

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

"Diseño de una plataforma elevadora móvil para personal de
tipo mástil vertical"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

César Andrés Morales Sánchez

Dora Gianella Pardo Méndez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres, familias, amigos y compañeros que contribuyeron con el desarrollo de este trabajo brindándonos todo su apoyo.

Al Ing. Ernesto Martínez por su valiosa ayuda y predisposición.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

César Andrés Morales Sánchez

Dora Gianella Pardo Méndez

Ing. Ernesto Martínez Lozano

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



César Andrés Morales S.



Dora Gianella Pardo M.



Ing. Ernesto Martínez L.

RESUMEN

Las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP) son equipos utilizados para realizar trabajos en altura reemplazando el uso de andamios y escaleras que suelen comprometer la seguridad del usuario.

En vista de la ausencia de fabricación nacional de plataformas elevadoras móviles de personal, el presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar un elevador de mástil vertical a partir de un proceso de ingeniería inversa, el cual basa el diseño y la selección de componentes de acuerdo a la disponibilidad que existe en el mercado local.

La PEMP tipo mástil vertical se compone de una plataforma de trabajo, que descansa sobre dos mástiles verticales de aluminio que conforman la estructura extensible del elevador. Estos mástiles permiten la elevación de la plataforma debido a un sistema de transmisión polea-cadenas accionado por un cilindro hidráulico, cuyo desplazamiento es controlado directamente por el usuario desde el panel inferior o la misma plataforma de trabajo.

El diseño de esta plataforma se realizó de acuerdo a lo establecido en la norma española UNE EN-280, teniendo como principal prioridad la seguridad del operario.

El diseño y la simulación se realizaron en los softwares de ingeniería SolidWorks y SAP2000.

De este trabajo se pudo concluir que la fabricación de este tipo de equipos se lo puede realizar en nuestro país sin la necesidad de realizar importaciones, brindando así oportunidades de empleo y evitando fugas de divisas.

Se cumplió el objetivo de diseñar una PEMP con capacidad de carga de 220 kg (2 personas) y que alcanza una altura de trabajo de 7.3 metros, y tiempo de vida útil equivalente a 20 años. El costo de este equipo es de 16260 USD, que ahorra el 40% con respecto al costo de las plataformas importadas de este tipo que oferta el mercado local.

Palabras Clave: Sistemas hidráulico, elevadores de mástil vertical, norma UNE EN-280

ABSTRACT

Mobile elevating work platforms (MEWPs) are equipment used to work at heights by replacing the use of scaffolds and ladders that often compromise safety.

In view of the lack of domestic manufacturing of mobile elevating work platforms, this paper's main objective is to design a vertical mast lift from a process of reverse engineering, which bases the design and selection of components according to availability that exists in the local market.

The MEWP type vertical mast consists of a work platform, resting on two vertical poles that form the extendable aluminum elevator structure. These masts allow the deck lift system due to a transmission pulley-driven chains by a hydraulic cylinder, whose displacement is controlled directly by the user from the lower panel or the same work platform.

The design of this platform was made according to the provisions of the Spanish UNE EN-280, with the main priority operator safety.

The design and simulation were performed on engineering softwares as SolidWorks and SAP2000.

In this study it was concluded that the manufacture of this type of equipment it can be done in our country without the need for imports, providing employment opportunities and avoiding leakage of foreign exchange.

In order to design a PEMP with load capacity of 220 kg (2 persons) and reaches a working height of 7.3 meters and a time equivalent to 20 years of life it was fulfilled. The cost of this equipment is 16260 USD, saving 40% on the cost of imported platforms of its kind to offer the local market.

Keywords: *Hydraulics systems, vertical mast lift, Standard UNE EN-280*

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.2 OBJETIVOS.....	1
1.2.1 <i>Objetivo General</i>	1
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i>	2
1.3 MARCO TEÓRICO.....	2
1.3.1 <i>Sistemas hidráulicos</i>	2
1.3.2 <i>Principio y Funcionamiento</i>	2
1.3.3 <i>Componentes de los Sistemas Hidráulicos</i>	2
1.3.4 <i>Tipos de elevadores hidráulicos</i>	5
1.4 MECANISMO POLEA-CADENA.....	7
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	9
2.1 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	9
2.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	9
2.2.1 <i>Alternativa de diseño # 1</i>	9
2.2.2 <i>Alternativa de diseño # 2</i>	10
2.2.3 <i>Alternativa de diseño # 3</i>	11
2.3 SELECCIÓN DE DISEÑO.....	12
2.3.1 <i>Códigos de Equivalencia</i>	13
2.3.2 <i>Matriz de Selección</i>	13

2.4	PLATAFORMA DE TRABAJO.....	14
2.4.1	<i>Cargas en la plataforma de trabajo.....</i>	15
2.5	ESTRUCTURA EXTENSIBLE.....	15
2.5.1	<i>Selección de cadenas.....</i>	15
2.5.2	<i>Selección de Poleas.....</i>	16
2.5.3	<i>Templadores de cadena.....</i>	16
2.5.4	<i>Ejes de poleas.....</i>	17
2.5.5	<i>Soporte para ejes.....</i>	17
2.5.6	<i>Sujetador de cadena al mástil.....</i>	18
2.5.7	<i>Sujetador del templador al mástil.....</i>	19
2.5.8	<i>Mástiles verticales.....</i>	19
2.5.9	<i>Sistema de fijación del cilindro al mástil vertical.....</i>	21
2.5.9.1	<i>Eje inferior.....</i>	21
2.5.9.2	<i>Soportes de cilindro.....</i>	21
2.5.10	<i>Sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico.....</i>	22
2.5.10.1	<i>Eje superior.....</i>	23
2.5.10.2	<i>Diseño del sujetador de cadena al cilindro.....</i>	23
2.6	CHASIS.....	23
2.7	DISEÑO DE ESTABILIZADORES.....	23
2.7.1	<i>Diseño del tornillo de potencia.....</i>	24
2.7.2	<i>Diseño de palanca de ascenso y descenso del tornillo.....</i>	25
2.7.3	<i>Selección del mango para palanca de ascenso y descenso.....</i>	25
2.8	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LA PLATAFORMA DE TRABAJO AL MÁSTIL VERTICAL.....	25
2.8.1	<i>Orejas del tubo rectangular.....</i>	26
2.8.2	<i>Soldadura en orejas.....</i>	26
2.8.3	<i>Selección del tubo rectangular.....</i>	27
2.8.4	<i>Selección de perfiles angulares.....</i>	27
2.9	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LOS MÁSTILES AL CHASIS.....	27
2.9.1	<i>Soportes laterales.....</i>	28
2.9.2	<i>Separador de mástiles.....</i>	28
2.10	SISTEMA HIDRÁULICO.....	29
2.10.1	<i>Bomba hidráulica.....</i>	29
2.10.2	<i>Motor eléctrico.....</i>	30
2.10.3	<i>Cilindro hidráulico.....</i>	30
2.10.4	<i>Filtros.....</i>	30
2.10.5	<i>Conductos hidráulicos.....</i>	30
2.10.6	<i>Reservorio de aceite.....</i>	31
2.11	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LOS ESTABILIZADORES AL CHASIS.....	31
2.11.1	<i>Soporte para estabilizadores.....</i>	32
2.12	REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	32
3.	RESULTADOS.....	33
3.1	PLATAFORMA DE TRABAJO.....	33
3.1.1	<i>Dimensiones.....</i>	33
3.1.2	<i>Cargas en la canastilla.....</i>	34
3.1.3	<i>Simulación de diseño en SAP2000®.....</i>	34
3.2	SELECCIÓN DE CADENAS.....	36
3.3	DIMENSIONES DE LAS POLEAS.....	36

3.4	TEMPLADORES DE CADENA	36
3.5	EJES DE POLEAS	37
3.6	SOPORTE PARA EJES.....	37
3.6.1	<i>Selección de pernos</i>	37
3.6.2	<i>Espesores de placa para soporte de ejes</i>	37
3.7	SUJETADOR DE CADENA AL MÁSTIL.....	38
3.7.1	<i>Espesor de las orejas</i>	38
3.7.2	<i>Diseño del cuerpo del sujetador</i>	38
3.7.3	<i>Esfuerzos cortantes en el perno</i>	38
3.8	SUJETADOR DE TEMPLADOR AL MÁSTIL.....	38
3.8.1	<i>Selección de pernos</i>	38
3.8.2	<i>Dimensiones del sujetador de templador al mástil</i>	39
3.9	MÁSTILES VERTICALES	39
3.9.1	<i>Espesor</i>	39
3.9.2	<i>Dimensiones</i>	40
3.9.3	<i>Análisis de pando</i>	40
3.10	SISTEMA DE FIJACIÓN DEL CILINDRO AL MÁSTIL VERTICAL.....	41
3.10.1	<i>Eje inferior</i>	41
3.10.2	<i>Selección de pernos para soporte de cilindro</i>	41
3.10.3	<i>Espesor del soporte de cilindro</i>	41
3.11	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LAS CADENAS AL CILINDRO HIDRÁULICO.....	42
3.11.1	<i>Eje superior</i>	42
3.11.2	<i>Sujetador de cadena al cilindro</i>	42
3.12	CHASIS.....	43
3.12.1	<i>Dimensiones del chasis</i>	43
3.12.2	<i>Simulación del chasis en SAP2000</i>	43
3.12.3	<i>Soldadura para el piso del chasis</i>	44
3.13	ESTABILIZADORES.....	44
3.13.1	<i>Tornillo de potencia</i>	45
3.13.2	<i>Palanca de ascenso y descenso del tornillo</i>	46
3.13.3	<i>Mango de palanca de ascenso y descenso</i>	46
3.14	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LA PLATAFORMA DE TRABAJO AL MÁSTIL VERTICAL	46
3.14.1	<i>Orejas del tubo rectangular</i>	46
3.14.2	<i>Tubo rectangular</i>	46
3.14.3	<i>Perfiles angulares</i>	47
3.15	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LOS MÁSTILES AL CHASIS.....	47
3.15.1	<i>Soportes laterales</i>	47
3.15.2	<i>Separador de mástiles</i>	47
3.16	SISTEMA HIDRÁULICO	48
3.16.1	<i>Movimiento ascendente de la PEMP</i>	50
3.16.2	<i>Movimiento descendente de la PEMP</i>	50
3.17	SISTEMA DE FIJACIÓN DE LOS ESTABILIZADORES AL CHASIS	51
3.17.1	<i>Soporte para estabilizadores</i>	51
3.18	ESQUEMA DEL DIAGRAMA ELÉCTRICO	52
3.19	ANÁLISIS DE COSTOS.....	53
3.19.1	<i>Costos directos</i>	53
3.19.1.1	<i>Materiales</i>	53

3.19.1.2	Costos de maquinado y montaje.....	55
3.19.1.3	Costo directo total.....	55
3.20	COSTOS INDIRECTOS	56
3.20.1	<i>Materiales indirectos</i>	56
3.20.2	<i>Costos de ingeniería</i>	56
3.20.3	<i>Otros</i>	57
3.20.4	<i>Total costos indirectos</i>	57
3.20.5	<i>Costo total del equipo</i>	57
3.21	COMPARACIÓN DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ENTRE PEMP	58
4.	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	59
4.1	CONCLUSIONES	60
4.2	RECOMENDACIONES	60

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
PEMP	Plataforma Elevadora Móvil del Personal
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
UNE	Una Norma Española
AISC	American Institute of Steel Construction

SIMBOLOGÍA

m	Carga nominal en la plataforma de trabajo
n	Número de personas
m_p	Masa de una persona
m_e	Masa de herramientas
F	Tensión en la cadena
W_c	Peso de la plataforma de trabajo
W_m	Peso de los mástiles
W_e	Peso de los elementos mecánicos
n_m	Número de mástiles
η	Factor de seguridad
S_y	Resistencia a la fluencia
Φ	Diámetro
M	Momento flector
e	Espesor
K	Factor de longitud efectiva
L	Longitud del elemento
L_e	Longitud efectiva
R	Radio de giro
E	Módulo de Young
σ_{cr}	Esfuerzo crítico de pandeo
$F_{primaria}$	Fuerza primaria en el perno
$F_{secundaria}$	Fuerza secundaria en el perno
r_i	Distancia de la fuerza al centroide del perno
d_p	Diámetro de paso del tornillo
μ	Coeficiente de rozamiento, Viscosidad
α	Angulo de inclinación de la rosca
L	Avance del tornillo
D_{in}	Diámetro interior del cilindro hidráulico
D_{out}	Diámetro exterior del cilindro hidráulico
V_p	Velocidad de ascenso de la plataforma

V_{aceite}	Velocidad del aceite
P_{min}	Presión mínima en el cilindro hidráulico
P_f	Caída de presión por fricción
Re	Número de Reynolds
f	Factor de fricción de Moody
K	Coefficiente de pérdidas por accesorios
ρ	Densidad
Pot	Potencia
σ	Esfuerzo axial
σ_b	Esfuerzo de aplastamiento
τ	Esfuerzo cortante
σ'	Esfuerzo permisible

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1	Principio de Pascal.....	2
Figura 1-2	Depósito de aceite.....	3
Figura 1-3	Filtro de aceite.....	3
Figura 1-4	Cilindro de Efecto Simple.....	4
Figura 1-5	Cilindro de Efecto Doble.....	4
Figura 1-6	Elevador de tijera.....	5
Figura 1-7	Elevador tipo pluma.....	6
Figura 1-8	Elevador de mástil vertical.....	6
Figura 1-9	Arreglo de mástiles y cadenas.....	7
Figura 1-10	Desplazamiento de mástiles.....	7
Figura 1-11	Posición final de los mástiles.....	8
Figura 2-1	Alternativa de diseño #1 de Elevador de mástil vertical.....	10
Figura 2-2	Alternativa de diseño #2 de Elevador de mástil vertical.....	11
Figura 2-3	Alternativa de diseño #3 de Elevador de mástil vertical.....	12
Figura 2-4	Diseño de forma de la plataforma de trabajo.....	14
Figura 2-5	Templador de cadena.....	17
Figura 2-6	Esquema de soporte de ejes.....	18
Figura 2-7	Sujetador de cadena.....	18
Figura 2-8	Esquema de sujetador de templador.....	19
Figura 2-9	Esquema del sistema de fijación del cilindro al mástil vertical.....	21
Figura 2-10	Diseño de forma del soporte de cilindro.....	21
Figura 2-11	Esquema del sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico.....	22
Figura 2-12	Diagrama de cuerpo libre de una PEMP sin estabilizadores.....	24
Figura 2-13	Esquema de palanca de ascenso y descenso del tornillo.....	25
Figura 2-14	Esquema del sistema de fijación de la plataforma de trabajo al mástil vertical.....	26

Figura 2-15	Reacciones en la oreja del tubo rectangular.....	26
Figura 2-16	Esquema del sistema de fijación de los mástiles al chasis.....	27
Figura 2-17	Esquema del sistema de fijación del soporte lateral.....	28
Figura 2-18	Separador de mástiles.....	28
Figura 2-19	Esquema del sistema de fijación de los estabilizadores al chasis.....	31
Figura 2-20	Diseño de forma del soporte para estabilizadores.....	32
Figura 3-1	Plataforma de trabajo en SAP2000.....	34
Figura 3-2	Distribución de cargas sobre la plataforma de trabajo.....	35
Figura 3-3	Relación Demanda/Capacidad de perfiles.....	35
Figura 3-4	Esfuerzos de Von Mises del sujetador por medio de análisis de elementos finitos.....	39
Figura 3-5	Sección transversal del perfil de aluminio.....	40
Figura 3-6	Dimensiones del soporte de cilindro.....	41
Figura 3-7	Esfuerzos de Von Mises del soporte de cilindro por medio de análisis de elementos finitos.....	42
Figura 3-8	Relación Demanda/Capacidad de perfiles del chasis.....	44
Figura 3-9	Esfuerzos de Von Mises del tubo rectangular del sistema de fijación por medio de análisis de elementos finitos.....	46
Figura 3-10	Diagrama hidráulico para el ascenso y descenso de la plataforma de trabajo.....	48
Figura 3-11	Movimiento ascendente de la PEMP.....	50
Figura 3-12	Movimiento descendente de la PEMP.....	50
Figura 3-13	Esfuerzos de Von Mises del soporte para estabilizadores por medio de análisis de elementos finitos.....	51
Figura 3-14	Diagrama de flujo del sistema eléctrico.....	52
Figura 3-15	Esquema de una plataforma elevadora móvil de personal de tipo mástil vertical doble.....	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Códigos de equivalencia.....	13
Tabla 2	Matriz de selección.....	14
Tabla 3	Fuerzas y coeficientes de ajuste.....	23
Tabla 4	Selección de cadenas.....	36
Tabla 5	Dimensiones de las poleas.....	36
Tabla 6	Dimensiones de templadores.....	36
Tabla 7	Tensiones ejercidas en ejes.....	37
Tabla 8	Diámetro de ejes de poleas.....	37
Tabla 9	Diámetro de pernos de soporte para ejes.....	37
Tabla 10	Espesor de soporte para ejes.....	38
Tabla 11	Espesores de orejas del sujetador de cadena.....	38
Tabla 12	Dimensiones del sujetador de cadena al mástil.....	38
Tabla 13	Diámetro de pernos del sujetador de templador.....	39
Tabla 14	Dimensiones del sujetador de templador.....	39
Tabla 15	Resultados del Análisis de Pandeo del mástil vertical.....	40
Tabla 16	Dimensiones del sujetador de cadena al cilindro.....	42
Tabla 17	Análisis de momentos de vuelco por la parte frontal.....	44
Tabla 18	Análisis de momentos de vuelco por la parte lateral.....	45
Tabla 19	Dimensiones de los estabilizadores.....	45
Tabla 20	Resultados del Análisis de Pandeo del tornillo de potencia.....	45
Tabla 21	Características del tornillo de potencia.....	45
Tabla 22	Características de la palanca de ascenso.....	46
Tabla 23	Dimensiones del mango de la palanca de ascenso.....	46
Tabla 24	Dimensiones de las orejas del tubo rectangular.....	46
Tabla 25	Dimensiones del tubo rectangular.....	47
Tabla 26	Dimensiones de perfiles angulares.....	47
Tabla 27	Dimensiones de los elementos del soporte lateral.....	47
Tabla 28	Dimensiones de los elementos del separador.....	47
Tabla 29	Componentes del sistema hidráulico.....	48

Tabla 30	Dimensiones de placas de soporte para estabilizadores.....	51
Tabla 31	Costos de materiales.....	53
Tabla 32	Costos de componentes del sistema hidráulico.....	54
Tabla 33	Costos de elementos normalizados.....	54
Tabla 34	Costos de las operaciones de maquinado y montaje.....	55
Tabla 35	Costo del personal.....	55
Tabla 36	Costo directo total.....	56
Tabla 37	Costos indirectos del material.....	56
Tabla 38	Otros gastos.....	57
Tabla 39	Total costos indirectos.....	57
Tabla 40	Total costos.....	57
Tabla 41	Tabla comparativa de las especificaciones técnicas de nuestra PEMP y otra disponible en el medio.....	58

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Eje de polea 3er Mástil
PLANO 2	Eje de polea 2do Mástil
PLANO 3	Eje de polea 1er Mástil
PLANO 4	Soporte de eje de polea 3er Mástil
PLANO 5	Soporte de eje de polea 2do Mástil
PLANO 6	Soporte de eje de polea 1er Mástil
PLANO 7	Polea
PLANO 8	Sujetador de cadena al 3er Mástil
PLANO 9	Sujetador de cadena al 2do Mástil
PLANO 10	Templador de cadena de 1.5 TN
PLANO 11	Templador de cadena de 2.0 TN
PLANO 12	Sujetador de templador al Mástil
PLANO 13	1er Mástil
PLANO 14	2do Mástil
PLANO 15	3er Mástil
PLANO 16	4to Mástil
PLANO 17	Eje superior
PLANO 18	Eje inferior
PLANO 19	Soporte de cilindro
PLANO 20	Sujetador de cadena en cilindro hidráulico
PLANO 21	Cilindro hidráulico
PLANO 22	Eslabones de cadenas de 1.5 y 2.0 TN
PLANO 23	Chasis
PLANO 24	Estabilizadores
PLANO 25	Soporte de estabilizadores
PLANO 26	Soporte lateral
PLANO 27	Separador de mástiles
PLANO 28	Escaleras
PLANO 29	Ángulo de unión Escaleras- Soporte Lateral
PLANO 30	Plataforma de trabajo

PLANO 31	Base de la plataforma de trabajo
PLANO 32	Barandales de la plataforma de trabajo
PLANO 33	Puerta de la plataforma de trabajo
PLANO 34	Unión Plataforma de trabajo- Mástiles
PLANO 35	Garrucha

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En la actualidad podemos observar el uso de andamios para la realización de trabajos en altura, sin embargo estos pueden presentar un alto riesgo para la seguridad del operario al no acatar las principales normas de seguridad de acuerdo al “Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas” de nuestro país.

