salida de la bomba, de acuerdo a la ley de continuidad de los fluidos. Es decir: 0,0033 m³/s.

$$Q_{EntAct} = Q_{LP} = Q_{SalBom} = 202,1 \text{ l/min} = 0,0033 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para determinar la presión a la entrada del actuador se debe considerar la presión a la salida del propio actuador y su rendimiento hidromecánico. Para actuadores volumétricos se recomienda asumir un rendimiento hidromecánico $\eta_{hm} = 0,9$. (Larburu, 2010)

La presión a la entrada del actuador será:

$$P_{EntAct} = \frac{P_{SalAct}}{\eta_{hm}} \quad Ec \ E2(23)$$

Sustituyendo:

$$P_{EntAct} = 15,4 \text{ MPa}$$

Para seleccionar el motor hidráulico, debe seleccionarse el líquido de trabajo, y luego realizar el cálculo de las pérdidas de presión en la tubería de carga.

E.2.2.1. Selección del líquido de trabajo

El líquido de trabajo seleccionado, considerando la disponibilidad en nuestro medio y sus excelentes propiedades, es el aceite hidráulico ISO 32. Es un aceite mineral cuyas propiedades principales a 40 °C son:

Viscosidad cinemática; $\nu = 32 \text{ cSt} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Densidad; $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$

Peso específico; $\gamma = 8526 \text{ N/m}^3$

Viscosidad dinámica; $\mu = 0,02784 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 27,84 \text{ cP}$

Punto de inflamación = 210 °C

Punto de escurrimiento = - 27 °C

Cantidad de Zinc = ± 300

Otras propiedades importantes del aceite mineral ISO 32 que determinaron su selección, son:

- ✓ Estabilidad a la hidrólisis
- ✓ No emulsionante
- ✓ Antiespumante
- ✓ No detergencia
- ✓ Buen comportamiento al desgaste
- ✓ Resistente a la oxidación
- ✓ Aditivos anticorrosivos
- ✓ Excelente filtrabilidad

E.2.2.2. Cálculo de las pérdidas de presión

Para determinar la presión a la salida de la bomba siguiendo el orden de cálculo planteado hasta el momento, se deben calcular las pérdidas de presión en la tubería.

Se conoce que la tubería de presión de ¾" está compuesta por dos tramos, un tramo de manguera flexible de 0,75 m de longitud y otro tramo de tubería metálica de 3,30 m de longitud en la cual existen 4 codos de 90°. A un extremo de la manguera flexible se ubica una te cuyo otro extremo conecta con la tubería metálica y la otra salida con una derivación hacia el manómetro. El otro extremo de la manguera flexible conecta mediante un codo de 90° a un

distribuidor que direcciona el flujo. En resumen, se deben considerar las pérdidas primarias a todo largo de la tubería de presión, y las pérdidas secundarias en codos y accesorios. Se utilizará la siguiente expresión:

$$\Delta P_{LP} = K \cdot Q^m \quad Ec \ E2(24)$$

Dónde:

ΔP_{LP} Pérdida de presión en la tubería de presión

K Coeficiente que considera propiedades del líquido de trabajo, así como dimensiones y pérdidas en la tubería de presión

Q Caudal en la tubería de presión

m Régimen de flujo

El área de la tubería será:

$$A_t = \frac{\pi * d_t^2}{4} \quad Ec \ E2(25)$$

Sustituyendo:

$$A_t = \frac{\pi * 0,01905^2}{4}$$

$$A_t = 0,0002848 \text{ m}^2$$

La velocidad del líquido en la tubería de presión será:

$$v_t = \frac{Q_{LP}}{A_t} \quad Ec \ E2(26)$$

Sustituyendo:

$$v_t = \frac{0,0033}{0,0002848}$$

$$v_t = 11,6 \text{ m/s}$$

Determinación del número de Reynolds:

$$R_e = \frac{v_t * d_t}{\nu} \quad Ec \ E2(27)$$

Sustituyendo:

$$R_e = \frac{10,53 * 0,01905}{3,2 * 10^{-5}}$$

$$R_e = 6268,64$$

Como se puede apreciar el valor del número de Reynolds (superior a 4000), ubica el flujo en la categoría de régimen turbulento, para el cual $m = 2$ (Reynolds, 2018).

Cálculo del coeficiente K :

$$K = \frac{128 * \mu * l_c}{\pi * d_t^4 * g * \rho} \quad Ec \ E2(28)$$

La longitud de cálculo se considera igual a la suma de la longitud total de la tubería, más la longitud equivalente total (igual a la suma de las longitudes equivalentes a cada accesorio).

El largo total de la tubería de presión es de 4,05 m. Las longitudes equivalentes correspondientes a cada accesorio serán:

$$\text{Codo } 90^0 = 0,6 \text{ m}$$

Par un total de 5 codos:

$$l_{eq. \text{ Codos}} = 5 * 0,6 \text{ m} = 3 \text{ m}$$

$$T_e = 1,3 \text{ m}$$

Resumiendo:

$$l_c = L_t + \sum l_{eq} \quad Ec \ E2(29)$$

Sustituyendo:

$$l_c = 4,05 + (3 + 1,3)$$

$$l_c = 8,35 \text{ m}$$

Calculando el coeficiente K :

$$K = \frac{128 * 0,02784 * 8,35}{\pi * 0,01905^4 * 9,81 * 870}$$

$$K = 8430,78 \text{ s/m}^2$$

Las pérdidas de presión en la tubería serán:

$$\Delta P_{LP} = 8430,78 * 0,0033^2$$

$$\Delta P_{LP} = 0,091811 \text{ m}$$

Convirtiendo la pérdida de presión a MPa:

$$\Delta P_{LP} = 0,091811 \text{ m} * 8526 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P_{LP} = 0,000782 \text{ MPa}$$

E.2.2.3. Selección del motor hidráulico

Conocidas las pérdidas de presión en la tubería, se determina la presión a la salida de la bomba, valor requerido para conocer la potencia del accionamiento.

$$P_{SalBom} = \Delta P_{LP} + P_{EntAct}$$

$$P_{SalBom} = 0,000782 + 15,4$$

$$P_{SalBom} = 15,400782 \text{ MPa}$$

Con el valor de presión calculada a la salida de la bomba, se selecciona un motor hidráulico que sea capaz de satisfacer este valor de presión o superior. Considerando la disponibilidad en el mercado y los costos, se seleccionó el siguiente motor hidráulico.

Tabla E.3 Características del motor hidráulico

MARCA	CAUDAL (GPM)	VELOCIDAD DE TRABAJO	PRESION NOMINAL	PRESION MAXIMA
GEMMA	16.65	1200–1800 RPM	3000 Psi (20,68 MPa)	6000 Psi (41,378 MPa)

El motor hidráulico seleccionado, es un motor de pistones marca GEMMA la misma que cumple con todas las condiciones que se requiere para realizar el trabajo y con todos los parámetros que se ha realizado en el cálculo, y que demuestra buena eficacia.

E.2.3. Selección de accesorios de la hidrotransmisión

E.2.3.1. Selección de la manguera para el circuito hidráulico

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

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

Para el circuito de la prensa hidráulica, de acuerdo con el motor hidráulico seleccionado que es uno de pistones GEMMA 16.65 GPM, CW, DER, 6500 psi, y el actuador hidráulico de doble efecto, se seleccionó una manguera con las siguientes características técnicas.

Tabla E.4. Características de la manguera hidráulica

INTERIOR DE LA MANGUERA (mm)	TIPO DE MANGUERA	LONGITUD DE LA MANGUERA (m)	EXTREMOS DE LA MANGUERA	No. DE ORDEN
17.5 – 19,05	Goma con alambre trenzado	1.8	Macho NPTF de 3/4	9756

Se ofrece en dos tamaños: 17,5 y 19,05 mm de diámetro interior. Es una manguera de 2 capas, reforzada con dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión la misma que soporta 5000 psi (34,4 MPa) en su presión mínima y en su máxima de hasta 6500 psi (44,8 MPa). La cubierta de goma es resistente al aceite y a la intemperie. Todas tienen accesorios NPTF de 3/4” en ambos extremos. Estas mangueras han sido aprobadas por MSHA.

E.2.3.2. Cálculo del depósito de aceite

Para el correcto funcionamiento del sistema hidráulico debemos tener en cuenta que una parte muy importante es el depósito del aceite, ya que se debe tener una buena reserva de aceite para el suministro y retorno del mismo para no tener inconvenientes en el funcionamiento de la máquina.

Considerando el volumen del actuador hidráulico procedemos a calcular un recipiente rectangular para el almacenamiento. El área de trabajo del actuador es $490,63 \text{ cm}^2$ y la longitud es de $53,77 \text{ cm}$, dando un volumen de $26381,17 \text{ cm}^3$, equivalente a $6,97$ galones. Para el correcto funcionamiento del sistema se debe triplicar este volumen a fin de no tener inconvenientes durante el trabajo de la prensa.

Volumen del aceite que tendrá el sistema:

$$Vlq = Vac * 3 \quad Ec \ E2(30)$$

$$Vlq = 26381,17 * 3$$

$$Vlq = 79143,51 \text{ cm}^3$$

Para la construcción del depósito tomamos en consideración un factor de seguridad que es de 1.5

$$Vt = Vlq * 1.5 \quad Ec \ E2(31)$$

$$Vt = 79143,51 * 1.5$$

$$Vt = 118715.26 \text{ cm}^3$$

Con este valor el depósito queda de:

$$A=70 \text{ cm}$$

$$B=35 \text{ cm}$$

$$C=50 \text{ cm}$$

$$V = a * b * c \quad Ec \ E2(32)$$

$$V = 70 * 35 * 50$$

$$V = 122500 \text{ cm}^3$$

E.2.3.3. Selección del distribuidor hidráulico

El distribuidor hidráulico se lo selecciona dada la necesidad de direccionar el flujo en los procesos de trabajo de la prensa. Para ello se selecciona un distribuidor de 3 posiciones y cuatro vías, el cual se muestra en la siguiente imagen.



Imagen E. 1. Distribuidor hidráulico 4/3

El distribuidor en sus posiciones extremas direcciona el flujo en función de las necesidades de trabajo: una de las direcciones hace que el vástago salga del actuador hidráulico, y en la otra posición lo regresa. La posición central obliga al líquido de trabajo a recircular sin llegar a la tubería de presión. La presión nominal es de 320 bar (32 MPa).

E.2.3. Proceso de fabricación

Con todos los cálculos desarrollados y verificado cuidadosamente cada parámetro, se procede a detallar la lista de los materiales que serán utilizados en la construcción de la prensa; los cuales son accesibles en el mercado local y nacional, con costos accesibles:

- ❖ Planchas de acero A 36 de 20 y 38 mm.
- ❖ Eje de transmisión AISI 1018 de 2" (50,8 mm).
- ❖ Electrodo de soldar E7018 de 1/8" y 5/32"
- ❖ Aceite hidráulico ISO 32
- ❖ Actuador hidráulico GHD 250 DT (diámetro nominal 250 mm; y, longitud nominal 570,7 mm), de diámetro exterior de 228 mm y una carrera máxima de 1000 mm.
- ❖ Motor hidráulico de pistones marca GEMMA de 3000 psi (20,68 MPa).
- ❖ Cañerías hidráulicas de 3/4" que soporten una presión máxima de 6500 psi.
- ❖ Depósito de aceite de 122500 cm³; (70x35x50) cm.
- ❖ Motor monofásico de 220 V con una potencia de 10HP.

- ❖ Mando hidráulico de dos bobinas eléctricas para el descenso y ascenso del vástago de 320 bar (32 MPa).
- ❖ Tablero de control eléctrico para la activación de la maquina como es: el encendido, apagado, activación del mando eléctrico y un paro de emergencia.

Los equipos requeridos para la construcción se la prensa son los siguientes:

1. Pantógrafo para corte recto
2. Torno
3. Equipo oxicorte
4. Taladro radial
5. Equipo para soldadura eléctrica
6. Pulidoras

A continuación, se presenta un diagrama con las etapas del proceso de construcción de la prensa.

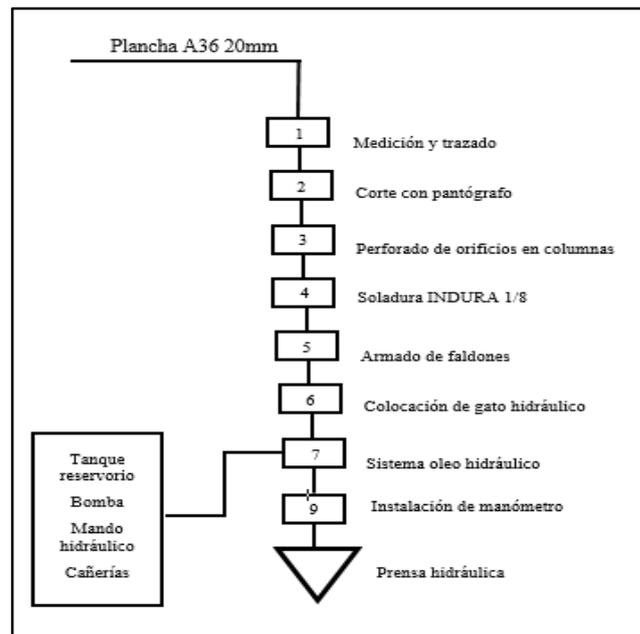


Figura E.4. Proceso técnico de la construcción de la prensa hidráulica

Fuente: Autor

E.2.3.1. Construcción de la prensa hidráulica

Una vez que hemos desarrollado los cálculos de los materiales, realizamos la medición y trazado del diseño de la prensa que es de tipo H, de estética propia del autor conjuntamente con los planos, con todo esto procedemos con la construcción de la prensa hidráulica.

Medición y trazado de las medidas en una plancha de acero A36 de 20 mm de espesor



Imagen E.2. Medición y trazado de medidas en plancha de acero A36 de 20 mm de espesor

Fuente: Autor

Corte las piezas con la ayuda de un pantógrafo en corte recto con el oxicorte



Imagen E.3. Corte de piezas con el pantógrafo

Fuente: Autor

Con un taladro radial (cortesía de la Empresa Malca), se procedió a realizar orificios de 53 mm de diámetro en las caras de las columnas para los ejes de transmisión para soporte de la contrapresión del gato hidráulico, contra el faldón inferior



Imagen E.4. Elaboración de orificios de columnas

Fuente: Autor

Continuamos con el armado de las columnas, en cada columna existen 4 tapas dos perforadas y dos sólidas para la unión se utilizó una soldadora marca INDURA de arco eléctrico, y electrodos E7018 – AR de 1/8” en su primer cordón y el segundo cordón con electrodos E7018 – AR 5/32”, seguidamente se comienza a armar el faldón superior con la finalidad de unirlo con las columnas.



Imagen E.5. Armado de columnas y faldón superior

Fuente: Autor

Una vez formada la estructura de la prensa hidráulica, las columnas y el faldón superior, procedemos a armar el faldón inferior (largo 1,62 m y un alto 31 cm, con un terminado de 20 cm en sus dos extremos) siendo este regulable en la altura que sea necesaria, cabe recalcar que la prensa es de tipo H, de esta manera se facilita el movimiento de las piezas y para la facilidad de su trabajo



Imagen E.6. Construcción del faldón inferior

Fuente: Autor

Se procede a colocar el gato hidráulico en el faldón superior en su parte central, el mismo que va emperrado con 6 pernos de 7/8”



Imagen E.7. Colocación del gato hidráulico

Fuente: Autor

Una vez culminado el ensamblado de las piezas sólidas, se procede a construir el sistema oleo hidráulico, el mismo que está compuesto por: tanque reservorio (filtro para aceite), bomba, motor, mando hidráulico y cañerías, cabe recalcar que las cañerías para la estructura sólida de la prensa son de 1 pulgada metálica que soportan una presión de 8000 psi, mientras que las cañerías de acoplamiento con el mando hidráulico con cañerías sólidas, son manguera con revestimiento de alambre que soportan una presión de 5000 psi (34,4 MPa) y picos de 6500 psi (44,8 MPa) en su punto máximo.



Imagen E.8. Construcción del sistema oleo hidráulico

Fuente: Autor

Para el acoplamiento del tanque con la bomba de pistones se lo realizo con manguera de caucho con revestimiento de alambre con una medida de 1 pulgada, la misma que soporta una presión de 3500 psi, la bomba entrega una presión nominal de 3000 psi (20,68 MPa) a 1800 rpm, esta va ubicada bajo tanque que quiere decir que el fluido hidráulico lo recibirá por gravedad.



Imagen E.9. Acoplamiento del tanque reservorio con la bomba hidráulica

Fuente: Autor

El motor que se usó para generar la presión es un motor eléctrico monofásico de 10 hp con un voltaje de 220 voltios a 1730 rpm, en marca WEG, este se encuentra directamente conectado al tablero de mando, en el cual se manejará el encendido y apagado desde una botonera eléctrica, en el que también encontramos un botón de emergencia, el suministro de energía para el tablero de mando, esta alimentado directamente a la caja de voltaje del taller con un cable #0,6 y #0,8 desde los breker de los contactores de la caja de suministro de energía hacia el motor.



Imagen E.10. Motor conectado al sistema olio hidráulico

Fuente: Autor

Finalmente, por seguridad se instaló un manómetro, con la finalidad de controlar la presión para el descenso del vástago.



Imagen E.11. Manómetro instalado

Fuente: Autor



Imagen E.12. Prensa Hidráulica terminada

Fuente: Autor

E.2.4. Mando eléctrico

El mando eléctrico lo conforma el motor eléctrico y todos los accesorios del tablero de control que garantizan el accionamiento de la prensa.

En la imagen 13 se muestra la parte frontal del tablero de control, con toda la botonera que posibilita el accionamiento de la prensa.



Imagen E.13. Botonera para el accionamiento eléctrico de la prensa hidráulica

Fuente: Autor

Las conexiones internas del panel control se muestran en la siguiente imagen. El diagrama de control se lo expresa en el anexo B.



Imagen E.14. Interior del panel de control eléctrico de la prensa hidráulica

Fuente: Autor

En el anexo B, se muestra el diagrama eléctrico unifilar para el accionamiento de la prensa.