La utilización de andamios se justifica para trabajos de construcción, tal como lo menciona el reglamento que los rige, sin embargo estos también se ha ido utilizando para trabajos de carácter temporal. Esto, a más de requerir esfuerzo por parte del trabajador para ensamblarlo, asegurarlo, y desarmarlo, también demanda tiempo.

Ante esta situación nos hemos visto en la necesidad de remplazar estas herramientas por un mecanismo que garantice la seguridad del operario y optimice la realización de trabajos.

En el mercado existen diferentes plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP), tales como el elevador de tijeras y de pluma, ideales para la realización de trabajos en ambientes exteriores, sin embargo en sitios como escenarios de teatro, auditorios, salas de cine, sitios con inclinación, y tareas puntuales de mantenimiento en espacios reducidos se dificulta su uso debido a sus grandes dimensiones.

El elevador de mástil vertical debido a sus dimensiones compactas, diseño ligero y fácil transporte constituye una solución a este problema.

En el mercado local se puede encontrar una gama de equipos de elevación de diferentes tipos como los anteriormente mencionados. Sin embargo ninguno de ellos son de fabricación nacional, sino de importación, lo que implica elevados costos de adquisición por parte de las empresas.

Por lo tanto la finalidad de este trabajo es realizar el diseño de un elevador hidráulico de mástil vertical de igual calidad y menor costo con respecto a elevadores ya existentes en el mercado.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un elevador de mástil vertical para personas y/o cargas de acuerdo a la disponibilidad de materiales en el mercado local.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar y seleccionar correctamente los elementos mecánicos del elevador.
- Realizar el análisis estructural y simulación del elevador hidráulico portátil en softwares de ingeniería como lo son SAP2000 y SolidWorks.
- Diseñar el sistema de control para el funcionamiento de la plataforma elevadora.
- Realizar el análisis de costos correspondiente a la fabricación del elevador.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Sistemas hidráulicos

Los sistemas hidráulicos tienen como finalidad transmitir y regular fuerzas y movimientos por medio de los fluidos teniendo como fundamento físico al Principio de Pascal.

1.3.2 Principio y Funcionamiento

El funcionamiento de los sistemas hidráulicos se basa en el Principio de Pascal, el cual establece que la presión que se ejerce sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente con paredes no deformables se transmite con la misma intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.

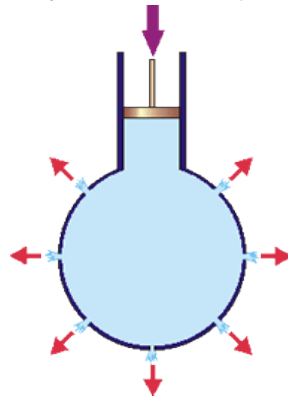


Figura 1-1. Principio de Pascal [1]

1.3.3 Componentes de los Sistemas Hidráulicos

Bombas hidráulicas

Una bomba hidráulica es una turbo máquina que se encarga de transformar energía mecánica en energía hidráulica, que tiene como principal objetivo el desplazamiento de un fluido.

La bomba toma el fluido de un depósito o tanque de almacenamiento, y este es enviado al sistema hidráulico donde provocará posteriormente el desplazamiento del pistón.

Existen dos tipos básicos de bombas, las de desplazamiento positivo, y las dinámicas.

Fluido hidráulico

El fluido hidráulico adecuado que circulará por el sistema es el aceite, ya que este presenta importantes propiedades con relación a los demás fluidos existentes.

Entre ellas las principales propiedades que debe tener el fluido hidráulico es ser incompresible a altas presiones, poseer la viscosidad adecuada a altas temperaturas y contar con un punto de congelación bajo, además de no ser corrosivo y ser químicamente inerte.

Entre las funciones que también debe cumplir el aceite es de transmitir potencia, lubricar los diferentes componentes del circuito, poseer acción sellante y disipar el calor del sistema.

Depósito de aceite

Dentro de las funciones que cumple el depósito de aceite es de almacenar y recuperar el aceite después de usarlo, así como de mantener al mismo a un nivel adecuado.

De acuerdo a sus dimensiones y el tiempo de remanso del aceite, este depósito sirve como disipador de calor a través de sus paredes, y como medio para la deposición de contaminantes en el fondo del mismo, evitando de esta manera que sean llevados de vuelta al circuito hidráulico.

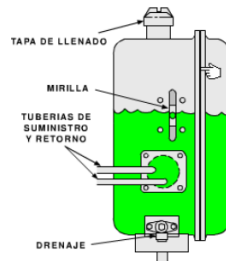


Figura 1-2. Depósito de aceite [2]

Filtros de aceite

Los filtros de aceite sirven para remover la suciedad o las partículas contaminantes del aceite provocado por su uso normal en el circuito hidráulico, evitando así que se afecten elementos sensibles tales como válvulas, el cilindro o la misma bomba hidráulica.

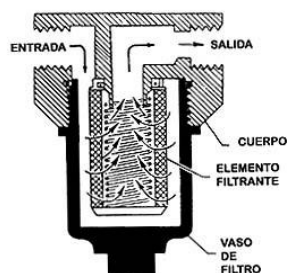


Figura 1-3. Filtro de aceite [3]

Actuador hidráulico

Es el responsable de transformar la energía hidráulica en energía mecánica, y basan su funcionamiento en la presión ejercida por un fluido en una determinada área. Dentro de su clasificación tenemos a los cilindros hidráulicos.

Cilindro de efecto simple

Los cilindros de efecto simple tienen una sola entrada por la cual el fluido desplaza al pistón en un solo sentido. El retorno del pistón se lo obtiene por el peso o carga ejercida sobre el mismo o por la adecuación de un resorte en el interior del cilindro.

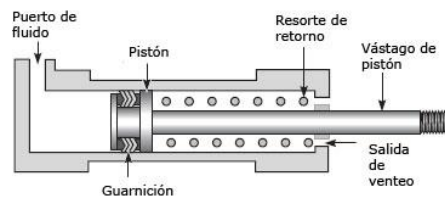


Figura 1-4. Cilindro de efecto simple [4]

Cilindro de efecto doble

Los cilindros de doble efecto tienen una entrada en cada lado del pistón, el desplazamiento del mismo se produce por la diferencia de presiones en el cilindro.

Generalmente la carga se coloca de manera horizontal y estos pueden contar con un vástago simple o doble

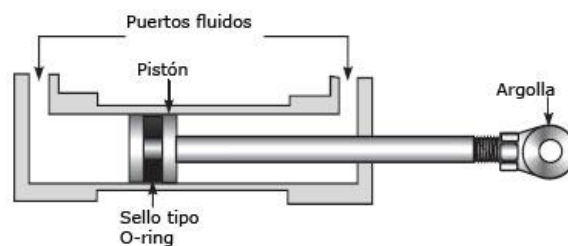


Figura 1-5. Cilindro de efecto doble [5]

Válvulas

Las válvulas sirven como dispositivos para controlar, regular, y además direccionar el flujo de aceite por el circuito hidráulico.

Tuberías hidráulicas

Son los conductos por donde circula el fluido a través del circuito hidráulico. Estas tuberías pueden ser mangueras flexibles resistentes a altas presiones, así como tuberías rígidas de acero.

1.3.4 Tipos de elevadores hidráulicos

De acuerdo a la forma de elevación, los elevadores de personal pueden ser:

Elevador tipo tijera

Su funcionamiento consiste en un conjunto mecánico accionado por cilindros hidráulicos que permiten desplazar la plataforma verticalmente. Puede disponer de estabilizadores para nivelarlo. Permite realizar traslación mientras la plataforma de trabajo está elevada.

La ventaja que presenta el uso de este tipo de levadores es la capacidad de carga que permiten transportar, con este mecanismo el usuario puede acceder al área de trabajo con material y hasta dos operarios más. Se usa en trabajos de mantenimiento en ambientes exteriores e interiores.



Figura 1-6. Elevador tipo tijera [6]

Elevador tipo pluma

Consiste en un brazo articulado accionado por un sistema hidráulico. Este brazo telescópico tiene la capacidad de rotar 360°, además, puede desplazar la plataforma de trabajo en los planos horizontal y vertical, según se requiera.

Son máquinas de peso considerable, puesto que debe contrarrestar el momento que genera el brazo extendido.

Una ventaja que posee, es que la cesta puede ubicarse unos metros por debajo de la base. Se utiliza en lugares donde el acceso al área de trabajo se ve dificultado por la cantidad de obstáculos que hay salvaguardar. Se emplean para trabajos en ambientes exteriores.



Figura 1-7. Elevador tipo pluma [7]

Elevador de mástil vertical

La plataforma de trabajo es elevada verticalmente por un mástil de aluminio. Un pistón hidráulico acciona un sistema de transmisión polea-cadena que permite la elevación de los mástiles de aluminio.

Al igual que los elevadores tipo tijera, esta plataforma solo se desplaza verticalmente. Se usa en ambientes interiores, por el espacio reducido que ocupa.



Figura 1-8. Elevador de mástil vertical [8]

1.4 Mecanismo Polea-Cadena

Los mástiles verticales se encuentran enlazados entre sí por medio de cadenas de izaje sujetas en la parte superior e inferior de los mismos bajo la siguiente configuración

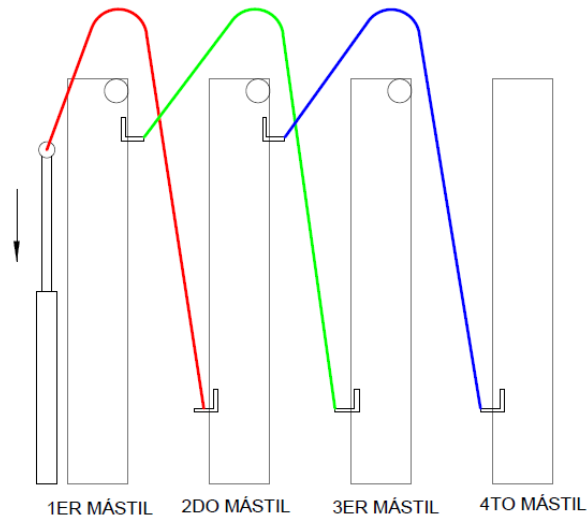


Figura 1-9. Arreglo de mástiles y cadenas

Cuando el cilindro hidráulico se desplaza hacia abajo, provoca el desplazamiento del segundo mástil.

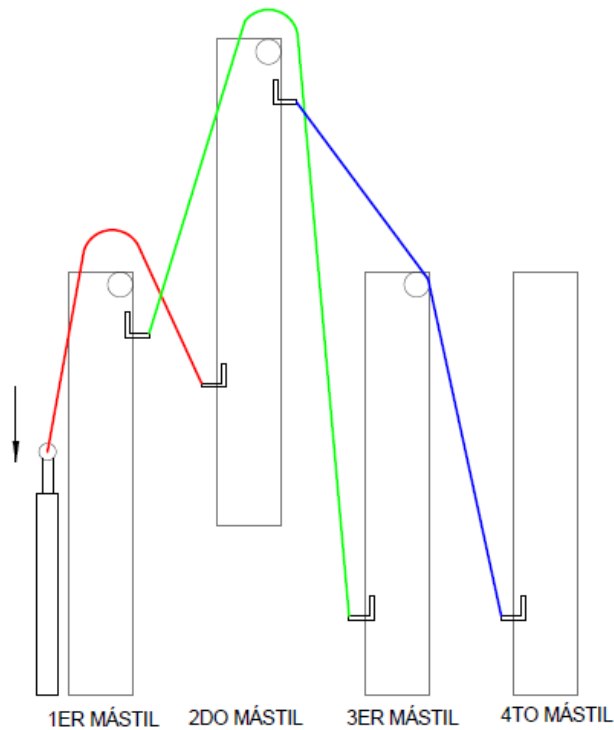


Figura 1-10. Desplazamiento de mástiles

Dado que la cadena de izaje no es extensible, esta procederá a levantar al siguiente mástil. Y de la misma forma se levantarán el resto de mástiles hasta que el cilindro hidráulico haya terminado su carrera.

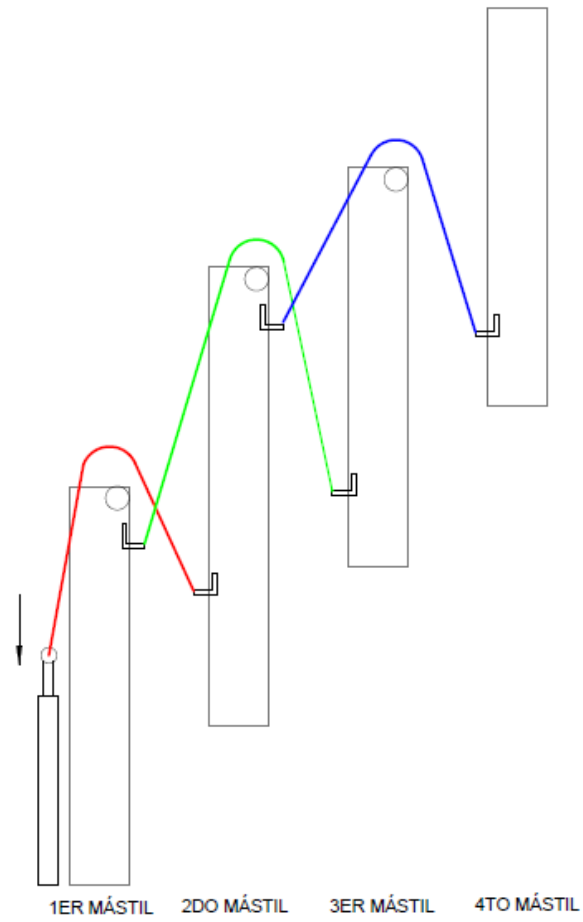


Figura 1-11. Posición final de los mástiles

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Requerimientos funcionales

El elevador de mástil vertical debe cumplir los requerimientos funcionales de acuerdo a las exigencias planteadas que se mencionan a continuación:

- Altura mínima de elevación de la plataforma: 5 metros
- Capacidad para dos personas.
- Deber presentar facilidad de transporte, montaje y mantenimiento.
- Debe ser construida con elementos que puedan ser fabricados y/o comprados en el mercado local.
- Debe ser de fácil operación.
- No debe ser ruidosa.

2.2 Análisis de Alternativas

Para el proceso de diseño se tiene en consideración tres alternativas que dan solución al problema identificado. Con el fin de comparar y evaluar correctamente estas alternativas se las analizarán por separado exponiendo así sus ventajas y desventajas.

2.2.1 Alternativa de diseño # 1

Este diseño consiste en un elevador de mástil vertical simple, el cual eleva la plataforma de trabajo sujetándola por un extremo. El acceso a la plataforma se lo realiza por uno de los costados.

Ventajas

- Facilidad de acceso a la plataforma de trabajo.
- Menor peso de la PEMP.

Desventajas

- Elevado momento por parte de las cargas en la plataforma de trabajo.
- Aumento de fricción entre mástiles.
- Elementos mecánicos más robustos (cilindro hidráulico, soportes, cadenas, etc.)

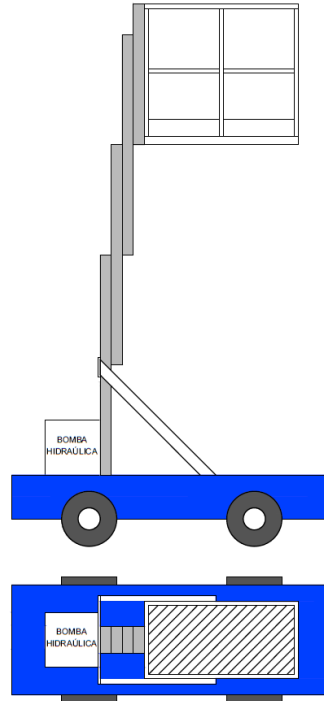


Figura 2-1. Alternativa de diseño # 1 de elevador de mástil vertical

2.2.2 Alternativa de diseño # 2

El diseño mostrado corresponde a un elevador de mástil vertical doble, el cual al igual que el diseño anterior, sujeta a la plataforma por los extremos. El acceso se lo realiza por la parte frontal de la plataforma.

Ventajas

- Cargas y momentos uniformemente distribuidos.
- Reducción de fricción entre mástiles.
- Facilidad de acceso a la plataforma de trabajo.
- Elementos mecánicos menos robustos.

Desventajas

- Mayor espacio ocupado por la PEMP.
- Mayor peso de la PEMP.

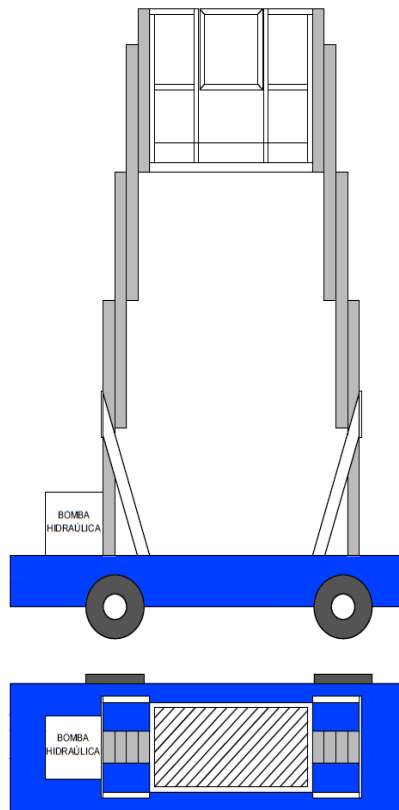


Figura 2-2. Alternativa de diseño # 2 de elevador de mástil vertical

2.2.3 Alternativa de diseño # 3

Similar al anterior, este diseño consiste en un elevador de mástil vertical doble, el cual sujeta a la plataforma por la parte inferior de la misma, y el acceso se lo realiza por un costado a través de unas escaleras.

Ventajas

- Cargas y momentos uniformemente distribuidos.
- Reducción de fricción entre mástiles.
- Elementos mecánicos menos robustos.
- Mayor altura alcanzada con el mismo número de mástiles.
- Menor espacio ocupado por la PEMP.
- Menor peso de la PEMP.

Desventajas

- Relativa dificultad de acceso a la canastilla.

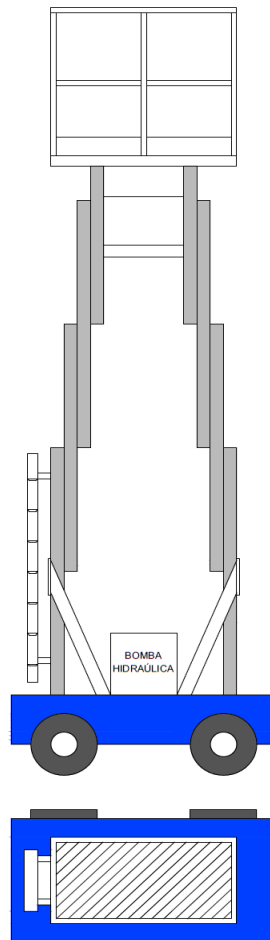


Figura 2.3. Alternativa de diseño # 3 de elevador de mástil vertical

2.3 Selección de Diseño

Para seleccionar la alternativa de diseño adecuada procederemos a definir factores o parámetros de selección. Una vez definidos se les asignará una respectiva ponderación, las cuales se encuentran detalladas en la Tabla 1.

Peso de la plataforma: El peso de la plataforma debe ser moderado, de tal manera que el usuario pueda trasladar la plataforma sin mayor dificultad.

Espacio físico: El área ocupada por la plataforma debe ser tal que el operario sea capaz de acceder con ella a espacios limitados sin comprometer su funcionamiento.

Facilidad de acceso: Nos referimos a la facilidad que pueda presentar el operario para acceder a la canastilla del equipo en cuestión.

Robustez de elementos mecánicos: Las dimensiones de los elementos mecánicos deberán ser moderadas con el fin de reducir el peso y espacio ocupado en la plataforma.

Altura alcanzada: Este factor considera la altura alcanzada por la plataforma con el mismo número de mástiles secuenciales.

Distribución de cargas y momentos: Para optimizar el diseño de los diferentes elementos mecánicos debemos procurar que las cargas, así como los momentos estén distribuidos de manera uniforme disminuyendo así sus magnitudes.

2.3.1 Códigos de Equivalencia

A continuación se describe el respectivo puntaje asignado a cada factor considerado en nuestra matriz de selección. Estos valores van del 1 al 10 de acuerdo a las características de los criterios mencionados. La alternativa de diseño que se desarrollará es la que obtenga mayor calificación una vez culminado el proceso de evaluación.