El motor eléctrico seleccionado es un motor eléctrico bifásico marca WEB de 220V y 60 Hz, con una potencia de 10HP, con una capacidad de 50 amp en plena carga, dicho motor está conectado con un conductor número 06 mm conformado con 7x1.55 hilos por diámetro el mismo que tiene una capacidad de corriente de 65 amp, siendo accionado el motor desde el panel de control antes mencionado, estos materiales son accesible en el medio.

F. RESULTADOS

F.1 Resultados del cálculo de la prensa hidráulica

En este capítulo se presentan los resultados de cada uno de los pasos ejecutados para el cálculo y diseño de los elementos de la máquina con las mejores condiciones de trabajo. Se parte, de la fuerza que se necesita para realizar los distintos trabajos que es de 70 toneladas, seleccionando así los elementos para la operación de la prensa hidráulica.

El sistema de mando, como se indicó anteriormente será eléctrico, Mediante el accionamiento de este se transforma la energía eléctrica en energía de fluido, transmitiendo presión desde el motor hidráulico al actuador hidráulico, el cual transforma la energía del fluido en trabajo mecánico.

Llevando todo a cabo con los debidos procedimientos, se logró la construcción de la prensa para poder brindar más facilidades en el campo del mantenimiento de tracto camiones, lo cual facilita y acelera estos trabajos debido a que no existía esta máquina en nuestro medio.

F.1.1. Resultados del cálculo estructural

Desarrollando todo el procedimiento de cálculos estructurales, y tomando como referencia el coeficiente de seguridad admisible seleccionado bajo un riguroso análisis, cuyo valor fue de 1,7; se presentan los siguientes resultados en la tabla F.1. En todos los casos la fuerza aplicada sobre los elementos fue de 70 toneladas.

Tabla F.1 Resultados del cálculo estructural

ELEMENTO DE CÁLCULO ESTRUCTURAL	COEFICIENTE DE SEGURIDAD CALCULADO	COEFICIENTE DE SEGURIDAD ADMISIBLE
CÁLCULO A CORTANTE DEL PASADOR	2,34	1,7
CÁLCULO A FLEXIÓN DEL FALDÓN INFERIOR	1,9	
CÁLCULO A CORTANTE DE LA PLANCHA-PISTÓN	6	
CÁLCULO A CORTANTE DE LA UNIÓN SOLDADA FALDÓN SUPERIOR-COLUMNA	7,4	
CÁLCULO A TRACCIÓN DE LAS COLUMNAS VERTICALES	2,44	

En todos los casos el coeficiente de seguridad calculado resultó superior al coeficiente de seguridad admisible, lo cual significa que la selección tanto de los materiales empleados, como de las dimensiones utilizadas para la construcción de la prensa fueron correctas.

F.1.2. Resultados del cálculo de la hidrotransmisión

Se realizó la selección del actuador hidráulico en base a la fuerza de 70 toneladas que debe entregar la prensa. De igual forma se obtuvieron los demás parámetros de cálculo de la hidrotransmisión.

Tabla F.2 Resultados del cálculo de la hidrotransmisión

ELEMENTO DE CÁLCULO DE LA HIDROTRANSMISIÓN	CARACTERÍSTICAS
ACTUADOR HIDRÁULICO	Modelo GHD 250 DT (diámetro nominal 250 mm; y, longitud nominal 570,7 mm), de diámetro exterior de 228 mm y una carrera máxima de 1000 mm
MOTOR HIDRÁULICO	Modelo GEMMA de 3000 psi (20,68 MPa)
LÍQUIDO HIDRÁULICO	Aceite mineral ISO 32
TUBERÍA DE PRESIÓN	Cañerías hidráulicas de ¾" que soporten una presión máxima de 6500 psi
RECIPIENTE DE TRABAJO	Depósito de aceite de 122500 cm ³ ; (70x35x50) cm
DISTRIBUIDOR HIDRÁULICO	Mando hidráulico de tres posiciones y cuatro vías, compuesto de dos bobinas eléctricas para el descenso y ascenso del vástago de 320 bar (32 MPa).

F.1.3. Resultados de la selección de accionamiento eléctrico

Se realizó la selección de los elementos del accionamiento eléctrico para asegurar el mando eléctrico que es parte de los objetivos del trabajo. En la tabla F.3 se muestran las características principales del accionamiento.

Tabla F.3 Resultados de la selección del accionamiento eléctrico

ELEMENTO DEL ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO	CARACTERÍSTICAS
MOTOR ELÉCTRICO	Motor monofásico marca WEB, de 220 V, 60 Hz, 10 HP, 1730 rpm, IP55
TABLERO DE CONTROL	Botonera para encendido, apagado, paro de emergencia y accionamiento de la electroválvula, con indicador de funcionamiento y falla. Incluye protecciones

Al finalizar el trabajo se obtuvo una prensa hidráulica con las siguientes características:

Tabla F.4. Características generales de la prensa hidráulica

CARACTERÍSTICAS PRENSA HIDRÁULICA	
Capacidad de trabajo (Fuerza de empuje)	70 TON
Alto	1,91 metros
Ancho	1,79 metros
Potencia del motor eléctrico	10 HP
Motor	Monofásico WEG
Voltaje	220 Volteos
Tipo de mando	Controles eléctricos
Tipo de bomba	De pistones, bajo tanque de 1800 rpm
Tipo de material principal	Acero A36 de 20-38 mm de espesor
Faldón inferior	Movible en altura
Control de presión	Manómetro

F.2 Valoración económica

El análisis del efecto económico del presente trabajo está enfocado hacia los beneficios que pueda reportar la implementación de la prensa hidráulica en el Taller Mecánico Arias, para

dar el mantenimiento a la flota de tracto camiones existentes en el cantón Catamayo, y parte de la provincia de Loja.

Un aspecto importante a tomarse en cuenta es que en nuestra ciudad no existe este tipo de maquinaria, por lo tanto, el empleo de nuestra maquina tendría un mayor campo de aplicación y brindara un mejor servicio y agilidad a los trabajos de mantenimiento de tracto camiones.

Para valorar los trabajos realizados y estimar el costo de la prensa hidráulica, se elaboran las tablas de gastos de materiales.

Tabla F.5. Tabla de costos de materiales en acero

CANT	MATERIALES	VALOR
01	Plancha de acero A36 de 20mm	456
01	Plancha de acero A36 de 38mm	867
01	Plancha de acero A36 de 4mm	89
01	Metro de eje de transmisión de 2"	28
05	Fundas de suelda INDURA 70178	100
02	Oxigeno	50
VALOR TOTAL		1590

Tabla F.6. Tabla de costos de equipos hidráulicos

CANT	MATERIAL	VALOR
01	Motor hidráulico	720
01	Actuador hidráulico	600
01	Mando eléctrico hidráulico	300
01	Mangueras y acoples	400
01	Base y filtro hidráulico	100
VALOR TOTAL		2120

Tabla F.7.

Tabla de costos de equipos eléctricos

CANT	MATERIAL	VALOR
30	Metros de cable 06	55.50
08	Metros de cable 08	8.80
20	Metros de cable 12	10
01	Tablero de control eléctrico	500
01	Motor monofásico 220V de 10 HP	750
VALOR TOTAL		1324.30

El total de gastos en los materiales (resumen de las tablas F.5, F.6 y F.7), es de **\$5034.30 dólares.**

Los costos económicos de estos elementos son los más actuales y se encuentran disponibles en los lugares especializados a la comercialización de diversos tipos de aceros y de materiales hidráulicos.

Desde el punto de vista del mantenimiento de tracto camiones, si no existiera este tipo de máquina en nuestro medio, los gastos para los propietarios de maquinaria pesada serían considerables (alrededor de \$220), entre ellos tenemos:

- Costo de montaje y desmontaje: \$80
- Costo de transporte: \$20
- Costo de mantenimiento o cambio de las piezas: \$120

El costo de utilización de la prensa en el Taller Arias con la prensa diseñada y construida es de \$160, por lo que hay un ahorro para la sociedad del 35%.

La recuperación de la inversión se la estima en 11 meses, teniendo en cuenta que se necesitaría un mínimo de 32 operaciones de mantenimiento de trato camiones para recuperar la inversión, y que al mes se realizan en el Taller Arias un promedio de 3 operaciones con la prensa, cada una con un valor de \$160. A lo anterior habría que agregar que la prensa se destina también para otros usos que generan ingresos al Taller Arias, por lo que en la práctica la inversión se va a recuperar en menos tiempo.

F.3. Impacto social

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

Para nuestro caso específicamente se propone una máquina para dar el mantenimiento al sistema de suspensión de tracto camiones de arrastre, con lo que se pretende lograr mantener en constante funcionamiento la flota de camiones en el Cantón y la Provincial de Loja.

F.4 Impacto ambiental

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

También cabe destacar que el taller donde será ubicada la maquina es apartado del centro de la ciudad y a sus alrededores existe muy poca población establecida por lo que no afecta a los ciudadanos que se encuentren cerca al taller.

G. DISCUSIÓN

Esta investigación tuvo como propósito construir e implementar una Prensa Hidráulica con una capacidad de 70 toneladas para el mantenimiento preventivo y correctivo en la SUSPENSIÓN de Tracto Camiones de Arrastre, objetivo que fue cumplido al lograrse la construcción integral de la prensa hidráulica con mando eléctrico para el cambio de bocines de la suspensión de Tracto Camiones de Arrastre.