Tabla 1. Códigos de equivalencia

Criterio de comparación	Código de equivalencia	
	10-6	5-1
Peso de la plataforma	Liviana	Pesada
Espacio ocupado	Reducido	Amplio
Facilidad de acceso	Fácil	Difícil
Robustez de elementos mecánicos	Moderada	Grande
Altura alcanzada	Mayor	Menor
Distribución de cargas y momentos	Uniforme	Desigual

2.3.2 Matriz de Selección

En la siguiente tabla se exponen los criterios previamente mencionados con su respectivo puntaje para cada alternativa de diseño.

Tabla 2. Matriz de selección

Factor	Peso	Alternativa de diseño # 1		Alternativa de diseño # 2		Alternativa de diseño # 3	
		Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Peso de plataforma	0,25	9	2,25	5	1,25	7	1,75
Espacio físico	0,25	7	1,75	5	1,25	9	2,25
Facilidad de acceso	0,05	9	0,45	9	0,45	5	0,25
Robustez de elementos mecánicos	0,15	6	0,9	8	1,2	8	1,2
Altura alcanzada	0,15	7	1,05	7	1,05	9	1,35
Distribución de cargas y momentos	0,15	5	0,75	10	1,5	10	1,5
TOTAL	1	7,15		6,7		8,3	

La finalidad de esta matriz es determinar el mejor diseño de una PEMP, por lo que consideramos de mayor relevancia los parámetros correspondientes al espacio ocupado y la altura a la que podemos acceder con el mecanismo.

Como se puede apreciar en la matriz de selección, la alternativa # 3 es la que cumple de mejor manera con estos requerimientos de diseño y con los demás criterios de comparación.

De acuerdo a los resultados obtenidos, el diseño a seguir en el presente trabajo será la tercera alternativa.

2.4 Plataforma de trabajo

Para el diseño de la plataforma de trabajo se seguirá la norma española UNE EN-280, en base a la cual se dimensionará esta estructura de acuerdo a los diferentes requisitos que esta propicia con el fin de garantizar la seguridad del operario.

Para el análisis estructural de la plataforma de trabajo se utilizará el software SAP2000 con el fin de seleccionar adecuadamente los perfiles estructurales y analizar los factores de seguridad de esta estructura.

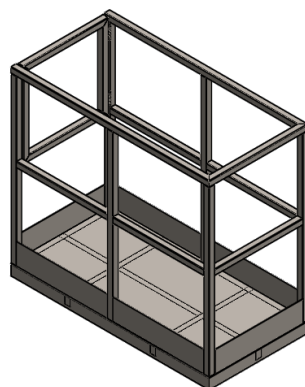


Figura 2-4. Diseño de forma de la plataforma de trabajo

2.4.1 Cargas en la plataforma de trabajo

La norma UNE EN-280 establece que la carga nominal sobre la plataforma se la modela de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$m = n * m_p + m_e \quad (1)$$

Donde:

m : Carga nominal

n : Número de personas autorizadas sobre la plataforma de trabajo

m_p : Masa de una persona (80 kg)

m_e : Masa de herramientas (60kg)

Además de la carga nominal, la plataforma de trabajo también debe estar diseñada para soportar los esfuerzos producidos por su propio peso y por cargas externas en las condiciones más desfavorables.

2.5 Estructura extensible

2.5.1 Selección de cadenas

En el interior de cada mástil vertical se alojarán dos cadenas, con el fin de distribuir mejor la carga y evitar momentos flectores que causen daño en estos elementos.

La selección de las cadenas se las realizará por medio de un proceso iterativo, ya que en la fase inicial del diseño sólo se conoce la carga nominal y el peso de la plataforma de trabajo, más no el de los componentes que componen la PEMP. Por lo tanto una vez preseleccionadas las cadenas se recalculará las fuerzas y se rediseñarán los demás componentes.

Para la selección de las cadenas tomaremos el escenario más crítico, en el cual la carga nominal se concentra solamente en un grupo de mástiles. Sin embargo el peso de la plataforma de trabajo si se distribuye uniformemente entre los dos grupos de mástiles.

Considerando la fricción como 10% de la carga total, la fuerza que deberá soportar cada cadena será determinada por la siguiente expresión:

$$F = \frac{1}{2} * f_{fricción} * \left(m + \frac{W_c}{2} + n_m W_m + W_e \right) \quad (2)$$

Donde:

$f_{fricción}$: Factor de fricción

m : Carga nominal

n_m : Número de mástiles

W_m : Peso del mástil

W_c : Peso de la plataforma de trabajo

W_e : Peso de los componentes mecánicos

2.5.2 Selección de Poleas

Las poleas se las adquiere junto con las cadenas de acuerdo a su capacidad. Estas son proporcionadas por el mismo proveedor.

2.5.3 Templadores de cadena

Estos elementos serán los encargados de proporcionar la tensión adecuada a las cadenas una vez colocadas en los respectivos sujetadores.

Los esfuerzos críticos a analizarse en este elemento mecánico serán los de aplastamiento en las orejas; y el esfuerzo axial que soporta a través de su longitud. Por lo tanto para el diseño de este elemento determinaremos el diámetro de la sección roscada y espesor de las orejas.

$$\phi_{templador} = \sqrt[2]{\frac{4F\eta}{\pi S_y}} \quad (3)$$

$$e_{orejas} = \frac{F\eta}{2D_p S_y} \quad (4)$$

Donde:

F: Tensión en la cadena

η : Factor de seguridad

d_p : Diámetro del pasador de la cadena

S_y : Resistencia a la fluencia del material



Figura 2-5. Templador de cadena

2.5.4 Ejes de poleas

Estos ejes se colocarán en la parte superior de los mástiles, y sobre estos se alojarán dos poleas. Para su dimensionamiento se debe considerar que entre ellas se encontrarán superpuestas dos poleas correspondientes al siguiente mástil, por lo tanto la longitud del eje debe al menos cuatro veces el ancho de las poleas seleccionadas más el espacio de los apoyos.

Se diseñarán los ejes calculando el diámetro que estos deben presentar para resistir los esfuerzos de flexión debido a las fuerzas que ejercen las cadenas sobre estos. En el diseño no se consideran los esfuerzos de torsión debido a que en el interior de cada polea se encuentra un rodamiento que permite el giro libre de la misma con respecto al eje.

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32M\eta}{\pi S_y}} \quad (5)$$

Donde:

M: Momento flector en el eje

η : Factor de seguridad

S_y : Resistencia a la fluencia del material

2.5.5 Soporte para ejes

El diseño de este elemento mecánico se lo realizará con el fin de evitar la falla por aplastamiento calculando el espesor adecuado de la placa. La dimensión del agujero central será la misma del diámetro del eje que sostendrá, mientras que las dimensiones de los agujeros exteriores serán la de los pernos de sujeción.

La selección de los pernos se la realizará para soportar los esfuerzos cortantes producidos por las tensiones de las cadenas.

$$\phi_{perno} = \sqrt[2]{\frac{8F\eta}{\pi S_y}} \quad (6)$$

$$e_{soporte} = \frac{F\eta}{\phi_{perno} S_y} \quad (7)$$

Donde:

F: Tensión en la cadena

η : Factor de seguridad

S_y : Resistencia a la fluencia del material

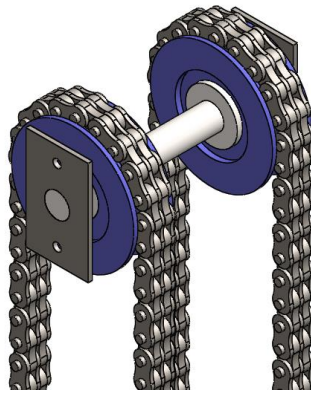


Figura 2-6. Esquema de soporte de ejes

2.5.6 Sujetador de cadena al mástil

Este elemento será el encargado de fijar la cadena al mástil vertical sujetándola de sus orejas por medio de un pasador correspondiente al mismo eslabón de la cadena. En el cuerpo del sujetador atravesará un perno que fijará este componente al mástil vertical.

Los esfuerzos críticos a ser analizados en este sujetador al igual que en templador de cadena, son los de aplastamiento en las orejas, mientras que para la selección del perno central se deben considerar los esfuerzos cortantes que se producen por la tensión de la cadena.



Figura 2-7. Sujetador de cadena

2.5.7 Sujetador del templador al mástil

Al igual que el elemento mencionado anteriormente, este soporte fija el templador al mástil vertical. El diseño de este sujetador es igual al anterior, se seleccionan los pernos considerando los esfuerzos cortantes y se evalúa el aplastamiento producido por los mismos.

$$\phi_{perno} = \sqrt[2]{\frac{4F\eta}{\pi S_y}} \quad (8)$$

Donde:

F: Tensión en la cadena

η : Factor de seguridad

S_y : Resistencia a la fluencia del perno

Para verificar los esfuerzos de aplastamiento en el sujetador se realizará un análisis de elementos finitos que será mostrado en la sección de resultados.

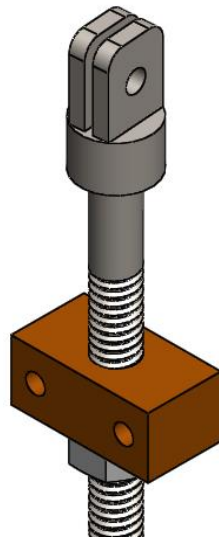


Figura 2-8. Esquema de sujetador de templador

2.5.8 Mástiles verticales

El material de los mástiles verticales será aluminio por su buena relación peso/resistencia y su bajo coeficiente de fricción, Estos perfiles se obtendrán a partir de un proceso de extrusión debido a la sección que deben presentar.

El número de mástiles en cada extremo de la PEMP será cuatro, y la altura de estos deberá ser de 2.25 metros, ya que en el interior del primero se alojará el cilindro hidráulico con carrera de 0,9144 metros.

Los esfuerzos a analizarse en los mástiles son los de aplastamiento, producidos por los pernos de sujeción de los diferentes componentes en su interior.

$$e_{mástil} = \frac{F\eta}{\phi_{perno}S_y} \quad (9)$$

Al ser este un elemento que trabaja a compresión también se realizará un análisis de pandeo, en el cual se determinará la razón de esbeltez y se comparará el límite de Euler.

$$\text{Razón de esbeltez} = \frac{L_e}{R} = \frac{kL}{R} \quad (10)$$

$$\text{Límite de Euler} = C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (11)$$

Donde:

Le: Longitud efectiva

k: Factor de longitud efectiva

L: Longitud del elemento

R: Radio de giro

E: Módulo de Young del material

Sy: Límite de fluencia del material

Si la razón de esbeltez es mayor que el límite de Euler, el estudio de pandeo se analiza por medio de la Ecuación de Euler; caso contrario se lo analiza por medio de la Ecuación de Johnson

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{R}\right)^2} \quad \text{Ecuación de Euler} \quad (12)$$

$$\sigma_{cr} = \left(1 - \frac{1}{2}\left(\frac{L_e}{RC_c}\right)^2\right) S_y \quad \text{Ecuación de Johnson} \quad (13)$$

2.5.9 Sistema de fijación del cilindro al mástil vertical

El cilindro hidráulico será fijado en la parte inferior del primer mástil por medio de un eje y unos soportes, los cuales serán emperrados en el interior del mástil vertical.

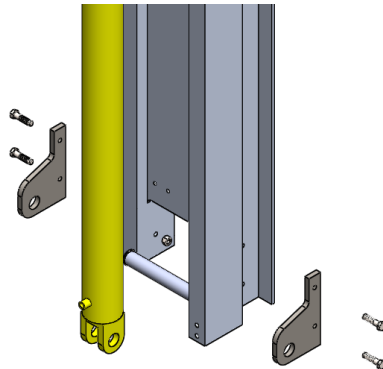


Figura 2-9. Esquema del sistema de fijación del cilindro al mástil vertical

2.5.9.1 Eje inferior

Los esfuerzos que debe soportar este eje son producidos por la misma fuerza que realiza el cilindro hidráulico para elevar a la plataforma de trabajo.

Para el diseño de este componente se analizarán los esfuerzos de flexión obteniendo los diagramas de corte y de momentos con ayuda del software SAP2000.

2.5.9.2 Soportes de cilindro

Debido a que cada elemento se encuentra alojado en el interior de las paredes frontales así como de las laterales, este soporte se dimensionará en función del espacio disponible en el mástil.

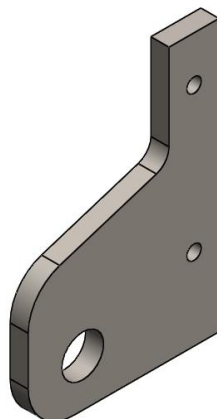


Figura 2-10. Diseño de forma del soporte de cilindro

Debido a que la fuerza que ejerce el eje sobre los soportes no pasa sobre el centroide de los pernos, se genera un momento en la placa, que además junto con la geometría compleja que este presenta, resulta difícil modelar matemáticamente, por lo cual acudimos al análisis de elementos finitos para determinar los esfuerzos en la placa y seleccionar el espesor adecuado para evitar la falla por aplastamiento.

$$\sigma_{cr}M = F * distancia \quad (14)$$

$$F_{primaria} = \frac{F}{\# \text{ de pernos}} \quad (15)$$

$$F_{secundaria} = \frac{Mr_i}{\sum_{j=1}^2 r_j^2} \quad (16)$$

$$F_B = \sqrt{F_{primaria}^2 + F_{secundaria}^2} \quad (17)$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8F_B\eta}{\pi S_y}} \quad (19)$$

2.5.10 Sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico

Este sistema consta básicamente de tres componentes, los sujetadores de cadenas, el eje, y el cilindro hidráulico.

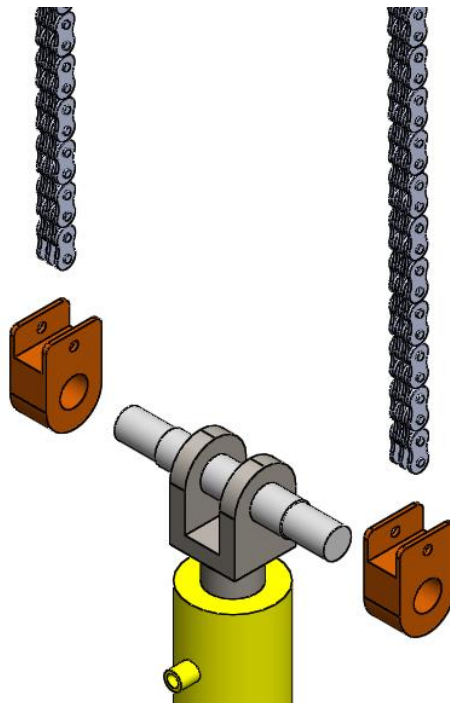


Figura 2-11. Esquema del sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico

2.5.10.1 Eje superior

Al igual que el eje inferior, éste deberá soportar las tensiones ejercidas por las cadenas en sus extremos, sin embargo los esfuerzos producidos no son los mismos, ya que la ubicación de las cargas y los apoyos varían. Por lo tanto se analizarán nuevamente los esfuerzos de flexión para este eje a partir de los diagramas de corte y de momentos asimismo con ayuda del software SAP2000.

2.5.10.2 Diseño del sujetador de cadena al cilindro

Este sujetador tendrá las mismas características que el sujetador diseñado en la sección 2.4.6, ya que soporta la fuerza ejercida por la misma cadena. Sin embargo su forma será distinta, ya que este elemento se encuentra colocado sobre el eje del cilindro hidráulico.

2.6 Chasis

Esta estructura será la encargada de soportar la carga nominal de la PEMP, así como el peso de la estructura extensible junto con todos sus componentes.

Al igual que la plataforma de trabajo se realizará el análisis estructural en SAP2000 con el fin de seleccionar adecuadamente los perfiles estructurales y analizar los factores de seguridad de esta estructura.

2.7 Diseño de estabilizadores

De acuerdo a la norma UNE-EN 280, para realizar el análisis de estabilidad es necesario tomar en consideración las fuerzas que actúan sobre la plataforma con un respectivo coeficiente de ajuste. En la siguiente tabla se detallan a continuación estos valores:

Tabla 3. Fuerzas y coeficientes de ajuste

Fuerzas	Coeficiente
Peso de la canastilla	1
Peso del elevador	1
Fuerza del viento	1.1
Fuerza manual	1.1
Carga nominal	1

Para el diseño de los estabilizadores se tomarán en cuenta dos escenarios. El primero en el cual el vuelco se produce por la parte frontal, mientras que en el segundo escenario el vuelco se produce por la parte lateral.

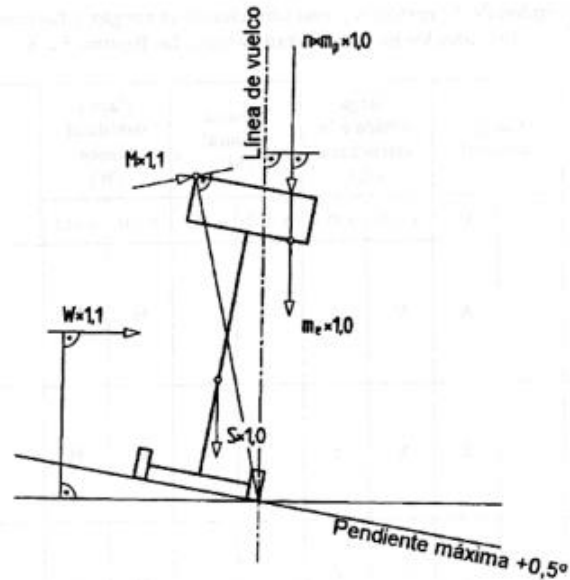


Figura 2-12. Diagrama de cuerpo libre de una PEMP sin estabilizadores [9]

2.7.1 Diseño del tornillo de potencia

Además de evitar el vuelco del elevador, los estabilizadores también sirven para nivelarlo en zonas donde la inclinación sobrepasa el valor permisible. Para esto se utiliza un tornillo de potencia que permitirá ascender o descender la plataforma según la necesidad. El torque necesario para ascender la plataforma se lo determina en base a la siguiente ecuación.

$$T_{subida} = \frac{W d_p}{8} \left(\frac{\mu \pi d_p + L \cos(\alpha)}{\pi d_p \cos(\alpha) - \mu L} \right) \quad (20)$$

Donde:

W: Es el peso de la PEMP

d_p : Diámetro de paso del tornillo de potencia

μ : Coeficiente de rozamiento del material

α : Ángulo de inclinación de la rosca

L: Avance del tornillo

Debido a que este elemento mecánico trabaja a compresión, será necesario un análisis de pandeo además del análisis de esfuerzos axiales y de torsión debido al propio peso del elevador y el torque aplicado respectivamente.

$$\sigma = \frac{W}{8A_t} \quad (21)$$

$$\tau = \frac{16T_{subida}}{\pi d^3} \quad (22)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (23)$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (24)$$

2.7.2 Diseño de palanca de ascenso y descenso del tornillo

Para proporcionar el torque de subida al tornillo de potencia será necesario una palanca que facilite esta operación al operario. Para esto se utilizará un tubo rectangular empernado en sus extremos, el cual estará sometido a los esfuerzos de flexión producidos por la fuerza aplicada en un extremo.

$$F_{palanca} = \frac{T_{subida}}{distancia} \quad (25)$$

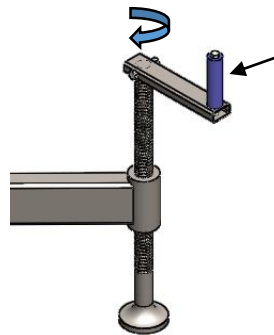


Figura 2-13. Esquema de palanca de ascenso y descenso del tornillo

2.7.3 Selección del mango para palanca de ascenso y descenso

El material de este elemento será teflón y se dimensionará de acuerdo a la ergonomía que este presente con el operario. Para el presente trabajo se seleccionó un diámetro de 25 milímetros.

Para sujetar el mango al tubo rectangular se utilizará un perno que sea capaz de soportar la fuerza cortante ejercida al momento de nivelar la PEMP.

2.8 Sistema de fijación de la plataforma de trabajo al mástil vertical

El material de la plataforma de trabajo y del mástil vertical no son los mismos, por lo tanto estos no se pueden soldar. En vista de esto se fijará la plataforma de trabajo a un tubo rectangular por medio de un par de orejas soldadas en la parte superior, mientras que en la parte inferior llevará soldados dos perfiles angulares que se empernarán al mástil vertical.

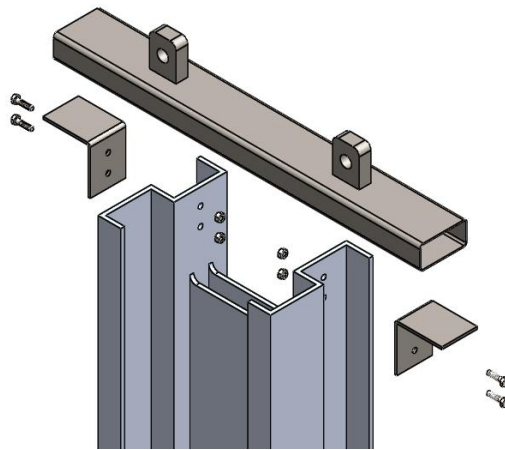


Figura 2-14. Esquema del sistema de fijación de la plataforma de trabajo al mástil vertical

2.8.1 Orejas del tubo rectangular

Los esfuerzos críticos a analizarse son los de aplastamiento debido a la fuerza que ejercen los pernos sobre las orejas. Para esto se calculará el espesor de estos elementos a partir de las reacciones en los apoyos de la plataforma de trabajo.

2.8.2 Soldadura en orejas

Para realizar el cálculo de las uniones soldadas, se utilizará el método de soldadura de línea, en el cual determinaremos la pierna del filete de soldadura.

Las reacciones en los apoyos de la plataforma de trabajo presentan las 3 componentes ortogonales, por lo tanto se considerarán sobre estos elementos los esfuerzos axiales, cortantes, y de flexión.

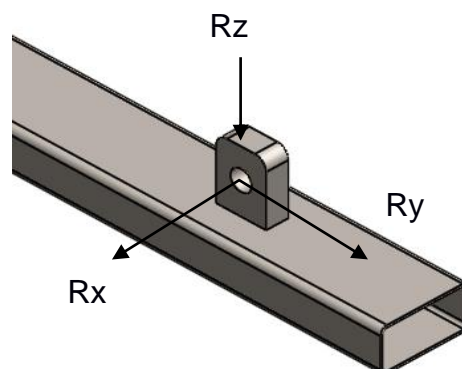


Figura 2-15. Reacciones en la oreja del tubo rectangular

2.8.3 Selección del tubo rectangular

Las dimensiones del tubo se seleccionarán de acuerdo a la facilidad de ensamblaje de este componente y el mástil vertical. Los perfiles angulares que sostienen el tubo rectangular se empernarán en la cavidad frontal del mástil, como lo muestra la figura 2.14.

Para seleccionar el espesor adecuado de este tubo se realizará un análisis de elementos finitos considerando que toda la carga nominal junto con la mitad del peso de la plataforma de trabajo se encuentra distribuida sobre este elemento.

2.8.4 Selección de perfiles angulares

La función de los perfiles angulares es fijar el tubo rectangular y la plataforma de trabajo al mástil vertical, sin embargo este tubo descansa principalmente sobre los mástiles, por lo que este no se encuentra sometido directamente a cargas o esfuerzos.

No obstante, bajo las condiciones planteadas por la norma UNE EN-280, se generarán reacciones en los apoyos de la plataforma de trabajo, las mismas que serán transmitidas a los pernos del perfil angular y el mástil vertical. Por lo tanto se seleccionarán los pernos y se calculará el espesor del perfil angular a partir de estas fuerzas.

2.9 Sistema de fijación de los mástiles al chasis

Los mástiles verticales además de descansar sobre el piso del chasis, también se los sujetará a los tubos cuadrados por medio de uniones empernadas en la parte central y lateral del chasis.

Además de estas uniones, entre los mástiles interiores se colocará un soporte que evitará que estos se abran o se cierren forzando la unión mástil-chasis.

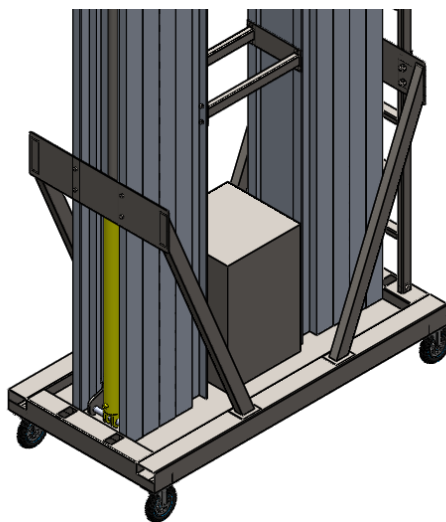


Figura 2-16. Esquema del sistema de fijación de los mástiles al chasis

2.9.1 Soportes laterales

En las partes laterales del chasis se fijarán los mástiles por medio de un soporte compuesto por placas y tubos rectangulares en diagonal; el cual se empernará a la altura del centro de los mástiles evitando que estos se abran o cierren con respecto al piso del chasis.

Las bases de estos soportes estarán soldadas al chasis, por lo tanto se calculará la pierna del filete de soldadura en base a los esfuerzos cortantes y de flexión producidos por la apertura de los mástiles. Además mediante un análisis de elementos finitos se seleccionará las medidas del tubo rectangular para este soporte.

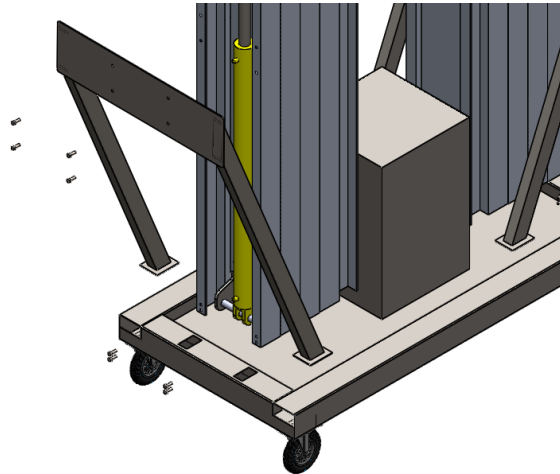


Figura 2-17. Esquema del sistema de fijación del soporte lateral

2.9.2 Separador de mástiles

Al igual que los soportes laterales, este separador estará compuesto por placas y tubos rectangulares horizontales que se empernarán en el interior mástiles verticales de aluminio.

Este elemento se lo diseñará para resistir los esfuerzos axiales que evitan el acercamiento o alejamiento de los mástiles, por lo cual a partir de este análisis se determinarán las dimensiones adecuadas del tubo rectangular.

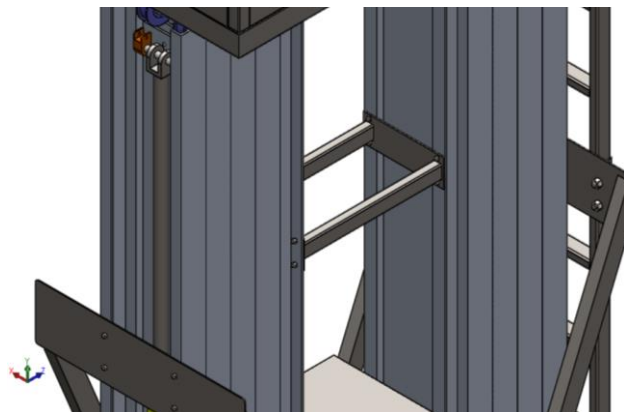


Figura 2-18. Separador de mástiles

2.10 Sistema hidráulico

El sistema hidráulico será el encargado de accionar el mecanismo de cadenas y poleas por medio de los cilindros hidráulicos, los cuales tirarán de las cadenas provocando el desplazamiento de los mástiles, y de esta manera el ascenso de la plataforma de trabajo.

2.10.1 Bomba hidráulica

Caudal

De acuerdo a la norma UNE-EN 280, la máxima velocidad de ascenso para una PEMP del tipo A es 0.7 m/s, sin embargo la velocidad de ascenso seleccionada será de 0.35 m/s, de tal forma que la plataforma de trabajo pueda alcanzar la altura propuesta en un tiempo de ocho segundos.

Combinando las ecuaciones de la continuidad y del movimiento rectilíneo uniforme se determina el caudal de la bomba por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\pi(D_{in}^2 - D_{out}^2)V_p}{6} \quad (26)$$

Donde:

D_{in} : Diámetro interior del cilindro hidráulico.

D_{out} : Diámetro exterior del cilindro hidráulico.

V_p : Velocidad de ascenso de la plataforma.

Presión

Con la selección del cilindro hidráulico, y la carga nominal junto con el peso de los elementos previamente mencionados, se calcula la presión necesaria en el cilindro para su desplazamiento.

$$P_{min} = \frac{\text{Carga nominal} + \text{Peso de componentes}}{\text{Área interior del cilindro}} \quad (27)$$

También es importante considerar las pérdidas por fricción en las tuberías y en los accesorios, por lo tanto de acuerdo al diámetro de las cañerías se determina la velocidad del fluido.

$$V_{aceite} = \frac{4Q}{\pi\phi_{cañeria}^2} \quad (28)$$

Para calcular el coeficiente de fricción, primero se obtiene el número de Reynolds, y si este es laminar se lo calcula por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach

$$Re = \frac{V_{aceite}d_{cañeria}}{\mu} \quad (29)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (30)$$

Junto con los coeficientes de pérdidas para los accesorios se procede a calcular la caída de cabezal por fricción.

$$h_f = f \frac{V_{aceite}^2}{2g} \left(\frac{L_{cañeria}}{\phi_{cañeria}} + \sum K \right) \quad (31)$$

$$P_f = \rho g h_f \quad (32)$$

Por lo tanto la presión que la bomba debe suministrar al sistema hidráulico será la suma de las dos presiones previamente determinadas

$$P_{bomba} = P_{min} + P_f \quad (33)$$

2.10.2 Motor eléctrico

La potencia del motor se calcula a partir de la diferencia de presión a la entrada y salida de la bomba junto con el caudal que proporciona.

$$Pot = \frac{Q * P_{bomba}}{750} \quad (34)$$

Donde el caudal está en m³/min y la presión en Pascales. De esta forma se obtiene la potencia en HP, la cual es la medida estándar para potencia eléctrica.

2.10.3 Cilindro hidráulico

Para que la plataforma de trabajo ascienda la altura propuesta, se seleccionará un cilindro hidráulico de doble efecto de carrera de 36”.

2.10.4 Filtros

De acuerdo al tipo de sistema hidráulico y su aplicación se selecciona el grado de filtración óptimo para el circuito. Este sistema hidráulico contará con dos filtros, de succión y de retorno al tanque.

Para sistemas hidráulicos de medianas presiones y aplicaciones como elevadores se recomienda un grado de filtración de 10 a 20 μm.

2.10.5 Conductos hidráulicos

Debido a que en el sistema hidráulico ni ninguno de sus componentes se desplazan, se procederá a trabajar con cañerías rígidas de acero. Por lo tanto se deberá escoger el espesor apropiado para su funcionamiento.

A las cañerías se las modelará como cilindros de pared delgada analizando su esfuerzo tangencial. Por lo tanto estos deberán soportar la presión de trabajo de la bomba.

$$t = \frac{p_{bomba} \phi_{cañería} \eta}{2S_y} \quad (35)$$

2.10.6 Reservorio de aceite

El reservorio se lo fabricará de acuerdo a la norma DIN 24339 y de acuerdo a recomendaciones técnicas la capacidad del mismo debe ser de 3 a 5 veces más el volumen de alimentación de los cilindros hidráulicos

$$V = 4 * \frac{2\pi d_{cilindro}^2 S}{4} \quad (36)$$

Para este sistema hidráulico se utilizará un reservorio despresurizado, el cual debe llevar respiradero en la parte superior del mismo. Además de esto debe contar con filtros, mirilla y los respectivos accesos para las tuberías de suministro y de descarga.

2.11 Sistema de fijación de los estabilizadores al chasis

Los estabilizadores serán fijados al chasis de la PEMP por medio de soportes que estarán soldados en los extremos de los perfiles cuadrados. Para determinar la pierna del filete de soldadura de esta unión, se considerarán los esfuerzos cortantes y de flexión producidos por la tendencia al vuelco por parte de la PEMP.

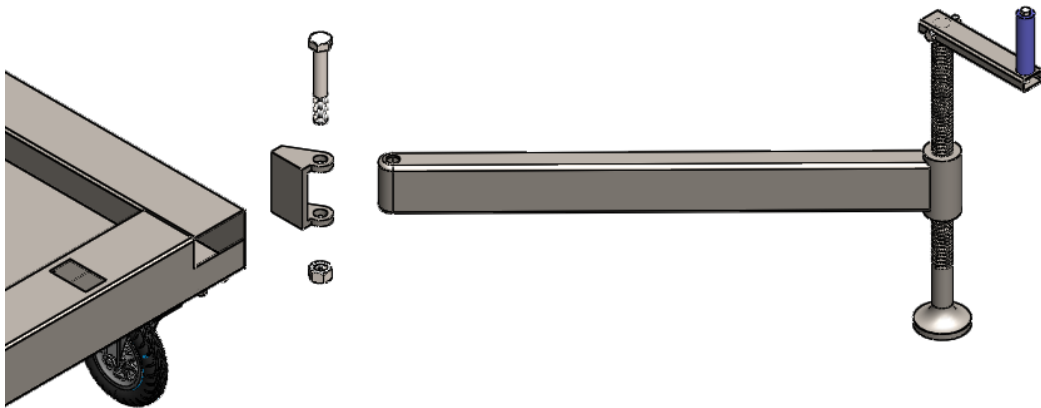


Figura 2-19. Esquema del sistema de fijación de los estabilizadores al chasis

2.11.1 Soporte para estabilizadores

Debido a su geometría, este elemento estará compuesto de tres placas unidas por medio de soldaduras de esquina. En la placa superior e inferior atravesará un perno, el cual que permitirá pivotear el estabilizador desde su posición de transporte hasta su posición de trabajo.

El diseño de este soporte se lo realizará por medio de un análisis de elementos finito, considerando nuevamente los esfuerzos cortantes y de flexión mencionados en la sección anterior.

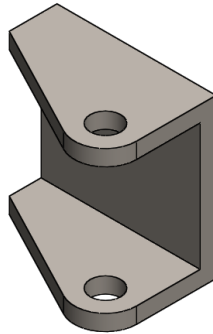


Figura 2-20. Diseño de forma del soporte para estabilizadores

2.12 Requerimientos del sistema eléctrico

La PEMP tendrá un mando superior e inferior en la plataforma de trabajo y en el chasis respectivamente; de los cuales se podrá controlar el ascenso y descenso de la misma.

A continuación se detallan los requerimientos que la PEMP debe cumplir para garantizar la seguridad del operario:

- Para poder accionar el sistema, éste debe ser desbloqueado por medio de un interruptor de llave (ON-OFF)
- El panel inferior debe contar con una señal que indique que el equipo se encuentra encendido.
- El sistema deberá contar con un botón de Parada de Emergencia en ambos mandos.
- La PEMP podrá ser accionada si y sólo si la puerta de acceso a la plataforma de trabajo se encuentra cerrada.
- La PEMP podrá ser accionada si y sólo si la misma se encuentra nivelada con respecto al nivel del piso
- Los botones de ascenso y descenso en ambos mandos deberán ser pulsadores, debido a que la PEMP trabaja a intervalos continuos de altura.
- Mientras la PEMP haya alcanzado su máxima altura, la bomba no podrá ser accionada.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Para el diseño de los componentes que conforman la plataforma elevadora móvil del personal se siguió también la norma NTP 634 , la cual establece que para componentes hidráulicos, así como componentes peligrosos deben contar con un factor de seguridad de 4, mientras que los componentes no peligrosos el factor de seguridad es de 2. Se consideran componentes peligrosos aquellos que, en caso de falla o mal funcionamiento, implicaría un descenso libre de la plataforma. Para las cadenas, el factor de seguridad debe ser igual a 8.

3.1 Plataforma de trabajo

3.1.1 Dimensiones

De acuerdo a lo establecido en la norma UNE EN-280, el área interna de la plataforma designada para dos personas debe tener como máximo 1 m², con un lado no mayor a 1.40 metros. Por lo tanto en este proyecto la plataforma de trabajo tendrá 1.40 metros de largo, mientras que de ancho tendrá 0.7 metros.

La canastilla deberá también llevar zócalos alrededor de la misma para evitar la caída de objetos a las personas que se encuentran alrededor. De acuerdo a la norma anteriormente citada, la altura no deberá ser menor a 0.15 metros.

La altura de los barandales de la plataforma no debe ser menor a 1.1 metros. Asimismo se debe colocar un pretil intermedio a 0.55 metros ya sea con respecto al pretil superior o al piso. En este trabajo la altura será de 1.2 metros y el pretil intermedio se lo colocará a 0.55 metros con respecto al pretil superior.

La puerta de acceso a la plataforma deberá abrirse hacia adentro, y esta no podrá funcionar si la misma no se encuentra cerrada.

El piso deberá ser antideslizante y permitir la salida de agua, sin embargo cualquier apertura en el suelo, zócalos o la puerta de acceso deberá ser dimensionada para impedir el paso de una esfera de 15 mm de diámetro.

Tanto la estructura de la canastilla como los barandales se realizarán con perfilería de acero, teniendo así los siguientes perfiles:

- Tubo cuadrado de 40 x 3 mm.
- Tubo rectangular de 60 x 40 x 2 mm.
- Perfil U de 80 x 50 x 2 mm.
- Plancha de 660 x 150 x 3 mm
- Plancha antideslizante de 3 mm de espesor.

3.1.2 Cargas en la canastilla

Como se lo mencionó en el capítulo anterior, el número de personas que trabajarán sobre la plataforma son dos, por lo tanto la carga nominal total será de 220 kg, o su equivalente de 2156 N.

Con la ayuda de SolidWorks tenemos que el peso de la estructura es de 109 kg. Los pretilos también deben estar diseñados para soportar fuerzas de 500 N por persona en la posición más desfavorable.

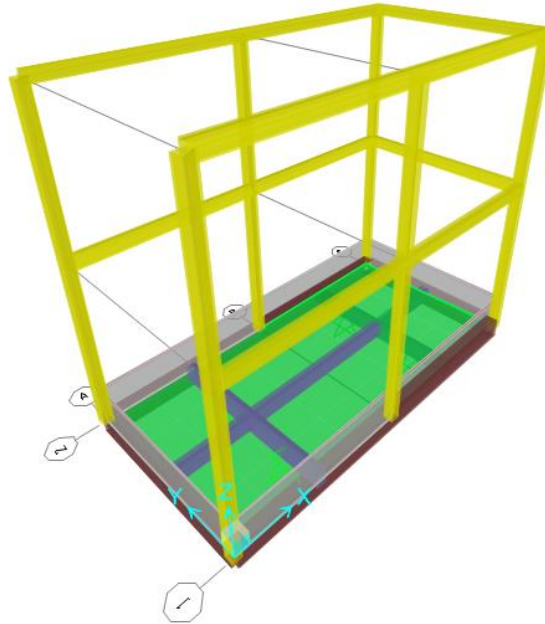


Figura 3-1. Plataforma de trabajo en sap2000

3.1.3 Simulación de diseño en SAP2000®

Con el fin de simular las condiciones más desfavorables, el peso de los operarios y las herramientas se los tomará como cargas puntuales sobre la estructura. Las mismas estarán posicionadas de la siguiente manera:

- Un operario en el centro de la plataforma (784 N).
- Un operario en el borde de la plataforma (784 N).
- Las herramientas están situadas entre los operarios (588 N).

Las fuerzas ejercidas en los pretilos estarán orientadas en el mismo sentido separadas por una distancia de 0.50 metros.

Para esta simulación no se tomará en cuenta la puerta, ya que el caso más desfavorable es cuando la misma se encuentra abierta.

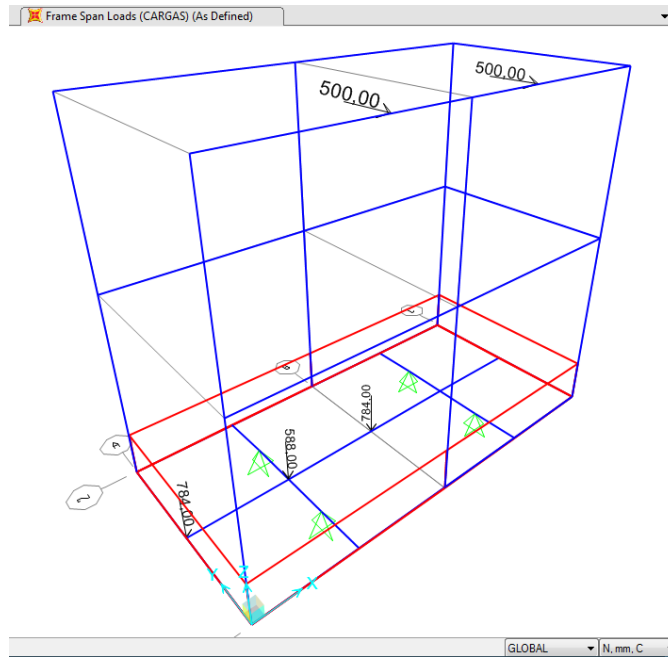


Figura 3-2. Distribución de cargas sobre la plataforma de trabajo

Los resultados obtenidos de la simulación se muestran en la Figura 3.3. El valor indicado sobre cada línea es la relación Demanda/ Capacidad de cada perfil, obteniendo como máximo una relación de 0.458, el cual es equivalente a un factor de seguridad de 2.2, por lo tanto la estructura no falla y se puede continuar con el diseño del resto de componentes.