Para el cumplimiento del objetivo general de la investigación, fue necesario el cumplimiento de los objetivos específicos; es decir, se realizó el análisis de los principios de la prensa hidráulica profundizándose en todos los aspectos que se relacionan con la teoría y práctica de los sistemas oleohidráulicos, en la revisión de la literatura se ofrece un resumen de los aspectos analizados. De igual forma se desarrolló un riguroso análisis estructural de las partes componentes de la prensa, concluyéndose que se cumple la condición de resistencia en cada elemento estructural que la compone. Finalmente se construyó la prensa hidráulica con la capacidad deseada (70 toneladas), incorporándose el sistema eléctrico para el control del descenso del vástago del cilindro hidráulico.

Cabe destacar que la prensa hidráulica ya está en funcionamiento durante dos años dando el servicio requerido y necesario para el fin que fue construida, la cual no presenta ningún percance tanto mecánico, eléctrico y estructural cumpliendo con todos los objetivos de trabajo desarrollados e investigados.

H. CONCLUSIONES

Con los resultados obtenidos de este trabajo se concluye lo siguiente:

1. Se realizó el diseño, análisis estructural y construcción de una prensa hidráulica de mando eléctrico, para el cambio de bocines de la suspensión de tracto de camiones de arrastre, con una presión hidráulica nominal de 3000 psi (20,68 MPa) en el motor hidráulico, con lo cual se obtuvo resultados satisfactorios cumpliendo con el objetivo general planteado al inicio del trabajo
2. Se analizaron los principios de la prensa hidráulica, lo cual contribuyó a un mejor diseño de nuestra prensa. El diseño construido se ajusta correctamente para el trabajo, verificando que todos los cálculos estructurales realizados en cada uno de sus elementos cumplen con la condición de resistencia.
3. Se realizó el proceso constructivo de la prensa hidráulica para la capacidad deseada de 70 toneladas y se realizaron las pruebas de funcionamiento de forma óptima durante el cambio de bocines de la suspensión de tracto de camiones de arrastre.
4. El sistema eléctrico desarrollado garantiza el control del descenso del vástago del cilindro hidráulico.

I. RECOMENDACIONES

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

1. Utilizar los resultados del trabajo para la fabricación de otras prensas hidráulicas que puedan utilizarse para el cambio de pines y bujes de tractores.
2. Durante la fabricación del equipo, verificar que se cumplan las especificaciones y parámetros establecidos en el trabajo referidos a: material seleccionado, proceso de elaboración mecánica y soldadura, etc.
3. Aplicar pintura anticorrosiva en las partes exteriores de la prensa para minimizar los efectos de la corrosión.
4. Planificar un ciclo de mantenimiento que garantice la detección de cualquier desajuste u otro fallo posible, de modo que se garantice un óptimo funcionamiento del equipo en el tiempo.

J. BIBLIOGRAFÍA

- Barrera, J. (2011). *Mangueras Hidráulicas*. Obtenido de QuimiNet:
<https://www.quiminet.com/articulos/todo-sobre-las-mangueras-hidraulicas-2641887.htm>
- ESCUELA DE INGENIERIA DE ANTIOQUIA. (09 de 12 de 2009). *fluidos.eia.edu.co*.
Obtenido de <http://fluidos.eia.edu.co/>
- Harper, G. E. (2005). *El libro práctico de los generadores, transformadores y motores eléctricos*. Limusa .
- Larburu, N. (2010). *Prontuario de Maquinas Herramientas*. Madrid.
- Lituma, A. I. (2016). Diseño, construcción y validación de una prensa hidráulica con sistema de control automático para elaborar prótesis dentales. BS thesis.
- Paginas Amarillas Cantv. (02 de 04 de 2014). *www.pac.com.ve*. Obtenido de
<http://www.pac.com.ve/contenido/industria/mangueras-hidraulicas-y-sus-tipos/11070/87>
- Paredes, C. I. (2014). Diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica de 25 toneladas, con accesorio paa remoción de pines de cadena de tren de rodaje; para la emoresa Proyectos Mecánicos KBM El Rastro (Bachelor's thesis, Universidad de las Fuerzas Armadas) .
- Reynolds, N. d. (10 de 10 de 2018). Obtenido de — https://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds
- Solé, A. C. (2012). *Neumática e Hidráulica* .
- Willington, B. O. (2014). Compactadora de bloques tradicionales para ganado, con una producción de 150 Kg/g en bloques de 20x20x15 cm (Bachelor's thesis) .

Zubiracay, M. V. (2005). *Clasificación de bombas hidráulicas*. Limusa .

WEBGRAFIA

<https://es.wikipedia.org/wiki/Hidr%C3%A1ulica>

https://es.wikipedia.org/wiki/Prensa_hidr%C3%A1ulica

https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica

[http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/máquinas
hidraulicas/clasificacionbombashidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html](http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/máquinas_hidraulicas/clasificacionbombashidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html)

https://es.wikipedia.org/wiki/Cilindro_hidr%C3%A1ulico

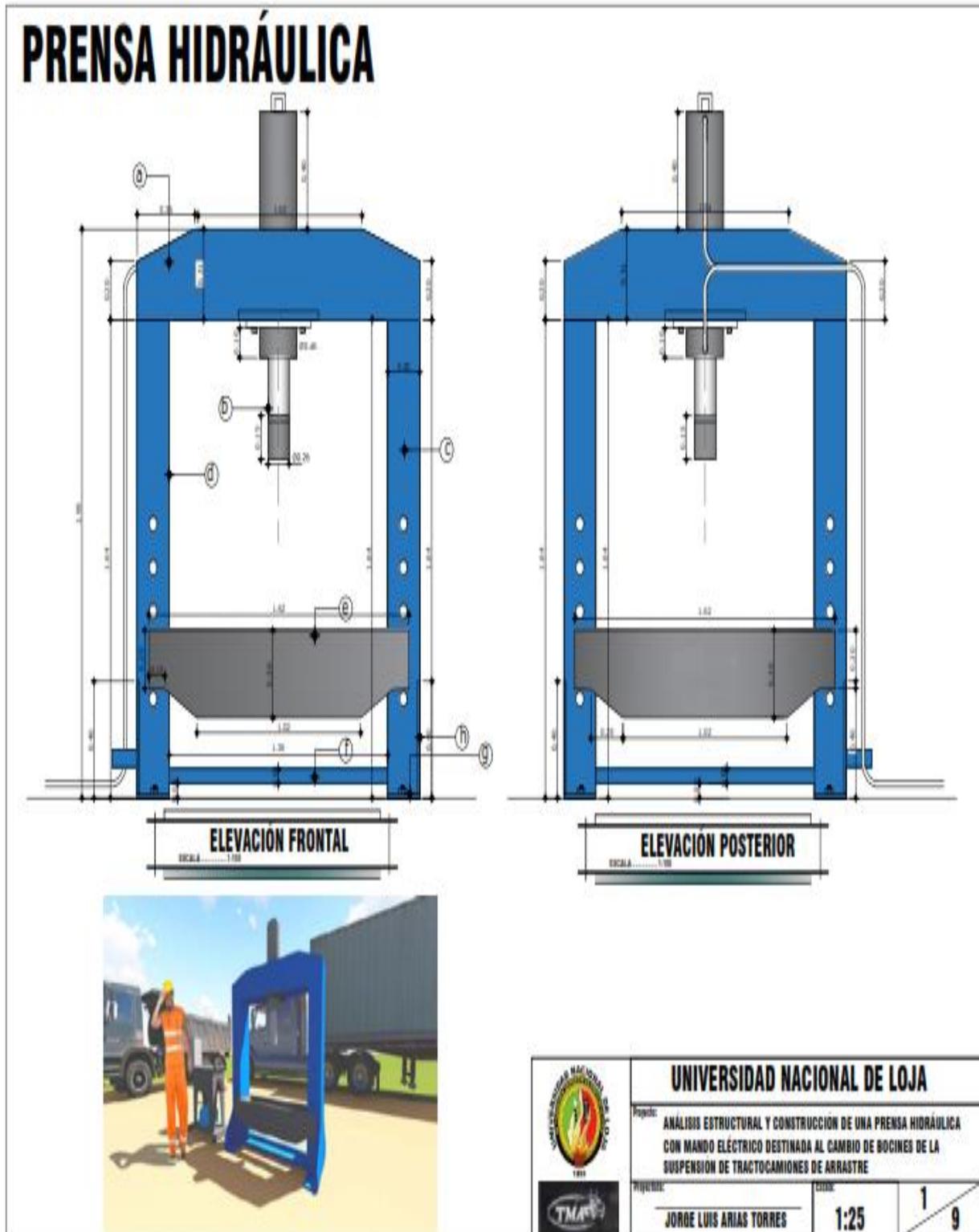
https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico

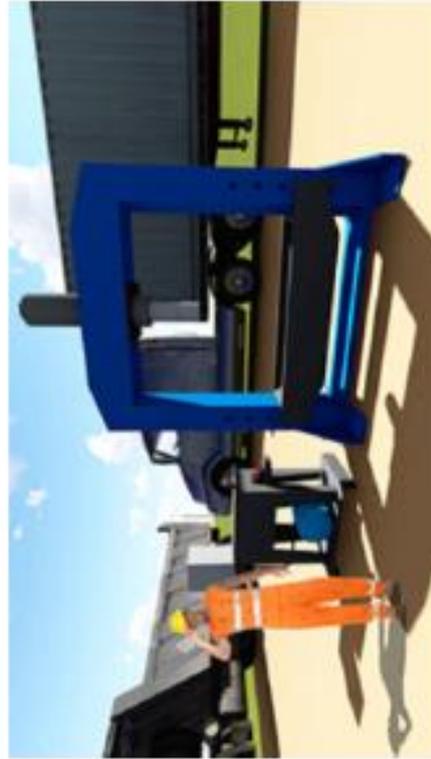
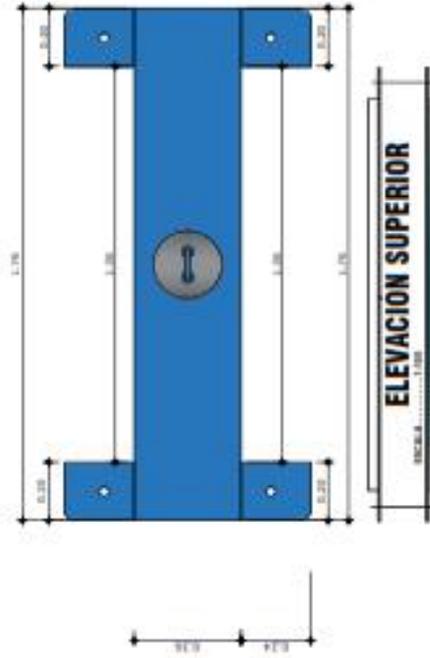
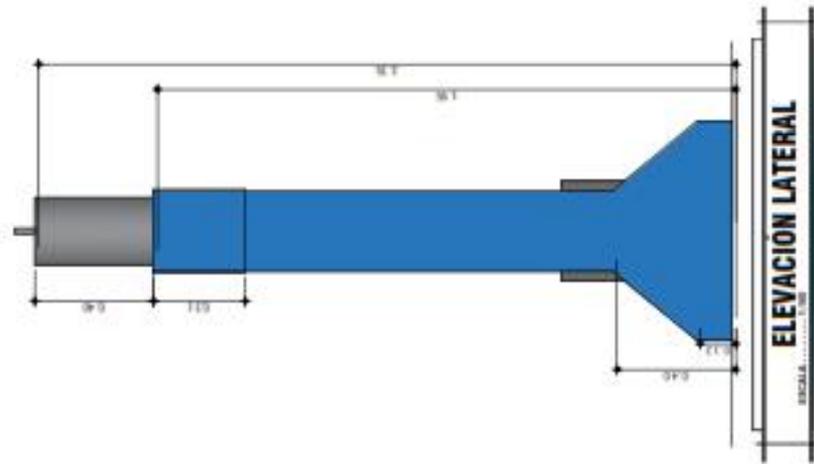
<https://www.google.com.ec/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjMvd7PiaTdAhWSmlkKHS7bAUUQjRx6BAgBEAU&url=https%3A%2F%2Fskateproject.wordpress.com%2F2012%2F04%2F08%2Fthe-skate-project-2%2F&psig=AOvVaw3LAtA3i7c2bypZj6WRu5qC&ust=1536242078602539>

<https://www.parker.com/literature/C4400%20ES%202009-04-30.pdf>

ANEXOS

ANEXO A. ELABORACIÓN DE PLANOS DE LAS RESPECTIVAS PIEZAS QUE FORMARÁN PARTE DE LA PRESNA HIDRÁULICA





Unidades de medida	Metricos	
Cod	Cant.	Pieza
a	2	Faldón Superior
b	1	Activador Hidráulico
c	4	Tapas de Columna Frontales
d	2	Tapas de Columna Laterales 1
e	2	Faldón Inferior
f	1	Distanciador
g	4	Bases de Columnas
h	2	Tapas de Columna Laterales 2



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Figura: ANALISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCION DE UNA PREENA HIDRAULICA CON MANDO ELECTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSION DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE

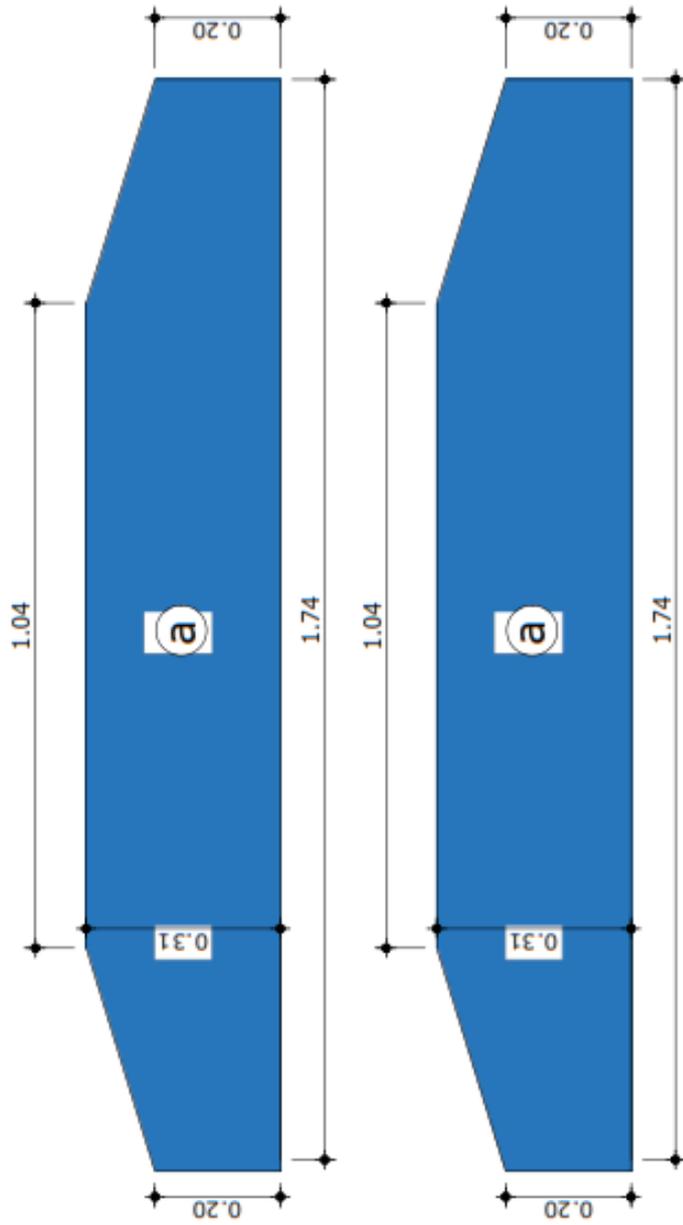
PROFESOR: _____

JORGE LUIS ARIAS TORRES

1:25

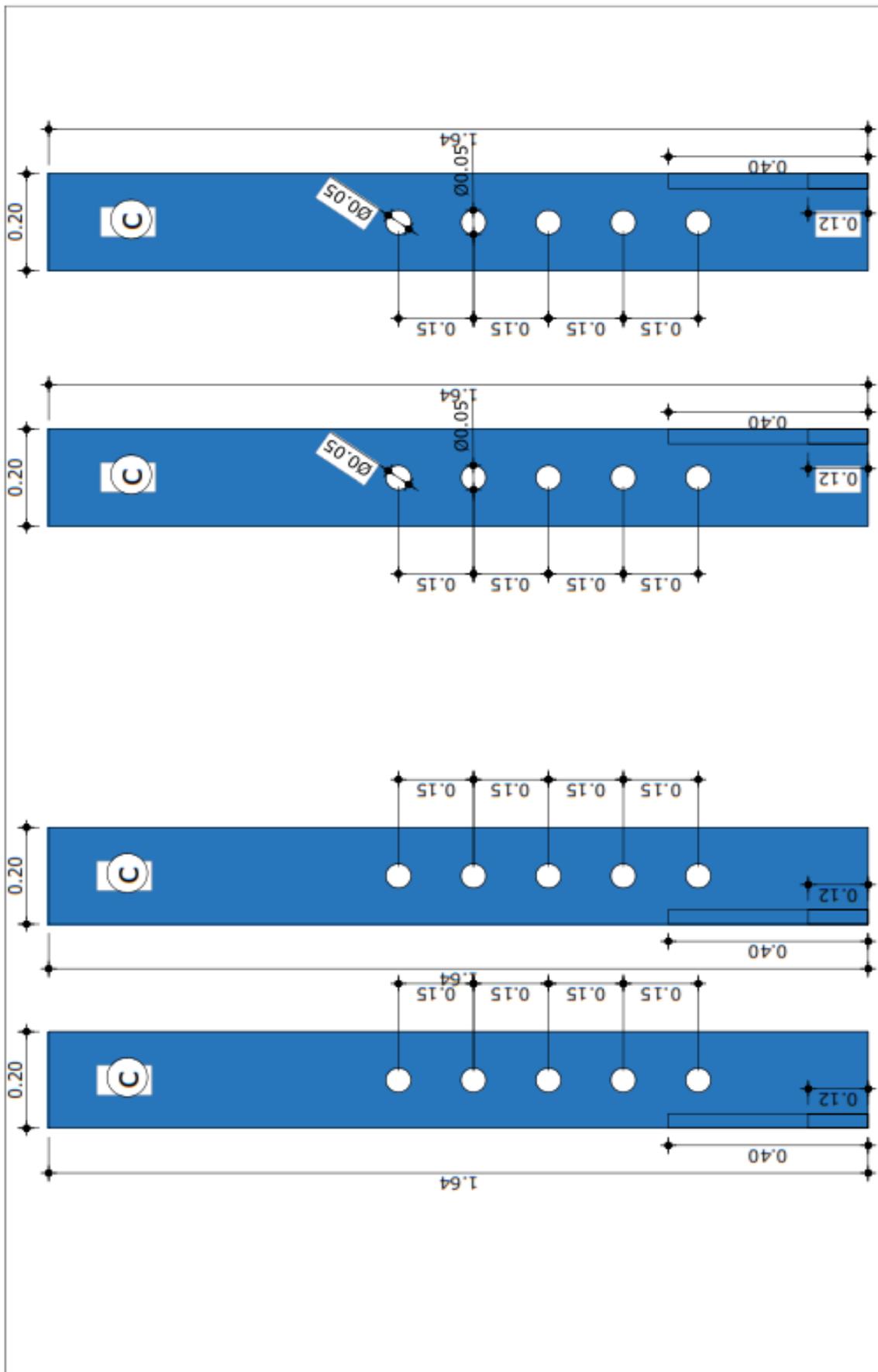
2

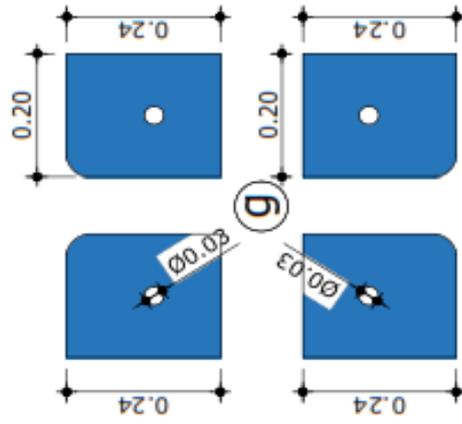
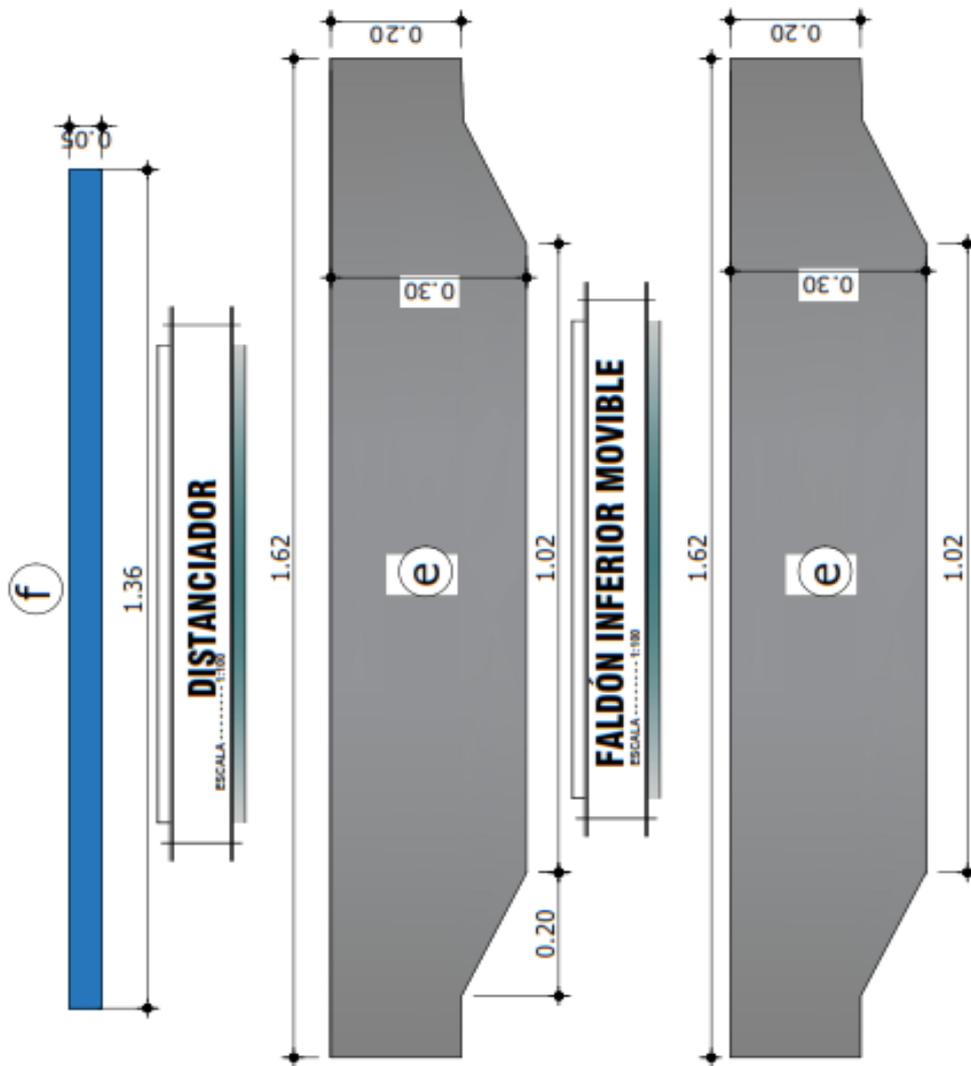
9



ESCALA 1:100
FALDÓN SUPERIOR

	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA	
	Proyecto: ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE	
Proyectista: JORGE LUIS ARIAS TORRES	Escala: 1:10	Hoja: 3 / 9