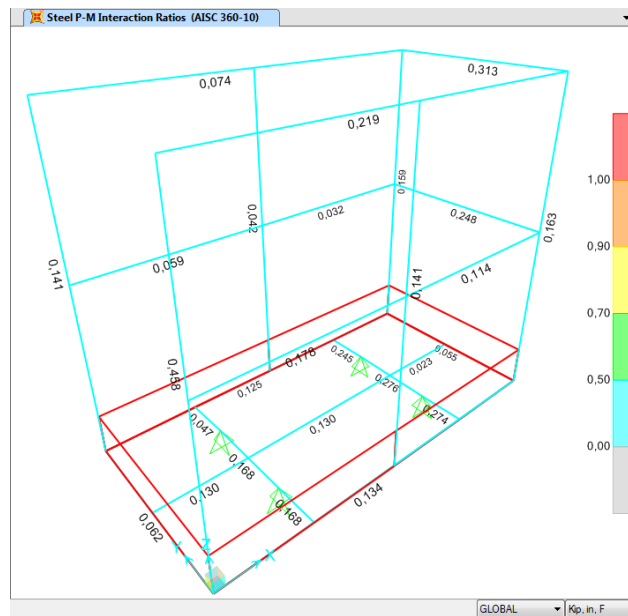


Figura 3-3. Relación demanda/capacidad de perfiles

3.2 Selección de cadenas

De acuerdo a la posición de los diferentes elementos al interior del mástil, la longitud de las cadenas serán 1.9 metros.

Tabla 4. Selección de cadenas

Carga a soportar (F_n)	Capacidad Seleccionada (C_n)
182.35 kg	1.5 TN
211.53 kg	2.0 TN
241.21 kg	2.0 TN

3.3 Dimensiones de las Poleas

Realizada la cotización de acuerdo a las capacidades de las poleas para 2.0 TN, las dimensiones proporcionadas se muestran a continuación.

Tabla 5. Dimensiones de las poleas

Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro interior	Ancho interior
118 mm	40 mm	38 mm	30 mm

3.4 Templadores de cadena

Estos elementos mecánicos serán maquinados a partir de ejes de acero AISI 1018, los cuales presentan una resistencia a la fluencia de 235 MPa.

El valor calculado del diámetro de la sección roscada del templador es 8 milímetros, sin embargo se seleccionará un diámetro de 14 milímetros debido a que el ancho del cuerpo del sujetador debe ser al menos el 29 y 23 milímetros. De esta forma se reducen los esfuerzos producidos en los cambios de sección y además disminuye el tiempo de mecanizado

En la siguiente tabla se mostrarán las dimensiones de los templadores:

Tabla 6. Dimensiones de templadores

Diámetro	Ancho del sujetador		Espesor de orejas	Altura
12 mm	29 mm	23 mm	3 mm	170 mm

3.5 Ejes de poleas

Para el diseño de los ejes se trabajará con al acero ASSAB 705, el cual presenta una resistencia a la fluencia de 680 MPa.

La fuerza que debe soportar el eje en cada polea es el doble de la tensión que ejercen las cadenas. A continuación se mostrarán estos valores junto con los respectivos diámetros:

Tabla 7. Tensiones ejercidas en ejes

F1	F2	F3
3574.06 N	4145.99 N	4727.716 N

Tabla 8. Diámetro de ejes de poleas

D1	D2	D3
20 mm	28 mm	22 mm

Se puede notar que el tercer eje a pesar de soportar una mayor tensión, posee un menor diámetro que el segundo eje. Esto sucede debido a que en el segundo, eje la distancia de la polea con respecto a los apoyos es mayor, por lo tanto el momento también, lo cual implica un mayor esfuerzo de flexión con respecto al tercer eje.

3.6 Soporte para ejes

3.6.1 Selección de pernos

Para las uniones empernadas se seleccionarán pernos de clase métrica 8.8, los cuales presentan una resistencia mínima a la fluencia de 660 MPa.

Debido a la distribución de las cargas directamente sobre los centroides de los pernos, estos se encuentran sometidos a cortante puro. A continuación se muestran las medidas de los pernos seleccionados

Tabla 9. Diámetro de pernos de soporte para ejes

d1	d2	d3
M8	M8	M10

3.6.2 Espesores de placa para soporte de ejes

El material de las placas con las que se realizará los soportes será el acero ASTM A36, el cual presenta un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa. Las áreas más propensas a fallar por aplastamiento son aquellas en las cuales se encuentran apoyados los pernos ya que presentan un menor diámetro.

Tabla 10. Espesores de soportes para ejes

e1	e2	e3
4 mm	5 mm	5 mm

3.7 Sujetador de cadena al mástil

3.7.1 Espesor de las orejas

El material con el que se fabricará este elemento será el acero ASTM A36. El diámetro del agujero de las orejas será igual al diámetro del pasador de las cadenas. Por lo tanto para evitar el aplastamiento en el sujetador calcularemos el espesor adecuado de las orejas considerando los pasadores de 5 y 7 milímetros de las cadenas de 1.5 y 2.0 TN.

Tabla 11. Espesores de orejas del sujetador de cadena

e1	e2
3 mm	

3.7.2 Diseño del cuerpo del sujetador

Las dimensiones del sujetador deben ser al menos las mismas que un eslabón de la cadena en cuanto a ancho y profundidad. Por lo tanto las dimensiones seleccionadas serán de 20x30 mm, y la medida del perno será M8 clase 8.8.

Tabla 12. Dimensiones del sujetador de cadena al mástil

Ancho		Largo	Alto	Diámetro. interior
30 mm	25 mm	20 mm	50 mm	8 mm

3.7.3 Esfuerzos cortantes en el perno

Tanto los pernos colocados en el soporte para ejes, así como el cuerpo del sujetador reciben la misma carga. Por lo tanto los pernos a utilizarse serán los mismos

3.8 Sujetador de templador al mástil

3.8.1 Selección de pernos

Estos pernos deberán soportar los esfuerzos cortantes que se producirán al ascender la plataforma de trabajo.

Tabla 13. Diámetro de pernos del sujetador de templado

Diámetro Pernos Sujetador Templador 1	Diámetro Pernos Sujetador Templador 2	Diámetro Pernos Sujetador Tensor 3
M8	M8	M8

3.8.2 Dimensiones del sujetador de templador al mástil

En los extremos de este elemento pasarán horizontalmente los pernos de sujeción al mástil, mientras que en el centro del sujetador pasará verticalmente el templador de cadena. Por lo tanto este componente mecánico se dimensionará de acuerdo a estas condiciones.

Tabla 14. Dimensiones del sujetador de templador

Ancho	Largo	Alto
45 mm	25 mm	20 mm

El análisis de esfuerzos de este elemento se lo realizará por medio de un análisis de elementos finitos, en el cual se puede constatar que el mínimo factor de seguridad es de 16

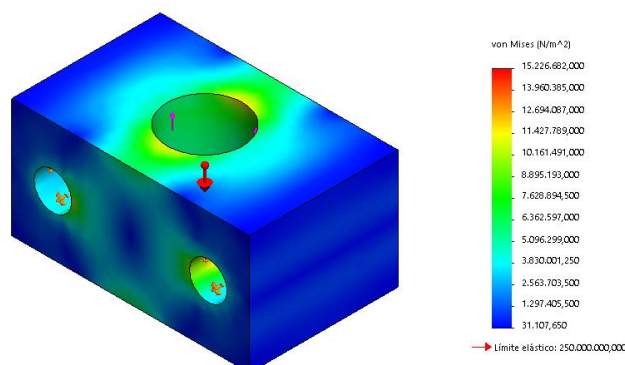


Figura 3-4. Esfuerzos de Von Mises del sujetador por medio de análisis de elementos finitos

3.9 Mástiles verticales

Como se lo mencionó anteriormente, el material de los mástiles será aluminio y la aleación seleccionada es la ASTM 6063 T6, la cual presenta una resistencia a la fluencia y a la tracción de 170 MPa y 205 MPa respectivamente.

3.9.1 Espesor

Del análisis de los esfuerzos de aplastamiento se determinó que el espesor de los mástiles debe ser 6.5 milímetros.

3.9.2 Dimensiones

Para garantizar un buen desplazamiento entre los mástiles verticales, la superficie de contacto debe ser la correcta. Por esto se decidió que la longitud de contacto entre perfiles sea de 32 mm de cada lado.

Junto con el dibujo y el ensamblaje en SolidWorks, de los diferentes componentes anteriormente mencionados, se pudo dimensionar adecuadamente la sección transversal del mástil con el fin de evitar interferencias o choques de algún componente debido a su desplazamiento relativo.

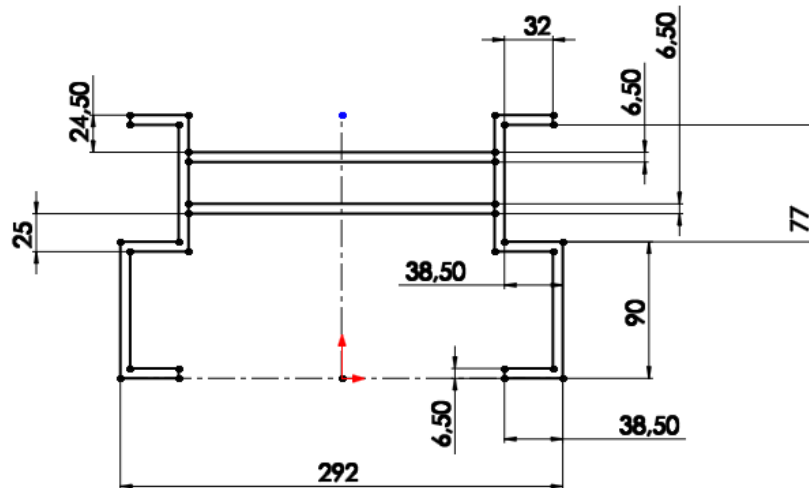


Figura 3-5. Sección transversal del perfil de aluminio

3.9.3 Análisis de pandeo

Del análisis realizado se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 15. Resultados del Análisis de Pandeo del mástil vertical

A [m ²]	I [m ⁴]	R	E [Pa]	L _e /R	C _c	P [KN]	P _{crítica} [KN]
6.214 e-3	1.49 e-5	0.04897	7 e10	92.19	90.15	4.73	508.34

Como se puede apreciar, la carga máxima de compresión ejercida sobre los mástiles es casi el 1% de la carga crítica calculada, por lo tanto los mástiles no fallan por pandeo.

3.10 Sistema de fijación del cilindro al mástil vertical

3.10.1 Eje inferior

Al igual que los ejes de las poleas, tanto el eje inferior como el superior se los fabricará con acero ASSAB 705.

Del análisis del esfuerzo de flexión para este eje se determinó que el diámetro debe ser 23 mm

3.10.2 Selección de pernos para soporte de cilindro

Con el dimensionamiento de los soportes del cilindro, se posicionaron los pernos de tal forma que se reduzcan los esfuerzos en ambos componentes.

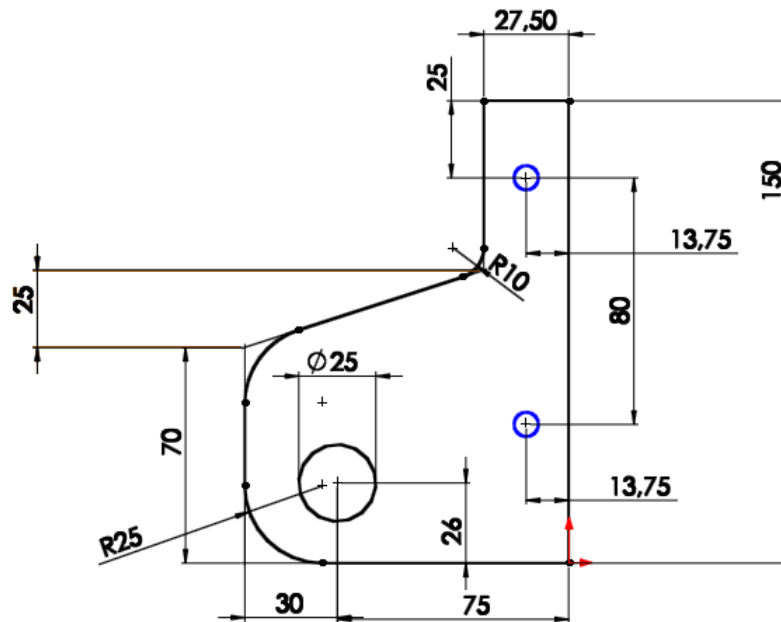


Figura 3-6. Dimensiones del soporte de cilindro

El diámetro de los pernos será M8.

3.10.3 Espesor del soporte de cilindro

El material con el que se fabricarán los soportes serán platinas de acero ASTM A36.

Para un espesor de 10 milímetros y con las condiciones previamente mencionadas en la metodología, se ingresaron estos valores en el software obteniendo el siguiente análisis de elementos finitos

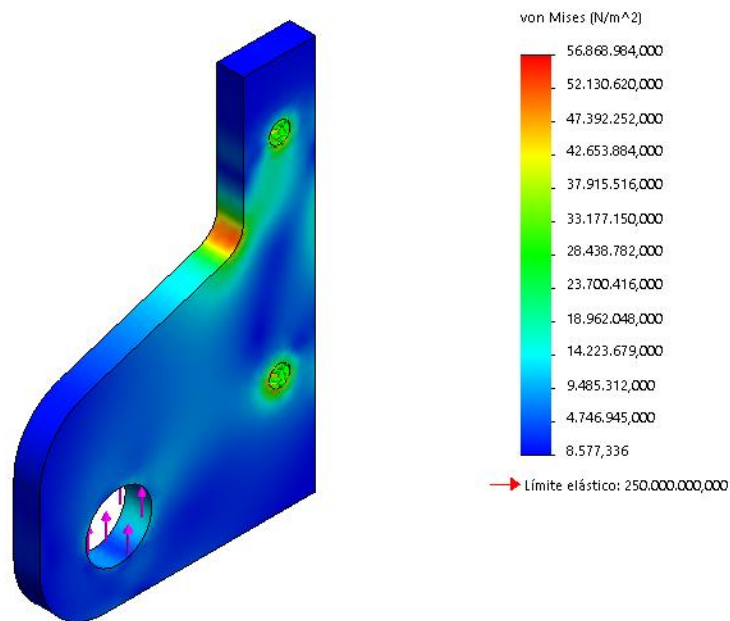


Figura 3-7. Esfuerzos de Von Mises del soporte de cilindro por medio de análisis de elementos finitos

Como se puede apreciar en la figura, el máximo esfuerzo en el soporte es 56.9 MPa, lo que implica que el mínimo factor de seguridad en este el elemento es 4.3.

3.11 Sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico

3.11.1 Eje superior

Del análisis del esfuerzo de flexión para este eje se determinó que el diámetro debe ser 19 mm

3.11.2 Sujetador de cadena al cilindro

Este sujetador tendrá las mismas características que el sujetador diseñado en la sección 3.7, ya que soporta la tensión ejercida por la misma cadena. Sin embargo su forma será distinta, ya que este elemento se encuentra colocado sobre el eje del cilindro hidráulico.

Tabla 16. Dimensiones del sujetador de cadena

Espesor de orejas	Diámetro interior	Ancho	Largo	Alto
3 mm	19 mm	30 mm	35 mm	65 mm

3.12 Chasis

A diferencia de la plataforma de trabajo, la norma UNE EN-280 no especifica las dimensiones del chasis, sin embargo este se dimensionará de tal forma que las líneas de vuelco se ubiquen al exterior del perímetro de la plataforma de trabajo reduciendo el riesgo del vuelco de la PEMP.

Al igual que la plataforma de trabajo, el chasis se construirá con perfilera de acero, teniendo así los siguientes perfiles:

- Tubo cuadrado de 100 x 100 x 3 mm
- Tubo rectangular de 50 x 30 x 3 mm
- Tubo rectangular de 60 x 40 x 3 mm
- Tubo rectangular de 80 x 30 x 3 mm
- Plancha de 3 mm
- Plancha de 10 mm
- Ángulo de 75 x 3 mm

3.12.1 Dimensiones del chasis

Para que las líneas de vuelco se encuentren al exterior del perímetro de la plataforma de trabajo y se reduzca el riesgo de vuelco, las dimensiones de los perfiles del chasis deben ser mayor que las la base de la plataforma, por lo tanto las medidas de ancho y largo del chasis serán 800 x 1600 mm respectivamente, las cuales superan en un 12.5% a las dimensiones de la plataforma de trabajo.

3.12.2 Simulación del chasis en SAP2000

Tanto la carga nominal, como la carga debido al peso propio de la PEMP descansan sobre el piso del chasis, más no sobre los perfiles estructurales, por lo tanto para esta simulación se modelarán estas cargas como una carga equivalente distribuida a través del perímetro de estos perfiles, junto con un momento torsor debido a esta misma fuerza.

El perímetro a tomar en cuenta no es del exterior del chasis, sino el de los centroides de los perfiles, por lo tanto las dimensiones a considerarse para el ancho y largo de la estructura serán 700 x 1500 mm.

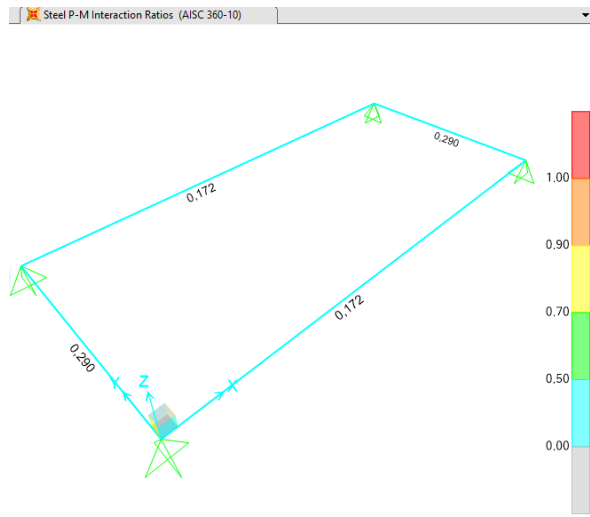


Figura 3-8. Relación demanda/capacidad de perfiles

Al ingresar los parámetros previamente determinados, la relación Demanda/ Capacidad obtenidas para cada perfil fueron de 0.290 y 0.172, lo cual es equivalente a un factor de seguridad de 3.4 y 5.7 respectivamente, por lo tanto la estructura del chasis no falla.

3.12.3 Soldadura para el piso del chasis

Se determinó que la pierna del filete de soldadura era menor a un milímetro, sin embargo de acuerdo a la norma AWS D1.1, para un espesor de la placa base menor a 6 mm, la pierna debe ser al menos 3 mm, por lo tanto se seleccionará este valor para todas las uniones soldadas que corresponden al chasis.

3.13 Estabilizadores

Para determinar el momento mínimo que deben realizar los estabilizadores alrededor de la línea de vuelco, tomaremos positivos los momentos en sentido contrario a las manecillas del reloj. A continuación se mostrarán los valores de las fuerzas y momentos ejercidos en el elevador:

Tabla 17. Análisis de momentos de vuelco por la parte frontal

	Fuerzas	Momentos
Peso de la canastilla	1029 N	9.69 Nm
Peso del elevador	6370 N	2100 Nm
Fuerza del viento	230 N	-1252 Nm
Fuerza manual	440 N	-2720 Nm
Carga nominal	2156 N	20.31Nm
Total		-1842 Nm

Tabla 18. Análisis de momentos de vuelco por la parte lateral

	Fuerzas	Momentos
Peso de la canastilla	1029 N	55.6 Nm
Peso del elevador	6370 N	4300 Nm
Fuerza del viento	230 N	-1334 Nm
Fuerza manual	440 N	-2921.6 Nm
Carga nominal	2156 N	116.5 Nm
Total		216.5 Nm

De acuerdo a los resultados obtenidos podemos constatar que el elevador se vuelca por la parte frontal, por lo tanto se dimensionarán los estabilizadores de una sumatoria de momentos alrededor de las patas laterales de los mismos.

Tabla 19. Dimensiones de los estabilizadores

Perfil	Longitud
Tubo rectangular de 80 x 40 x 3 mm	300 mm

3.13.1 Tornillo de potencia

El material de los tornillos de potencia será el acero AISI 1018, con un módulo de elasticidad y límite de fluencia de 2×10^{11} y 370 MPa respectivamente.

Para el tornillo de potencia se seleccionó un diámetro de 1", al ser este un elemento que trabaja a compresión, del análisis de pandeo se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 20. Resultados del Análisis de Pandeo del tornillo de potencia

A [m ²]	I [m ⁴]	R	E [Pa]	L _e /R	C _c	P [KN]	P _{crítica} [KN]
4.15 e-4	1.34 e-8	5.68 e-3	2 e11	140.85	103.3	4.73	41.33

Tabla 21. Características del tornillo de potencia

Diámetro	Longitud	Torque de subida
1 pulgada	400 mm	4.43 Nm

3.13.2 Palanca de ascenso y descenso del tornillo

Con el torque de subida del tornillo de potencia se diseñó una palanca de tal forma que el operario ejerza una fuerza de 30 N, equivalente a 3 kg.

Tabla 22. Características de la palanca de ascenso

Perfil	Longitud
Tubo rectangular 20 x 40 x 1.2 mm	150 mm

3.13.3 Mango de palanca de ascenso y descenso

Tabla 23. Dimensiones de la palanca de ascenso

Diámetro exterior	Diámetro exterior	Longitud
25 mm	10 mm	100 mm

3.14 Sistema de fijación de la plataforma de trabajo al mástil vertical

3.14.1 Orejas del tubo rectangular

El material de las orejas que irán soldadas al tubo rectangular es el acero ASTM A36

Tabla 24. Dimensiones de orejas

Ancho	Largo	Altura	Pierna de soldadura
20 mm	45 mm	58 mm	3 mm

3.14.2 Tubo rectangular

Como se lo mencionó en el capítulo anterior, las dimensiones de los tubos se seleccionaron de acuerdo a la facilidad de ensamblaje, sin embargo mediante un análisis de elementos finitos se evaluaron los esfuerzos en el tubo y se seleccionó el espesor adecuado.

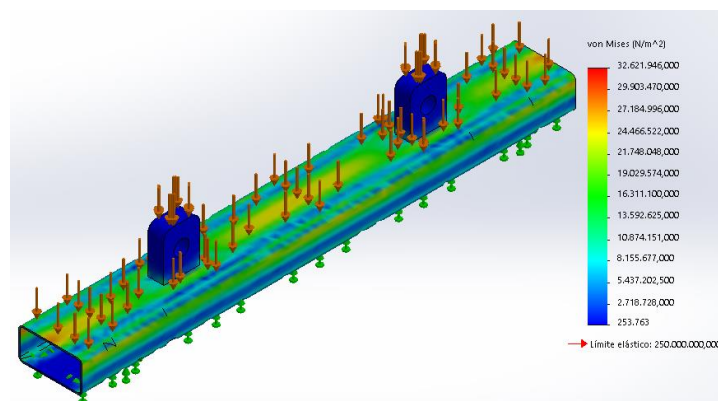


Figura 3-9. Esfuerzos de Von Mises del tubo rectangular del sistema de fijación por medio de análisis de elementos finitos

Tabla 25. Dimensiones del tubo rectangular

Perfil	Longitud
Tubo rectangular de 80 x 40 x 2 mm	620 mm

3.14.3 Perfiles angulares

El material de los perfiles angulares será acero ASTM A36.

Tabla 26. Dimensiones de los perfiles angulares

Perfil	Diámetro de pernos	Longitud
Ángulo de 80 x 4 mm	M8	60 mm

3.15 Sistema de fijación de los mástiles al chasis

3.15.1 Soportes laterales

Tabla 27. Dimensiones de los elementos del soporte lateral

Elemento	Medida
Tubo rectangular de 60 x 40 x 3 mm	1250 mm
Angulo de 80 x 3 mm	120 mm
Pernos Clase 8.8	M8 x 25
Placas de 100 x 80 x 3mm	-
Placas de 760 x 200 x 3mm	-

3.15.2 Separador de mástiles

Tabla 28. Dimensiones de los elementos del separador

Elemento	Medida
Tubo rectangular de 50 x 30 x 2 mm	505 mm
Pernos Clase	M8 x 25
Placas de 292 x 100 x 3mm	-

3.16 Sistema hidráulico

A continuación se mostrará el diagrama hidráulico propuesto, junto con las especificaciones de cada componente.

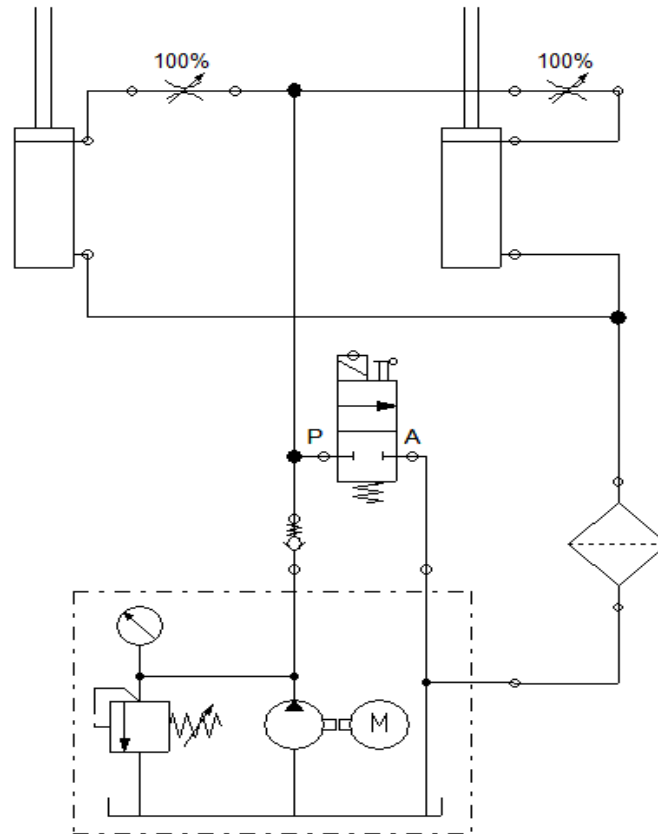
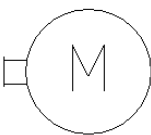
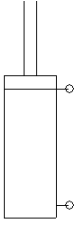

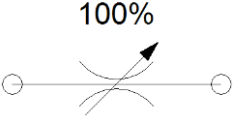
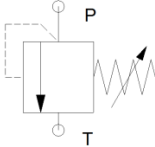
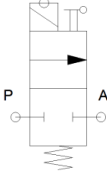
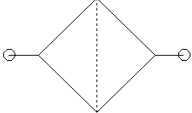
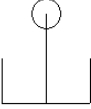



Figura 3-10. Diagrama hidráulico para el ascenso y descenso de la plataforma de trabajo

Tabla 29. Componentes del sistema hidráulico

Simbología	Componente	Descripción
	Motor	110/220 VAC / 2 HP / 1800 RPM
	Bomba	6 GPM/ 500 PSI / 1800 RPM

	<p>Cilindro hidráulico</p>	<p>Doble efecto - 2" 3/4 x 36"</p>
	<p>Válvula antirretorno</p>	<p>Presión máxima 3000 PSI</p>
	<p>Válvula reguladora de caudal</p>	<p>Presión máxima 3000 PSI Ajuste por tornillo</p>
	<p>Válvula reguladora de presión</p>	<p>Presión máxima 5000 PSI Ajuste por tornillo</p>
	<p>Válvula direccional de 2 posiciones, 2 vías</p>	<p>Presión máxima 3000 PSI Activación manual y por solenoide</p>
	<p>Filtros de succión y de retorno</p>	<p>Capacidad de filtración 10 micrómetros Presión máxima 1500 PSI</p>
	<p>Reservorio de aceite</p>	<p>Capacidad 6 galones</p>
	<p>Cañerías de acero</p>	<p>Diámetro 9/16" de espesor de 1 mm</p>

3.16.1 Movimiento ascendente de la PEMP

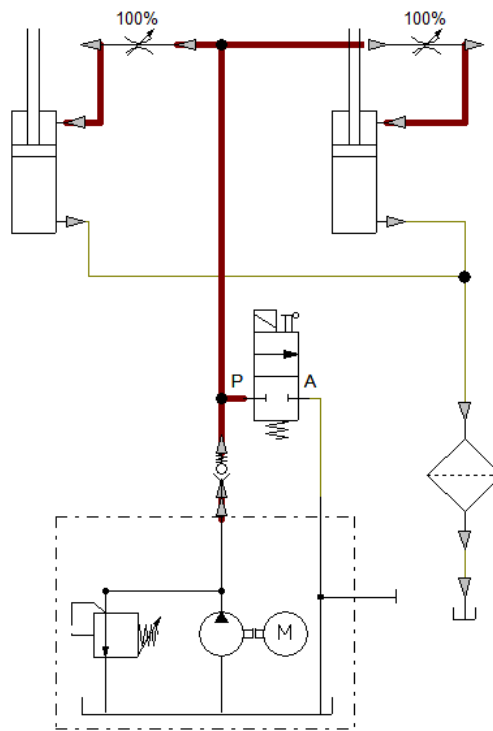


Figura 3-11. Movimiento ascendente de la PEMP

3.16.2 Movimiento descendente de la PEMP

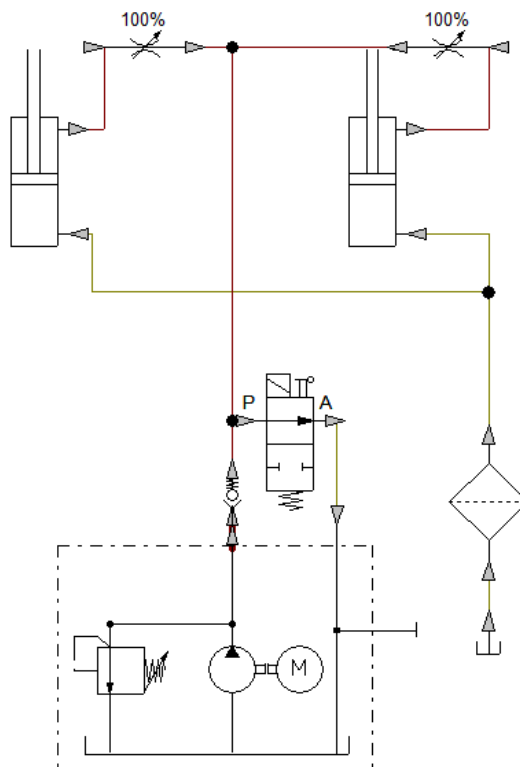


Figura 3-12. Movimiento descendente de la PEMP

3.17 Sistema de fijación de los estabilizadores al chasis

3.17.1 Soporte para estabilizadores

Se diseñó estos componentes para que además de fijar los estabilizadores al chasis, también resistan el momento ejercido por los mismos en el momento inminente al vuelco

Estos soportes se fabricarán con acero AISI 4340. Su análisis de elementos finitos se presenta a continuación.

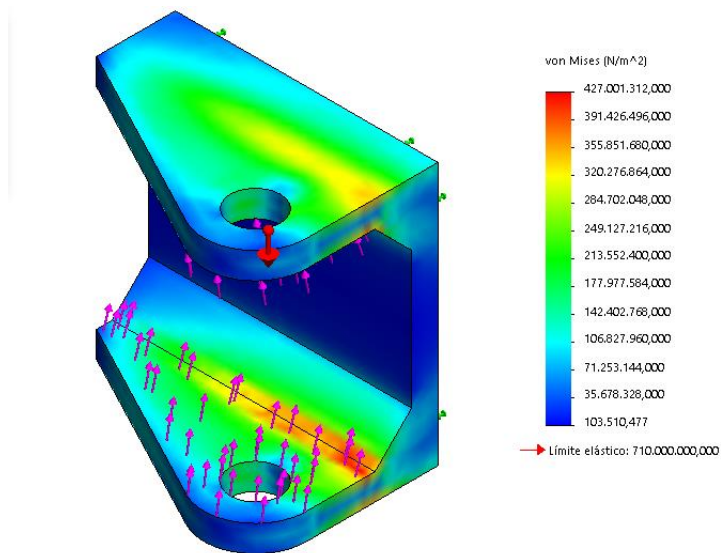


Figura 3-13. Esfuerzos de von mises del soporte para estabilizadores por medio de análisis de elementos finitos

Tabla 30. Dimensiones de placas del soporte para estabilizadores

	Medida
Placa superior e inferior	70 x 100 x 10 mm
Placa central	100 x 100 x 10 mm
Pierna de soldadura	14 mm

3.18 Esquema del diagrama eléctrico

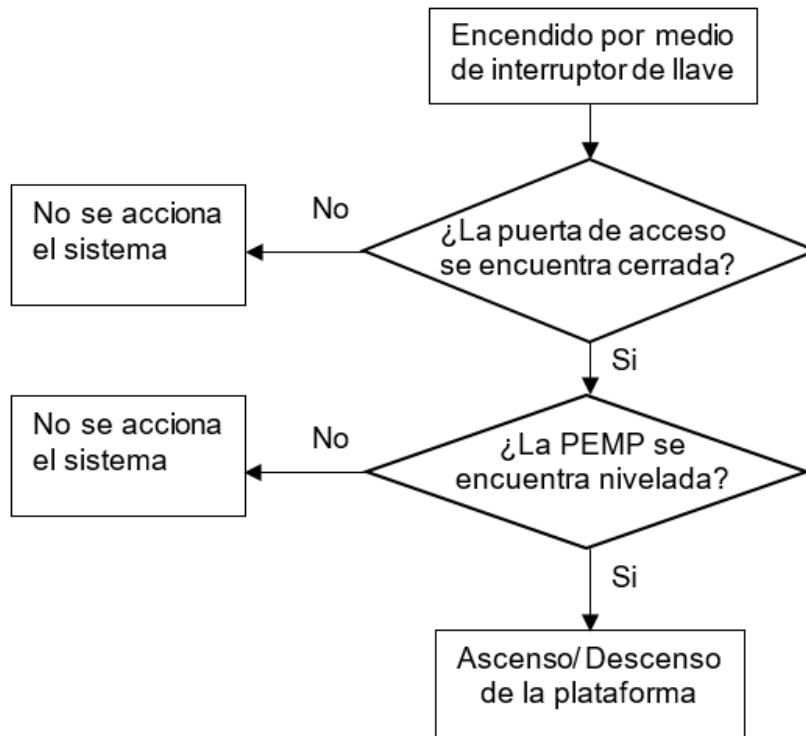


Figura 3-14. Diagrama de flujo del sistema eléctrico

Para el sistema eléctrico se utilizarán los siguientes componentes:

- **Interruptor de llave:** Permitirá el encendido y apagado del equipo.
- **Interruptor fin de carrera:** Este dispositivo abrirá o cerrará el circuito eléctrico cuando un elemento mecánico desplace un pulsador en el cuerpo del interruptor. Para este trabajo se utilizarán 2 interruptores de este tipo, para el cierre de la puerta de acceso y cuando la PEMP haya alcanzado su máxima altura.
- **Interruptor de mercurio:** Este dispositivo abrirá el circuito eléctrico cuando la PEMP no se encuentre nivelada. Este sistema constará de 2 interruptores de este tipo, uno para cada eje.
- **Pulsadores:** Se utilizarán para el ascenso y descenso de la PEMP
- **Botón de parada de emergencia.**

3.19 Análisis de costos

3.19.1 Costos directos

Son los valores relacionados directamente a la obtención del producto.

3.19.1.1 Materiales

Son los materiales que se necesitarán para la fabricación de los elementos que constitutivos de la plataforma.

Tabla 31. Costos de materiales

Ítem	USD	metros	Total
Angulo 30x3	8,03	0,6	0,8
Angulo 75x3	9,9344	0,24	0,39
Canal U 80x40x2	8,78	4,2	6,15
Eje de 1" 1018	30,91	1,2	6,182
Eje de 25 mm 705	80,5	0,848	11,76
Eje de 45 mm 705	255,5	1,22	53,74
Eje de teflón D25 L=400 mm	60,91	0,4	24,36
Kg de aluminio 6063 T6	6,25	287,2	1795
Plancha 4'x8' 3mm	41,48	1,814	25,28
Plancha 4'x8' 4mm	60,85	0,066	1,35
Plancha antideslizante (Acero)	68,4	1	68,4
Plancha antideslizante (Aluminio)	34,45	0,13	1,50
Platina 150x10	87,5	0,6	8,75
Platina 40x10	33,05	0,77	4,24
Tubo cuadrado 100x3	51,65	4,8	41,32
Tubo cuadrado 40x3	15,49	16,04	41,41
Tubo rectangular 25x50x2	10,31	0,8	1,37
Tubo rectangular 50x30x2	13,0368	8,7	18,90
Tubo rectangular 80x40x3	22,96	4,44	16,99
Tubo rectangular 40x60x2	12,67	7,72	16,3
Sub-total			2144,22

Tabla 32. Costos componentes del sistema hidráulico

Unidades	Elemento	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Motor 1HP	200	200
1	Bomba: Caudal 6 GPM, (presión mínima 500 psi)	300	300
1	Válvula antirretorno	40	40
1	Válvula reguladora de caudal	50	50
1	Válvula reguladora de presión	220	220
1	Válvula direccional de 2 posiciones, 2 vías	310	310
2	Cilindros hidráulicos PRINCE F275360	600	1200
1	Filtro de succión y de retorno (10 micrómetros)	150	150
1	Reservorio	500	500
7	Cañerías de acero [m]	28	196
1	Nivel de mercurio	27,67	27,67
1	Interruptor fin de carrera	43,08	43,08
Sub-total			3236,75

Tabla 33. Costos de elementos normalizados

Cantidad	Elemento	USD	Total
12	Polea fija	162	1944
4	Cadenas de 1,5 ton	143,4	573,6
8	Cadenas de 2 ton	192,8	1542,4
72	Pernos (varios)	0,50	36
4	Garrucha	21,4	85,6
72	Arandelas (varias)	0,20	14,40
72	Tuercas (varias)	0,30	21,6
Sub-total			4223,0

3.19.1.2 Costos de maquinado y montaje

La tabla 34 muestra los costos asociados a la fabricación de los elementos constituyentes de la plataforma, se detalla el costo del uso de las máquinas herramientas incluido el pago del personal que opera la máquina.

Tabla 34. Costos de las operaciones de maquinado y montaje

Operación	Costo por máquina(incluye mano de obra) [USD/hr]	Tiempo total [Horas]	Costo total por máquina [USD]
Torneado	25	8	200
Taladro	15	8	120
Cizalla	10	8	80
Oxicorte	15	8	120
Fresado	28	8	224
Pulido	5	20	100
Tecele	3	2	6
Grata	5	8	40
Sub-total			890

La tabla 35 muestra el costo de la mano de obra empleada en la etapa de montaje. Consideramos que para el montaje utilizamos 2 personas, que les tomará 2 días armar la plataforma.

Tabla 35. Costos del personal

Cantidad	Especialidad	Tiempo [horas]	Costo unitario [USD/ hr]	Total [USD]
1	Técnico Mecánico	16	5,86	94
1	Soldador Calificado	16	6,43	103
Sub-total				197

3.19.1.3 Costo directo total

En la tabla 36 se indica el costo directo total, que se obtiene al sumar los costos mencionados en las secciones anteriores.

Tabla 36. Costo directo total

Costos directos	Valor [USD]
Materia prima	9526.57
Costos de maquinado y de montaje	1087
Sub-total	10613.57

3.20 Costos Indirectos

Son los gastos no identificables en el proceso de obtención del producto.

3.20.1 Materiales indirectos

Los materiales indirectos son aquellos insumos y/o materiales suplementarios que se utilizan en la construcción de los componentes de la máquina.

Tabla 37, Costos material indirectos

Cantidad	Material	Valor Unitario	Costo Total
3	Pintura Anticorrosiva [Lt]	4	12
1	Diluyente [Lt]	1,5	1,5
10	Wype	0,25	2,5
2	Disco de corte	2,7	5,4
1	Disco de desbaste	3,55	3,55
1	Varios	5	5
Subtotal			29,95

3.20.2 Costos de ingeniería

Son los gastos asociados al proceso de diseño de la plataforma elevadora.

El diseño y de selección de los elementos constituyentes de esta PEMP nos tomó 280 horas, si consideramos que cada hora empleada tenga un costo de 10 USD, los costos por ingeniería serían \$2800.

3.20.3 Otros

Tabla 38. Otros gastos

Ítem	Total [USD]
Costos por transporte	20
Pintura (Compresor + soplete)	10
Soldadora	40
Sub-total	70

3.20.4 Total costos indirectos

En la tabla 39 se indica el costo indirecto total, que se obtiene al sumar los costos mencionados en las secciones anteriores.

Tabla 39. Total costos indirectos

Costos indirectos	Valor [USD]
Materiales indirectos	29,95
Costos de ingeniería	2800,00
Otros	70
Sub-total	2899,95

3.20.5 Costo total del equipo

La tabla 40 muestra el costo total del equipo incluyendo IVA.