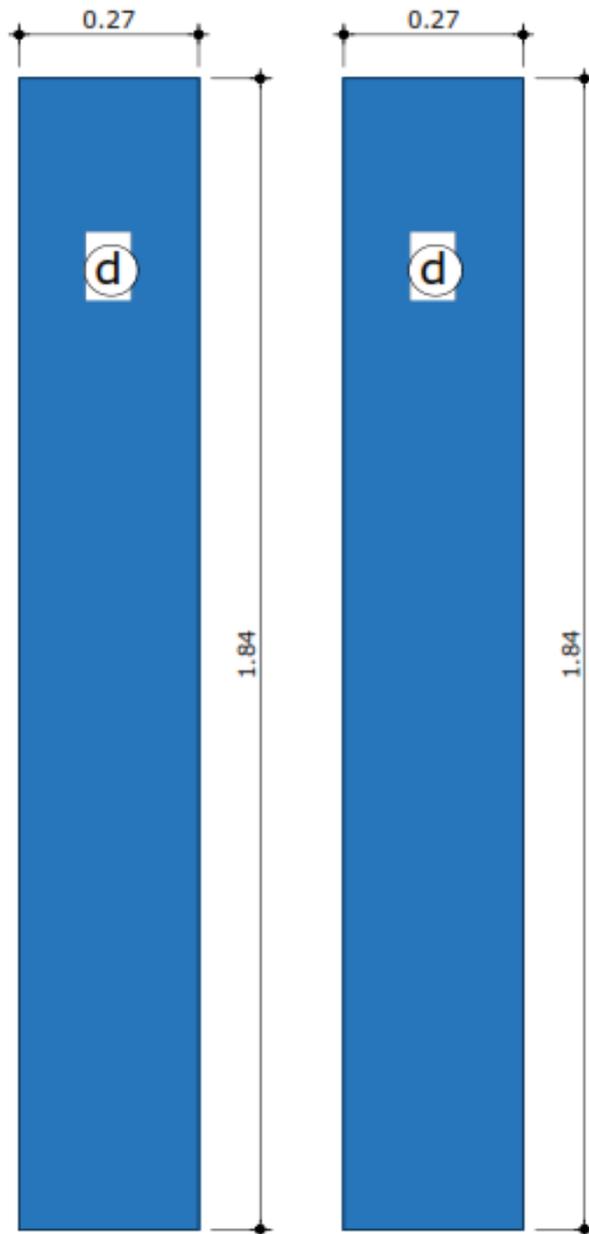
BASES DE COLUMNAS
ESCALA.....1:100



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

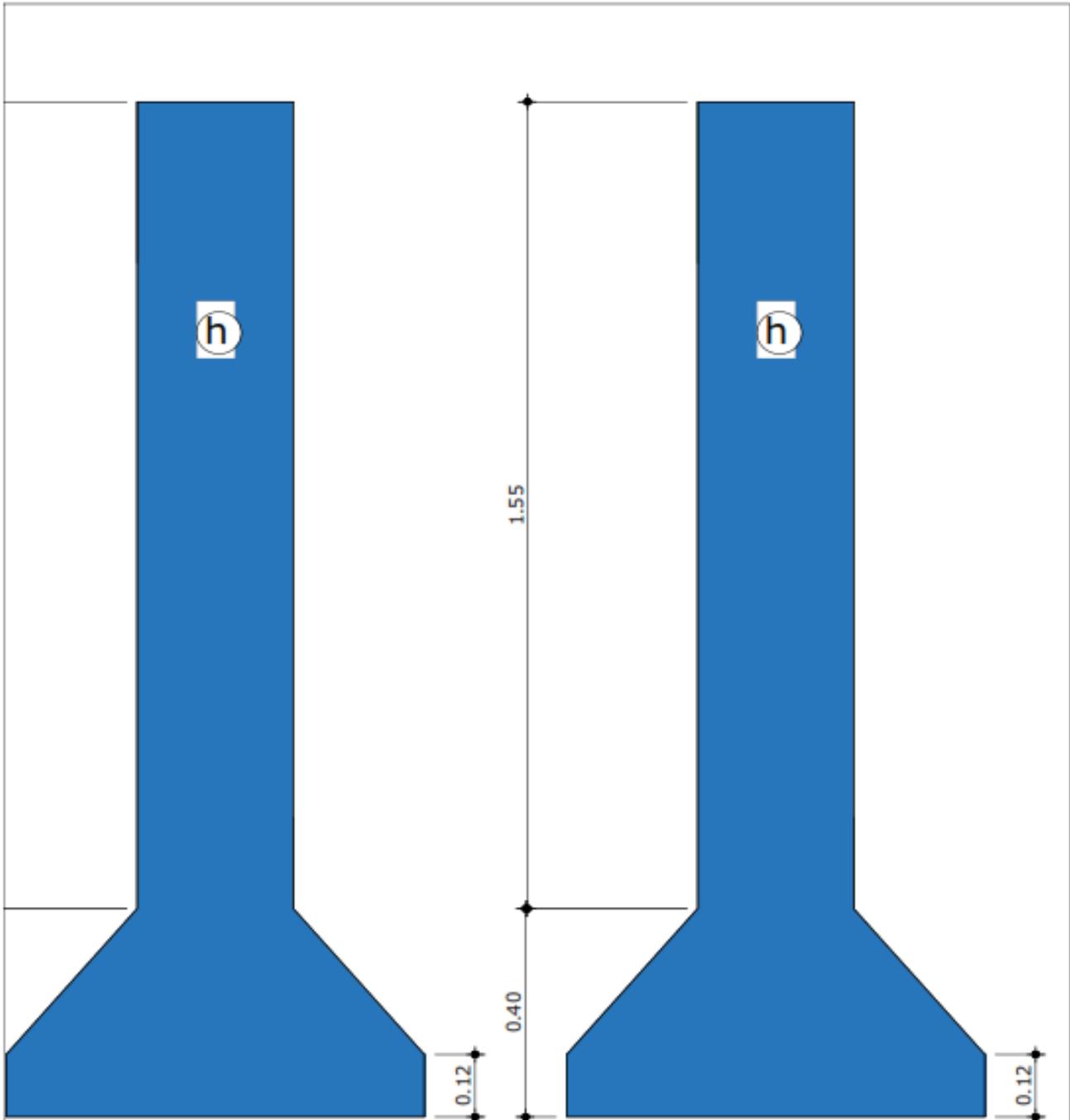
TÍTULO: ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRESA HIDRÁULICA
CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA
SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE

PROFESOR: JORGE LUIS ARIAS TORRES ESCALA: 1:10 5 9



TAPAS DE COLUMNA LATERALES 1
 ESCALA 1:100

 	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA		
	Proyecto: ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRESA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE		
Proyecto: JORGE LUIS ARIAS TORRES	Escala: 1:10	6 <hr style="width: 100%;"/> 9	

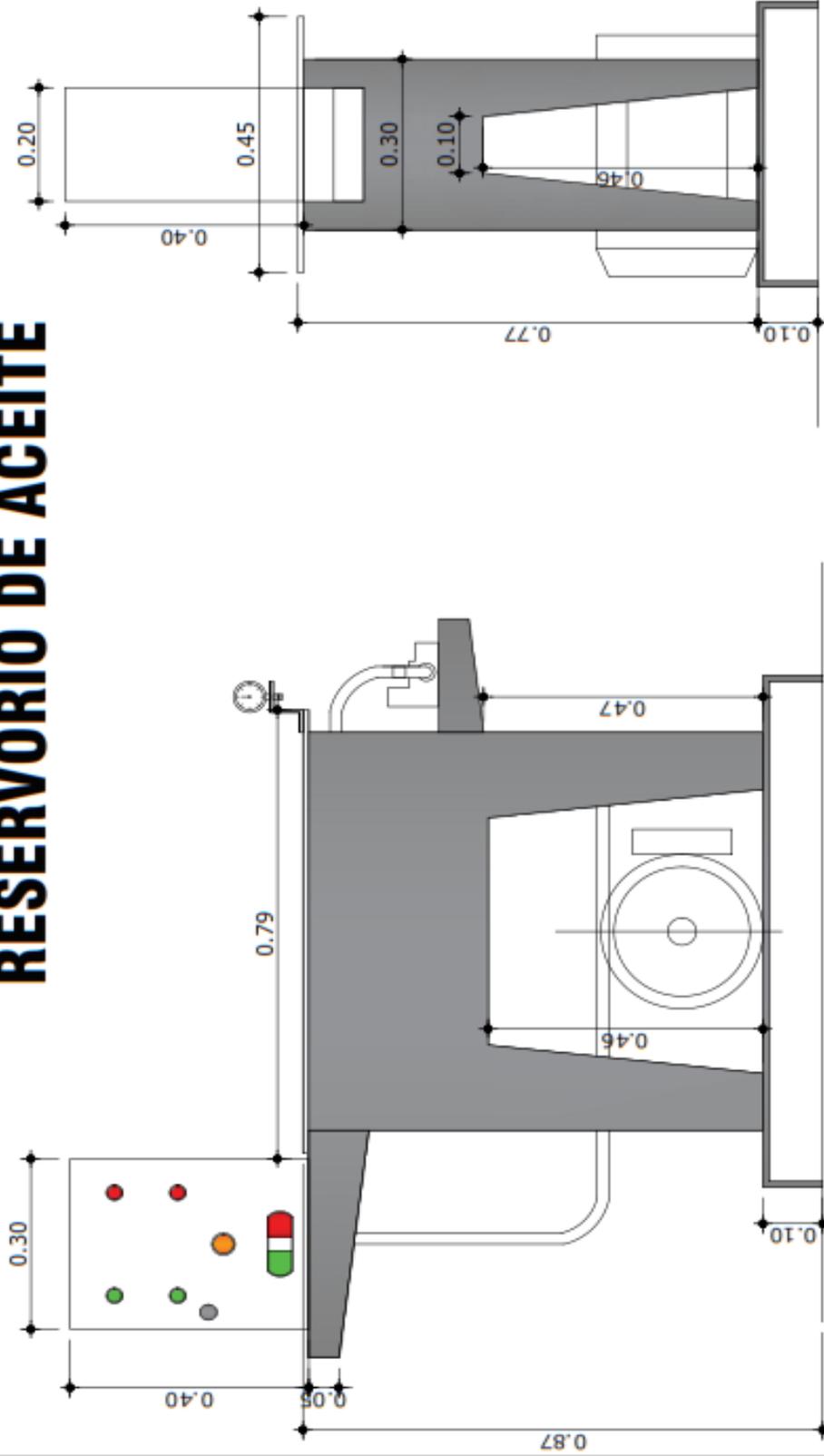


TAPAS DE COLUMNA LATERALES 2
ESCALA ----- 1:100



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA		
<small>Proyecto:</small> ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRESNA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE		
<small>Proyectista:</small> JORGE LUIS ARIAS TORRES	<small>Escala:</small> 1:10	7 9