Tabla 40. Total costos

Ítem	Valor [USD]
Costos directos	10613.57
Costos indirectos	2899,95
Instalación eléctrica	1000
IVA (12%)	1741.62
Total	16255.14

3.21 Comparación de especificaciones técnicas entre PEMP

Tabla 41. Tabla comparativa de las especificaciones técnicas de nuestra PEMP y otra disponible en el medio

Especificaciones Técnicas	PEMP1	Plataforma GTWY 6000
Capacidad de carga	220 kg	250 kg
Altura de plataforma (A)	5.3 m	6 m
Altura de trabajo (B)	7.3 m	8 m
Velocidad de ascenso/descenso	0.35 m/s	0.58 m/s
Peso	700 kg	650 kg
Motor	110-220 VAC/ 2 HP	110-230 VAC/1.5 KW
Bomba	6 GPM	6 GPM
Ancho (E)	0.8 m	0.84 m
Largo (C)	1.2 m	1.56 m
Ancho con estabilizadores (D)	1.2 m	2 m
Largo con estabilizadores	1.4 m	1.81 m

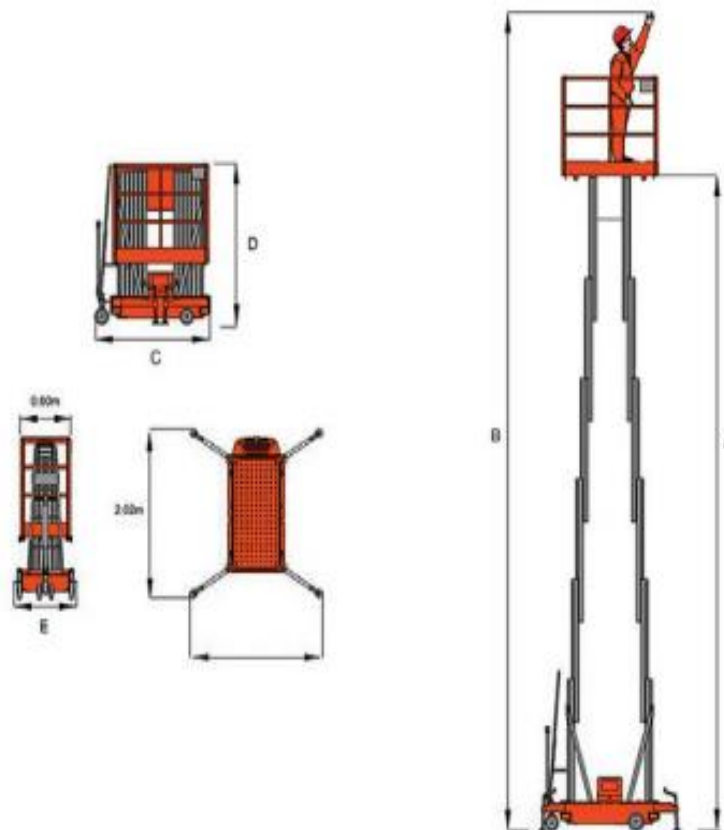


Figura 3-15. Esquema de una plataforma elevadora móvil de personal [10]

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

La capacidad de carga de nuestra plataforma es de 220 kg lo cual implica que puede soportar el peso de dos operarios de 80 kg más 60 kg de herramientas que ellos porten. En cuestión de dimensiones, hemos conseguido un diseño más compacto que el de la plataforma GTWY 6000 (sus especificaciones se muestran en la Tabla 39 y Fig. 3.15.), lo cual es importante puesto que una de las especificaciones de diseño planteadas al inicio era que la plataforma debía ingresar a lugares que no presenten facilidad de acceso.

Para la selección de ciertos pernos se decidió adoptar la medida M8 con la finalidad de reducir el aplastamiento en los mástiles, debido que con respecto a los costos de materiales, es mejor seleccionar un perno de mayor diámetro, que aumentar el espesor de los mástiles. Esta última situación provocaría que la PEMP sea más pesada teniendo que rediseñar nuevamente todos los componentes.

Comparando ciertas características de nuestra PEMP con la plataforma previamente citada, tenemos que el peso es similar y además también trabaja con un motor de 2 HP, lo cual concuerda con los resultados obtenidos.

El precio calculado de nuestra PEMP es referencial, ya que este puede estar sujeto a cambios por diferentes razones como inflación, apreciación o depreciación de la moneda, incremento del valor de la mano de obra, entre otros. Otro aspecto a tomar en cuenta es que para este trabajo, la cotización de ciertos componentes se la realizó en una o dos casas comerciales sin considerar el resto de alternativas por desconocimiento del mercado; además que para materiales que al momento no se encontraron en stock se estimó su valor de acuerdo a componentes similares, o de acuerdo a su peso, como es el caso de ciertos perfiles de acero.

Nuestro diseño emplea materiales disponibles en el mercado nacional, y este puede competir con las PEMP que ofrece el mercado local, puesto que posee las mismas características técnicas y es más económico.

4.1 Conclusiones

Se cumplió con el objetivo principal que se plantea al inicio del presente trabajo, es decir el diseño de una plataforma elevadora móvil para personal de tipo mástil vertical con los materiales disponibles en el medio local.

El prototipo diseñado es de fácil montaje, y mantenimiento; además cumple con los requerimientos establecidos en la norma española UNE-EN280, por lo que es segura para los usuarios.

El diseño de nuestra PEMP, se realizó utilizando los softwares de ingeniería tales como SAP2000 y SolidWorks, que permitieron realizar el análisis estructural y simulación del mecanismo con la finalidad de evitar interferencias en el futuro montaje.

La plataforma diseñada tiene la capacidad de elevar 220 kg a una altura de 5.3 metros. El precio estimado de nuestra PEMP es 40% menor con respecto a las plataformas importadas que oferta el medio.

4.2 Recomendaciones

Con la finalidad de contribuir al cambio de la matriz productiva del país, recomendamos la construcción del prototipo y la realización de las pruebas necesarias para garantizar su correcto funcionamiento.

Es importante que se realicen los ajustes necesarios al diseño, una vez que se realicen las pruebas de funcionamiento respectivas, la finalidad es obtener un diseño más ergonómico y seguro para el usuario.

Los ajustes que se realicen en cuanto a dimensiones o modificación de elementos deben estar acorde a la disponibilidad del mercado local, y a los criterios establecidos en la Norma UNE-EN 280.

También se debe considerar la inclusión de un manual de las operaciones rutinarias de mantenimiento para el equipo y normas de seguridad a adoptar por el usuario durante la operación de la plataforma.

BIBLIOGRAFÍA

L. Norton, R. (2011). Diseño de máquinas. México D.F. Pearson.

ANAPAT (Asociación nacional de alquiladores de plataformas aéreas de trabajo), (2002). EN-280. Plataformas elevadoras móviles de personal. Bruselas.

INSH (Instituto nacional de seguridad e higiene), (2003). NTP 634. Plataformas elevadoras móviles de personal.

AENOR (Asociación Española de Normalización y Certificación). UNE 58921 IN. Instrucciones para la instalación, manejo, mantenimiento, revisiones e inspecciones de las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP). Bruselas.

[1] Principio de Pascal [Figura 1-1]. Recuperado de <http://lorenabuitrago.wix.com/fisicaparatodos#!pascal/cp7n>

[2] Depósito de aceite [Figura 1-2]. Recuperado de <https://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>

[3] Filtro de aceite [Figura 1-3]. Recuperado de http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica4A.htm

[4] Cilindro de efecto simple [Figura 1-4]. Recuperado de <https://sites.google.com/site/neumaticaparatodos/actuadores-neumaticos/cilindros-neumaticos>

[5] Cilindro de efecto [Figura 1-5]. Recuperado de <http://temporizador-trabajo-reposo.blogspot.com/2010/03/cilindro-tipo-pisto-de-doble-efecto.html>

[6] Elevador tipo tijera [Figura 1-6]. Recuperado de <http://www.logismarket.cl/pesco/plataforma-aerea-tipo-tijera-para-terrenos-desiguales/1665396398-1441915802-p.html>

[7] Elevador tipo pluma [Figura 1-7] Recuperado de <http://www.jlg.com/es-co/equipo/elevadores-de-pluma-el%C3%A9ctricos-e-h%C3%ADbridos/articulada/series-e450-y-m450/e450aj>

[8] Elevador de mástil vertical [Figura 1-8] Recuperado de <http://www.linamar.com/es/skyjack>

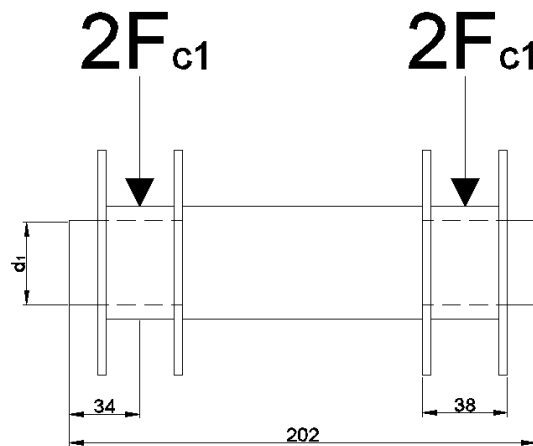
[9] Diagrama de cuerpo libre de una PEMP sin estabilizadores [Figura 2-12]. Tomada de UNE-EN 280:2011 PLATAFORMAS-CALCULOS DE DISEÑO CRITERIOS DE ESTABILIDAD CONSTRUCCIÓN PEMP, pág. 25.

APÉNDICES

Cálculos desarrollados en el presente trabajo

Diseño de ejes

Para determinar los esfuerzos en los ejes procederemos a obtener el diagrama de momentos a partir del diagrama de cuerpo libre de cada eje. Las medidas se muestran a continuación:



DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EJE 1

La fuerza que debe soportar el eje en cada polea es el doble de la fuerza que soportan las cadenas, por lo tanto este valor será:

$$2F_{c1} = 2 * 182.35 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3574.06 \text{ N}$$

Del diagrama de cortantes y momentos podemos observar que el valor máximo es de 3574.06 N y 121.52 Nm respectivamente

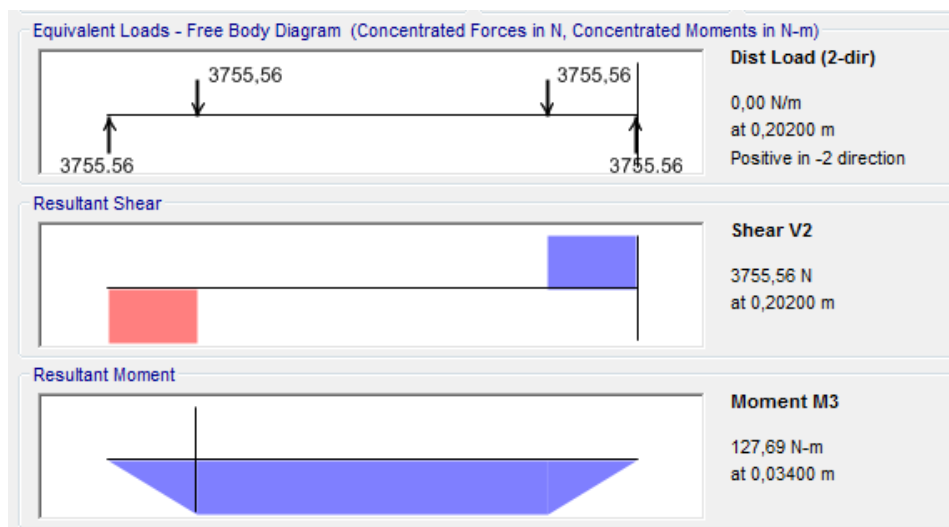


DIAGRAMA DE CORTE Y DE MOMENTOS

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma = \frac{M_1 c_1}{I_1} = \frac{32M_1}{\pi D_1^3} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{32M_1\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 121.52 * 4}{\pi * 680e06}} = 0.02 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

De la misma manera realizamos este análisis para el resto de ejes y obtenemos estos valores:

TABLA
DIÁMETRO DE EJES

D1	D2	D3
20 mm	28 mm	22 mm

Análisis de Fatiga

Para el análisis de fatiga es preciso determinar los factores de corrección para la resistencia a la fatiga teórica, el cálculo de estos factores se detallan a continuación:

Factor de Carga

Debido a que las cargas que se ejerce sobre estos elementos son de flexión, este coeficiente tomará el valor de 1.

$$C_{carga} = 1$$

Factor de tamaño

Con el valor del diámetro proporcionado en el análisis estático, este factor se lo determina de acuerdo a la siguiente ecuación

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097} = 1.189(22)^{-0.097} = 0.881$$

Factor de Superficie

De acuerdo al acabado superficial del eje se determina este coeficiente. Nuestro eje será maquinado, por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_{superficie} = 4.51(565 \text{ MPa})^{-0.265} = 0,841$$

Factor de temperatura

Para temperaturas inferiores a los 450°C este tiene un valor de 1

$$C_{temperatura} = 1$$

Factor de confiabilidad

Para una confiabilidad de 99.9% este factor tiene un valor de 0.753

$$C_{\text{confiabilidad}} = 0.753$$

Límite de resistencia a la fatiga sin corregir

Para aceros este límite es considerado la mitad del valor de resistencia a la rotura. El acero AISI 1018 presenta un valor de resistencia a la rotura de 400 MPa, por lo tanto:

$$S_{e'} = 0.5(565 \text{ MPa}) = 282.5 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

Este valor es la multiplicación de la resistencia a la fatiga sin corregir junto con los factores previamente calculados.

$$S_e = S_{e'} C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} = 200 \text{ MPa} (1)(0.87)(1)(1)(0.753)$$
$$S_e = 157,64 \text{ MPa}$$

Factor de resistencia a la fatiga

Debido a que los elementos mecánicos se encuentran sometidos a esfuerzos repetidos, las componentes alternativas y medias son iguales. Junto con la ecuación de Goodman modificada determinamos el factor de seguridad a la fatiga.

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{1}{2} \sigma_{\text{máx}} = \frac{1}{2} \left(\frac{32 * 127.69}{\pi * 0.022^3} \right) = 61.07 \text{ MPa}$$
$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 61.07 \left(\frac{1}{565} + \frac{1}{157.64} \right)$$
$$\eta_1 = 2$$

De la misma manera realizamos este análisis de fatiga al resto de ejes y obtenemos los siguientes factores de seguridad:

TABLA
FACTORES DE SEGURIDAD A LA FATIGA

η_1	η_2	η_3
2	1.9	1.9

Con estos factores de seguridad a la fatiga concluimos que los ejes no presentarán en ningún momento bajo las condiciones que se realizó el análisis.

Diseño del soporte para ejes

Selección de pernos

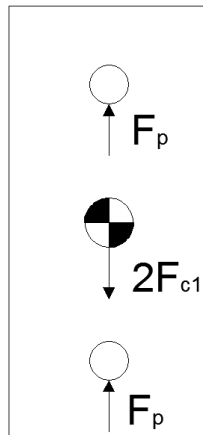


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SOPORTE

Debido a la distribución de las cargas directamente sobre los centroides de los pernos, estos se encuentran sometidos a cortante puro.

$$F_{v1} = \frac{2F_{c1}}{\# \text{ pernos}} = \frac{3574.06 \text{ N}}{2} = 1787.03 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$\tau = \frac{F_v}{A} = \frac{4F_{v1}}{\pi d_1^2} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$d_1 = \sqrt[2]{\frac{8F_{v1}\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[2]{\frac{8 * 1787.03 * 4}{\pi * 634e6}} = 5.35 \text{ mm} = 5/16 \text{ pulgada}$$

De la misma manera se realiza este análisis para el resto de soportes y obtenemos los siguientes diámetros:

TABLA
DIAMETRO DE PERNOS

d1	d2	d3
M8	M8	M10

Análisis de fatiga

De la misma manera que se realizó el estudio de fatiga en secciones anteriores se procederá a mostrar las tablas con los factores de corrección y los factores de seguridad.

TABLA
FACTORES DE CORRECCIÓN

	Ccarga	Ctamaño	Csup	Ctemp	Cconf	Se'	Se
Perno 1	0,7	1,000	0,464	1	0,753	413,5	101,11
Perno 2	0,7	1,000	0,464	1	0,753	413,5	101,11
Perno 3	0,7	1,000	0,464	1	0,753	413,5	101,11

TABLA
FACTORES DE SEGURIDAD A LA FATIGA

η_1	η_2	η_3
3	2.7	3.6

Cálculo de espesores de placa para soporte de ejes

Las áreas más propensas a fallar por aplastamiento son aquellas en las cuales se encuentran apoyados los pernos ya que presentan un diámetro menor.

$$\sigma_b = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_b = \frac{F}{A_{proy}} = \frac{F_1}{d_1 e_1} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$e_1 = \frac{F_{c1} \eta}{d_1 S_y} = \frac{1787.03 * 4}{0.00793 * 250e6} = 4 \text{ mm}$$

De la misma manera se realiza este análisis para el resto de soportes y obtenemos estos valores:

TABLA
ESPESORES DE SOPORTES

e1	e2	e3
4 mm	5 mm	5 mm

Diseño de Sujetador de cadena al mástil

En la ranura superior se alojara las placas de los eslabones de la cadena, mientras que en el agujero frontal se alojara el elemento de sujeción.

Diseño de las orejas

El diámetro del agujero de las orejas será igual al diámetro del pasador de las cadenas.

$$F_{oreja} = \frac{F_{c1}}{\# \text{ de orejas}} = \frac{1787.03 \text{ N}}{2} = 893.52 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_b = \frac{F_{oreja}}{A_{proy}} = \frac{F_{oreja}}{D_{pasador} e} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$e_1 = \frac{F_{oreja} \eta}{d_{pasador} S_y} = \frac{893.52 * 4}{0.005 * 250e6} = 3 \text{ mm}$$

De la misma manera se realiza este análisis para el resto de soportes y obtenemos estos valores:

TABLA
ESPEORES DE OREJAS

e1	e2	e3
3 mm	3.3 mm	3.8 mm

Análisis de fatiga

De la misma manera que se realizó el estudio de fatiga en secciones anteriores se procederá a mostrar las tablas con los factores de corrección y los factores de seguridad.

TABLA
FACTORES DE CORRECCIÓN

	Ccarga	Ctamaño	Csup	Ctemp	Cconf	Se'	Se
Soporte 1	0,7	1,000	0,922	1,000	0,753	200	97,17
Soporte 2	0,7	1,000	0,922	1,000	0,753	200	97,17
Soporte 3	0,7	1,000	0,922	1,000	0,753	200	97,17

TABLA
FACTORES DE SEGURIDAD A LA FATIGA

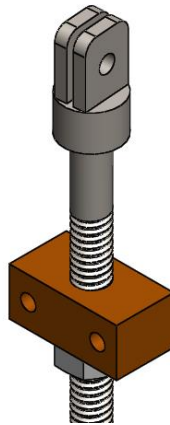
η_1	η_2	η_3
2.6	2.9	3

Diseño del cuerpo del sujetador

Esfuerzos cortantes en el perno

Tanto los pernos colocados en el soporte así como el cuerpo del sujetador reciben la misma carga. Por lo tanto los pernos a utilizarse serán los mismos

Diseño del soporte para tensadores



SOPORTE PARA TENSADOR

Selección de pernos

Estos pernos deberán soportar los esfuerzos cortantes que se producirán al ascender la plataforma de trabajo.

$$F_{v1} = \frac{F_{c1}}{\# \text{ pernos}} = \frac{1787.03 \text{ N}}{2} = 893.52 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$\tau = \frac{F_v}{A} = \frac{4F_{v1}}{\pi d_1^2} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$d_1 = \sqrt[2]{\frac{8F_{v1}\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[2]{\frac{8 * 893.52 * 4}{\pi * 634e6}} = 3.78 \text{ mm}$$

Sin embargo para reducir el aplastamiento los mástiles verticales se seleccionarán pernos M8 de clase 8.8

TABLA
DIAMETRO DE PERNOS

Diámetro Pernos Soporte Tensor 1	Diámetro Pernos Soporte Tensor 2	Diámetro Pernos Soporte Tensor 3
M8	M8	M8

Sistema de fijación del cilindro al mástil vertical

Diseño de eje inferior

Este elemento mecánico deberá soportar la fuerza necesaria para elevar la plataforma a una determinada altura. El esfuerzo crítico a ser analizado es el de flexión.

La fuerza que debe soportar este eje es la misma que realiza el cilindro hidráulico para desplazar la plataforma de trabajo, esta fuerza es de 4727.8 N distribuida sobre las dos orejas inferiores del cilindro.