RESERVORIO DE ACEITE



ELEVACIÓN FRONTAL

ESCALA 1:100

ELEVACIÓN LATERAL DERECHA

ESCALA 1:100



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

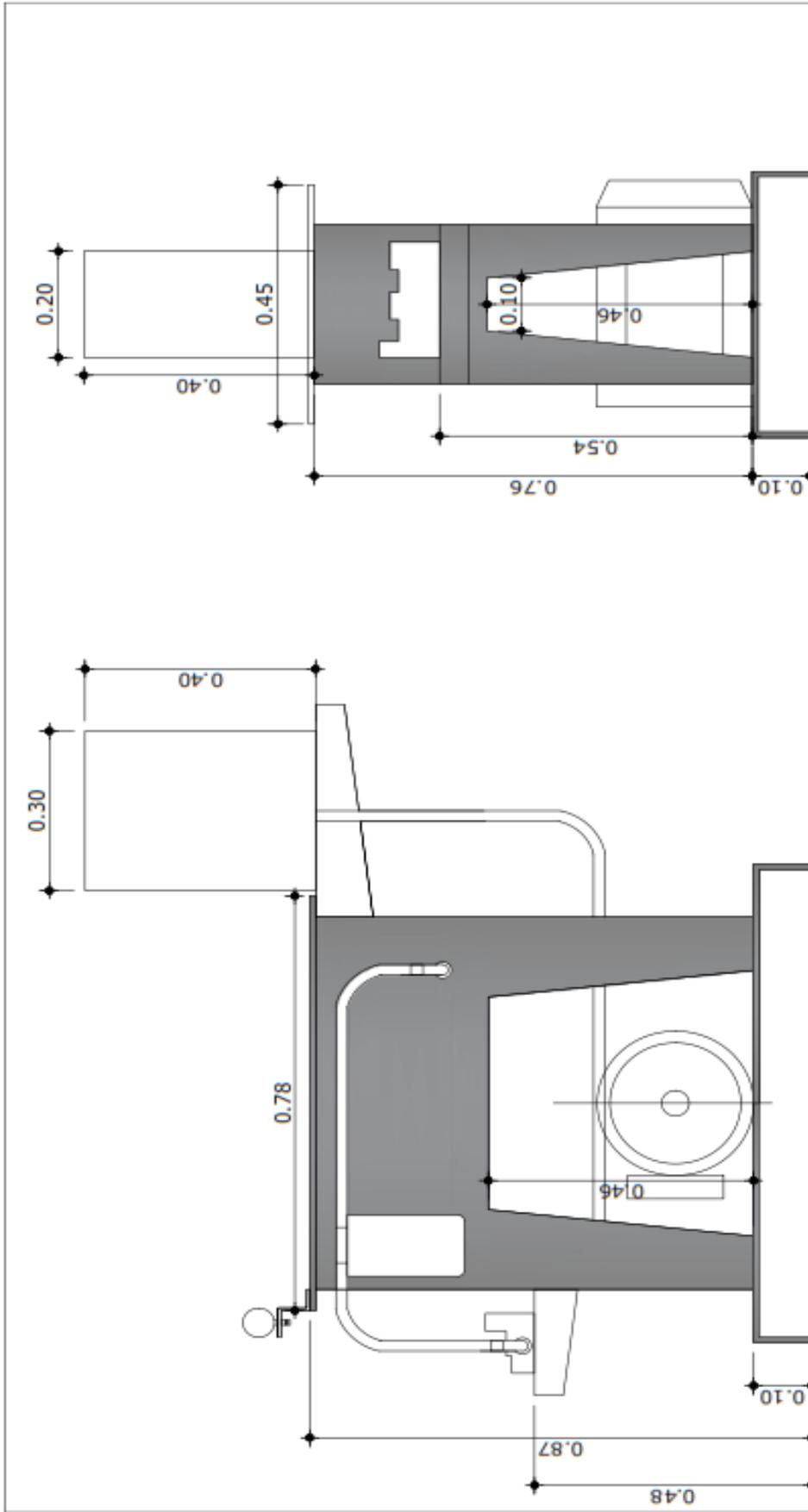
Proyecto: ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE

Programa: JORGE LUIS ARIAS TORRES

Escala: 1:10

8

9



ELEVACIÓN LATERAL DERECHA

ESCALA 1:100

ELEVACIÓN POSTERIOR

ESCALA 1:100



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Departamento: **ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRESA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BUCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE**

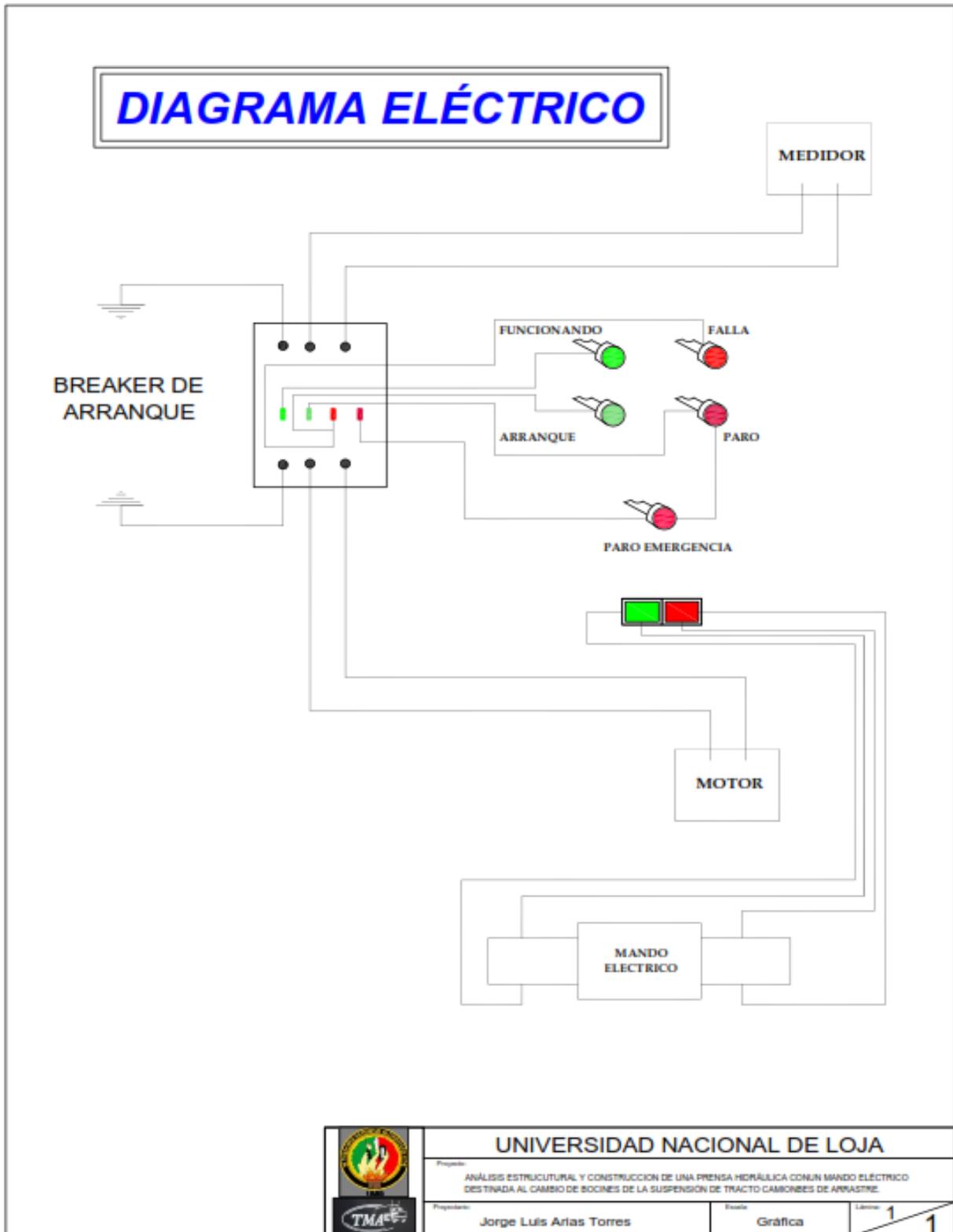


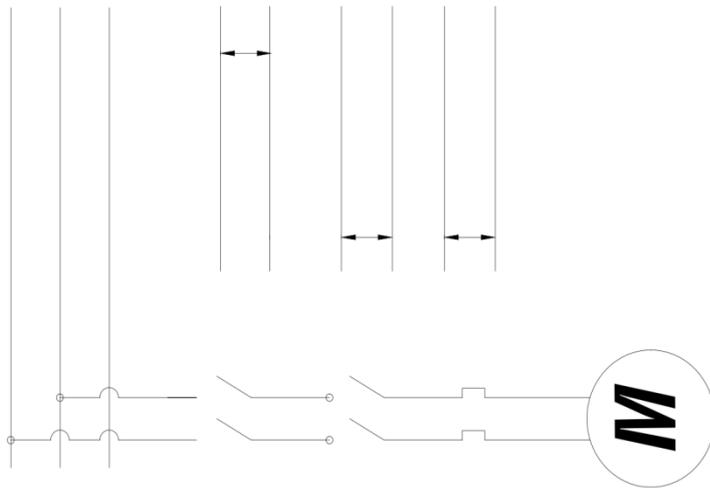
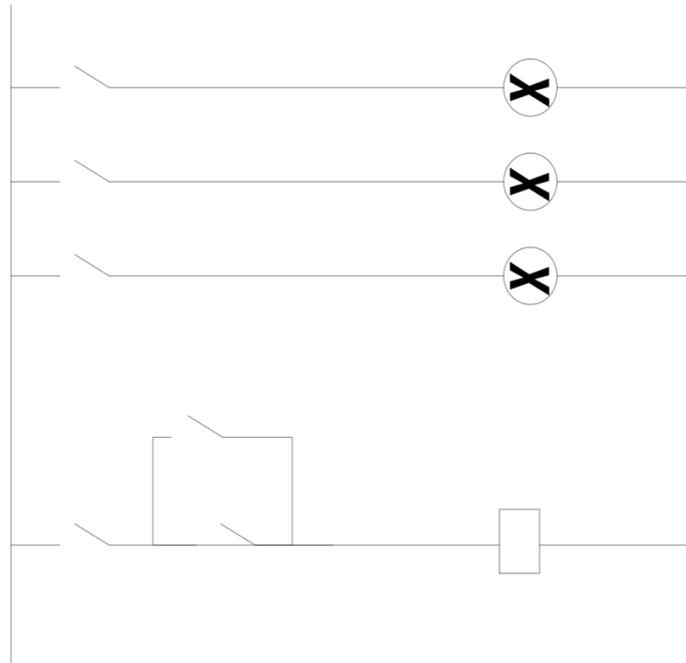
Profesor: **JORGE LUIS ARIAS TORRES**

Fecha: **1:10**

Folio: **9**

ANEXO B. DIAGRAMA ELÉCTRICO UNIFILAR PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA PRENSA





UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Proyecto: **ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRESNA HIDRÁULICA CON MANDO ELÉCTRICO DESTINADA AL CAMBIO DE BOCINES DE LA SUSPENSIÓN DE TRACTOCAMIONES DE ARRASTRE**

Proyectista: **JORGE LUIS ARIAS TORRES** Escala: **1:10**

2 / 2