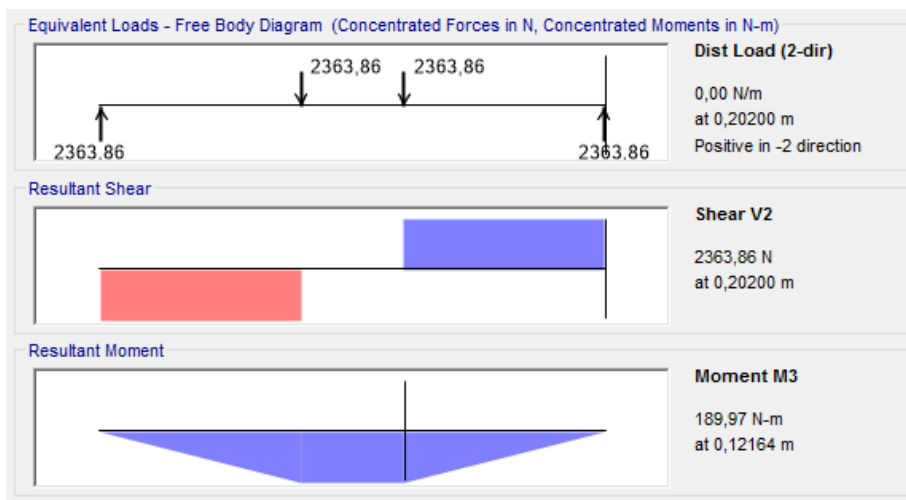


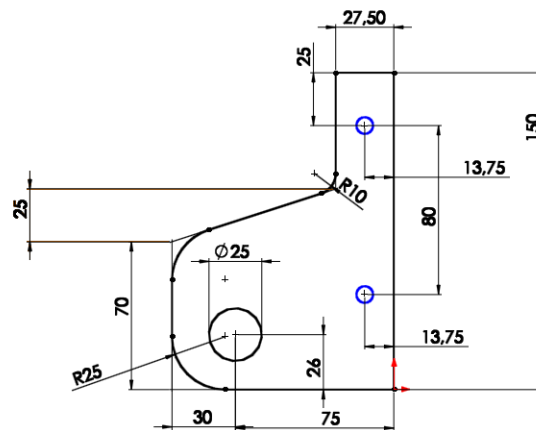
DIAGRAMA DE CORTE Y DE MOMENTOS

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi D^3} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{32M\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 190 * 4}{\pi * 680e06}} = 0.0224 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

Selección de pernos



El eje ejerce una fuerza vertical hacia arriba en el soporte, debido a que esta fuerza no pasa sobre el centroide de los pernos, se genera un momento en la placa.

$$M = Fd = (2362.86 \text{ N})(0.075 - 0.01375) \text{ m} = 144.79 \text{ Nm}$$

$$F_p = \frac{2362.86 \text{ N}}{2} = 1181.93 \text{ N}$$

$$F_s = \frac{144.79 * 0.04}{0.04^2 + 0.04^2} = 1809.88 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{1181.93^2 + 1809.88^2} = 2161.63 \text{ N}$$

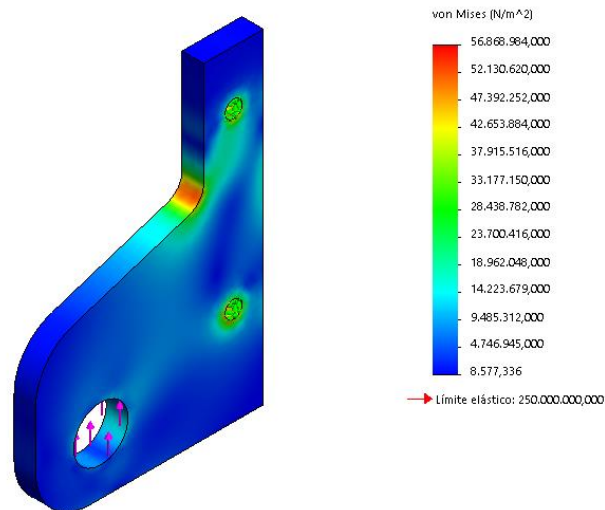
$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$\tau = \frac{F_R}{A} = \frac{4F_R}{\pi d^2} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8F_R\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[2]{\frac{8 * 2161.63 * 4}{\pi * 634e6}} = 6 \text{ mm}$$

Cálculo de espesor del soporte

Fabricando nuestro soporte con platinas de acero ASTM A36, con resistencia a la fluencia de 250 MPa, y con un espesor de 10 milímetros se tiene el siguiente resultado.



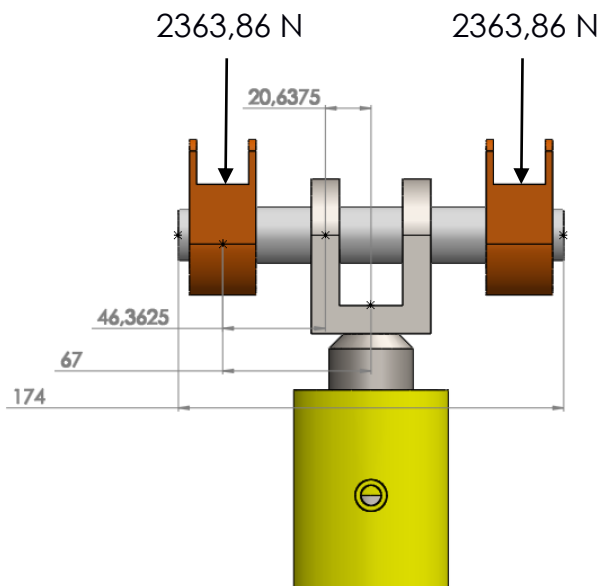
Como se puede apreciar en la figura, el máximo esfuerzo en el soporte es 56.9 MPa, lo que implica que el mínimo factor de seguridad en este el elemento es 4.3.

Sistema de fijación de las cadenas al cilindro hidráulico

Diseño de eje superior

Al igual que el eje inferior, éste deberá soportar las tensiones ejercidas por las cadenas. El esfuerzo crítico a ser analizado en este componente es el de flexión.

El diagrama de cuerpo libre se muestra a continuación.



$$M = 2363.86 \text{ N} * 0.0464 \text{ m} = 109.68 \text{ Nm}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi D^3} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 109.68 * 4}{\pi * 680e06}} = 0.019 \text{ m} = 19 \text{ mm}$$

Diseño del sujetador de cadena al cilindro

TABLA

DIMENSIONES DEL SUJETADOR

Espesor de orejas	3.8 mm
Diámetro interior	19 mm
Ancho	30 mm
Largo	35 mm
Alto	65 mm

Diseño de los mástiles verticales

Cálculo del espesor

Los esfuerzos más críticos que se producen en los perfiles son los de aplastamiento debido a los pernos de sujeción que soportan las tensiones que ejercen las cadenas. En vista de que el resto de los componentes se encuentran ya diseñados, se calcula el espesor adecuado para los perfiles.

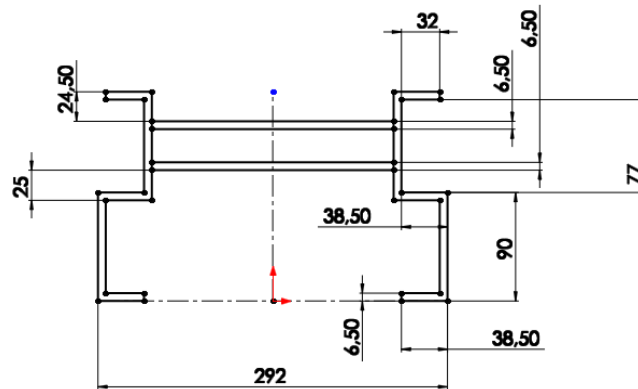
A continuación se presentará el máximo esfuerzo de aplastamiento en la estructura extensible que corresponde al perno de 3/8 de pulgada que soporta al eje en el segundo mástil.

$$\sigma_b = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_b = \frac{F}{A_{proy}} = \frac{F}{d_{perno}e} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$e = \frac{F \eta}{d_{perno} S_y} = \frac{2073 * 4}{0.0079375 * 170e6} = 6.5 \text{ mm}$$

Dimensiones



SECCIÓN TRANSVERSAL DEL PERFIL DE ALUMINIO

Análisis de pandeo

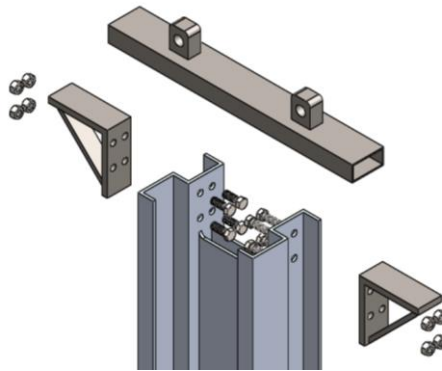
Para este análisis se modelará al mástil vertical como una columna empotrada-libre, por lo tanto su longitud efectiva será el doble de su longitud. A continuación se determinará la carga crítica de pandeo para el mástil vertical, y se comparará con la carga máxima que este debe soportar.

La inercia de la sección transversal se la obtuvo a través de SolidWorks, ya que esta no es una figura geométrica convencional.

$$P_{cr} = \frac{1}{4} \left(\frac{\pi^2 EI}{L^2} \right) = \frac{1}{4} \left(\frac{\pi^2 * 7 \times 10^{10} * 1.491 \times 10^{-5}}{2.25^2} \right) = 508.68 \text{ KN}$$

En secciones anteriores se indicó que la carga máxima que deberán soportar los mástiles será 2363.86 N por cadena, es decir 4727.72 N en total, esta fuerza es casi el 1 % de la carga crítica calculada, por lo tanto los mástiles no fallan por pandeo.

Sistema de fijación de la plataforma de trabajo al mástil vertical



Selección de pernos para fijación de la plataforma de trabajo al tubo rectangular

Del análisis estructural realizado en el diseño de la plataforma de trabajo se determinaron las componentes ortogonales de sus reacciones por medio del software SAP2000.

TABLA

REACCIONES EN LOS PERNOS DE LA PLATAFORMA DE TRABAJO

	Rx	Ry	Rz	Resultante
Apoyo A	-1319.34 N	281.29 N	1933.00 N	2357.17 N
Apoyo B	885.75 N	701.97 N	701.97 N	1330.44 N
Apoyo C	-1002.44 N	211.14 N	-2525.73 N	2725.58 N
Apoyo D	1436.05 N	230.51 N	3100.39 N	3424.59 N

Se diseñarán los pernos para resistir los esfuerzos de flexión tomando la fuerza de mayor magnitud en la componente “x” y “z”, ya que los esfuerzos producido por la componente “y”, se transmiten directamente a las orejas del tubo rectangular.

$$F_{Radial} = \sqrt{1436.05^2 + 3100.39^2} = 3416.82 \text{ N}$$

$$M = F * \frac{\text{ancho}_{orejas}}{2} = 3416.82 * \frac{0.040}{2} = 68.34 \text{ Nm}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi D^3} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 68.34 * 4}{\pi * 634e06}} = 0.017 \text{ m} = 17 \text{ mm} = 3/4"$$

Diseño de las orejas

$$\sigma_b = \frac{S_y}{\eta}$$
$$\sigma_b = \frac{F}{A_{proy}} = \frac{F}{d_{perno}e} = \frac{S_y}{\eta}$$
$$e = \frac{F \eta}{d_{perno} S_y} = \frac{3416.82 * 4}{0.01905 * 250e6} = 3 \text{ mm}$$

Cálculo de soldadura en orejas

Para realizar las uniones soldadas se utilizará el procedimiento FCAW, con alambre tubular 71T-1, el cual presenta una resistencia a la fluencia de 493 MPa.

A continuación se calculará la pierna de la soldadura considerándola como una línea alrededor de toda su unión con el tubo rectangular.

$$P_R = \sqrt{1436.05^2 + 230.51^2} = 1454.44 \text{ N}$$

Cargas por unidad de longitud:

$$f_s = \frac{P_R}{A_w} = \frac{P_R}{2d + 2b} = \frac{1454.44}{2(0.020 + 0.045)} = 11187.94 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
$$f_n = \frac{R_z}{A_w} = \frac{3100.39}{2(0.020 + 0.045)} = 23849.16 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
$$f_{b1} = \frac{M_1}{S_{w1}} = \frac{R_x a}{bd + \frac{b^2}{2}} = \frac{1436.05 * 0.030}{0.045 * 0.020 + \frac{0.045^2}{3}} = 27353.33 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
$$f_{b2} = \frac{M_2}{S_{w2}} = \frac{R_y a}{bd + \frac{d^2}{2}} = \frac{230.51 * 0.030}{0.045 * 0.020 + \frac{0.020^2}{3}} = 6692.23 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Fuerza resultante por unidad de longitud:

$$F_R = \sqrt{f_s^2 + f_n^2 + f_{b1}^2 + f_{b2}^2}$$
$$F_R = \sqrt{11187.94^2 + 23849.16^2 + 27353.33^2 + 6692.23^2}$$
$$F_R = 38560.91 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Garganta y pierna del filete de soldadura:

$$t = \frac{F_R}{\tau_{permisible}} = \frac{F_R}{0.30 * S_y} = \frac{38560.91}{0.30 * 493e6} = 0.0026 \text{ m} = 0.26 \text{ mm}$$
$$w = 1.41t = 1.41 * 0.26 \text{ mm} = 0.37 \text{ mm}$$

La pierna del filete de la unión soldada es menor a un milímetro, sin embargo de acuerdo a la norma AWS D1.1, para un espesor de la placa base menor a 6 mm, la pierna debe ser 3 mm.

Selección de perfiles angulares

$$F_{Radial} = \sqrt{1436.05^2 + 3100.39^2} = 3416.82 \text{ N}$$

$$F_v = \frac{F_{Radial}}{\# \text{ pernos}} = \frac{3416.82 \text{ N}}{2} = 1708.41 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$\tau = \frac{F_v}{A} = \frac{4F_v}{\pi d^2} = \frac{S_y}{2\eta}$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{8F_v\eta}{\pi S_y}} = \sqrt[2]{\frac{8 * 1708.41 * 4}{\pi * 634e6}} = 6 \text{ mm}$$

Con el fin de reducir el aplastamiento en el perfil angular y aumentar la resistencia del sistema, se seleccionará un diámetro de perno de 8 milímetros.

Espesor del perfil angular

$$\sigma_b = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_b = \frac{F}{A_{proy}} = \frac{F}{d_{perno}e} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$e = \frac{F_v \eta}{d_{perno} S_y} = \frac{1708.41 * 4}{0.00793 * 250e6} = 4 \text{ mm}$$

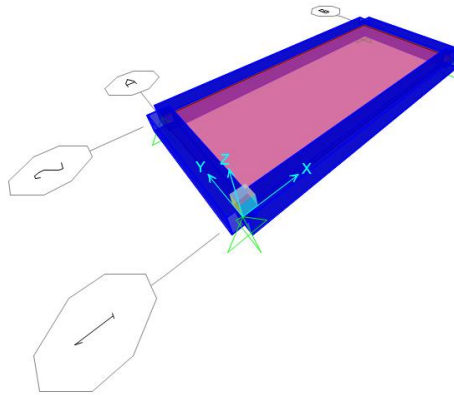
Las medidas del perfil angular serán de 80 x 4 mm, y una longitud de 60 milímetros.

Diseño de chasis

Simulación de diseño en SAP2000

Tanto la carga nominal, como la carga debido al peso propio de toda la PEMP descansan sobre el piso del chasis, más no sobre los perfiles estructurales, por lo tanto para esta simulación se modelarán estas cargas como una carga equivalente distribuida a través del perímetro de estos perfiles, junto con un momento torsor debido a esta misma fuerza.

El perímetro a tomar en cuenta no es del exterior del chasis, sino el de los centroides de los perfiles, por lo tanto las dimensiones a considerarse para el ancho y largo de la estructura serán 700 x 1500 mm.



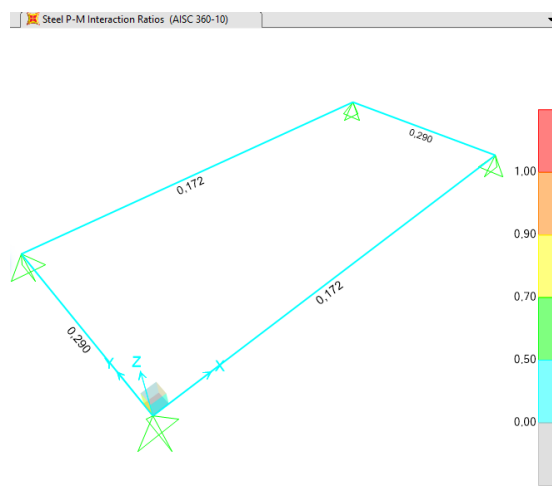
Con la ayuda del software SolidWorks se determinó que la masa que debe soportar el chasis es 600 kg. Adicionalmente con la carga nominal de 220 kg, la carga total que debe soportar el chasis es 820 kg o su equivalente 8036 N

$$F_{distr} = \frac{8036}{2 * (0.7 + 1.5)} = 1826.34 \frac{N}{m}$$

$$M_{torsor\ 1} = F_{distr} * ancho = 1826.34 \frac{N}{m} * 0.7\ m = 1278.46 \frac{Nm}{m}$$

$$M_{torsor\ 2} = F_{distr} * largo = 1826.34 \frac{N}{m} * 1.5\ m = 2739.51 \frac{Nm}{m}$$

Al ingresar los parámetros previamente determinados, la relación Demanda/Capacidad obtenidas para cada perfil fueron de 0.290 y 0.172, lo cual es equivalente a un factor de seguridad de 3.4 y 5.7 respectivamente, por lo tanto la estructura del chasis no falla.



Cálculo de soldadura para el piso del chasis

Como se lo determinó en la sección anterior, la carga que se ejerce sobre la plancha de acero fue 8036 N, sin embargo para el cálculo de soldadura se considerará el peso propio de la plancha, siendo este 20 kg. Por lo tanto la carga total que deberá soportar es 8232 N.

Para el cálculo de la soldadura se considerará a esta como una línea alrededor de toda su unión con los tubos cuadrados

Cargas por unidad de longitud:

$$f_s = \frac{F_{total}}{A_w} = \frac{F_{total}}{2d + 2b} = \frac{8232}{2(0.700 + 1.500)} = 1870.91$$
$$f_s = F_R$$

Garganta y pierna del filete de soldadura:

$$t = \frac{F_R}{\tau_{permisible}} = \frac{F_R}{0.30 * S_y} = \frac{1870.91}{0.30 * 493e6} \ll 1 \text{ mm}$$

En este caso la garganta del filete de la unión soldada es mucho menor a uno, por lo cual en el valor de la pierna de la soldadura no habrá mayor diferencia. Por lo tanto de acuerdo a la norma AWS D1.1, para un espesor de la placa base menor a 6 mm, la pierna debe ser al menos 3 mm.

Sistema hidráulico

Selección de filtros

De acuerdo al tipo de sistema hidráulico y su aplicación se selecciona el grado de filtración óptimo para el circuito. Este sistema hidráulico contará con dos filtros, de succión y de retorno al tanque.

Para sistemas hidráulicos de medianas presiones y aplicaciones como elevadores se recomienda un grado de filtración de 10 a 20 μm .

Bomba hidráulica

La presión mínima con la cual deben trabajar los cilindros hidráulicos será calculada a partir de la carga que estos deben soportar y el área interior de sus camisas:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{4950.96 \text{ N}}{\frac{\pi(0.060325^2 - 0.0381^2)}{4}} = 2.88 \text{ MPa} = 417.96 \text{ psi}$$

Pérdidas por fricción

Caída de presión en tuberías

El caudal de la bomba se determinará en función del volumen de los cilindros y del tiempo que le toma al elevador en llegar a su máxima altura.

De acuerdo a la norma UNE-EN 280, la máxima velocidad de ascenso del elevador es 0.7 m/s, sin embargo para no seleccionar una bomba de mayor tamaño, la velocidad de ascenso seleccionada será de 0.35 m/s, de tal forma que pueda alcanzar la altura propuesta en un tiempo de ocho segundos.

Combinando las expresiones matemáticas de la continuidad y del movimiento rectilíneo uniforme se tiene la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)V}{6} = \frac{\pi(0.060325^2 - 0.0381^2) * 0.35}{6} = 4.008 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 6.35 \text{ GPM}$$

De acuerdo al mercado local las capacidades disponibles vienen en números enteros, por lo tanto se selecciona una bomba de 6 GPM, modificando el tiempo de ascenso en un 3.5%, es decir 8.26 segundos.

Para calcular las pérdidas por fricción comenzamos hallando la velocidad en las tuberías del circuito hidráulico:

$$V = \frac{Q/2}{A} = \frac{Q/2}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{(4.008 \times 10^{-4}) * 2}{\pi (0.0127)^2} = 1.58 \text{ m/seg}$$

Para calcular el número de Reynolds se utiliza la siguiente expresión, donde μ es la viscosidad cinemática del fluido hidráulico seleccionado:

$$Re = \frac{VD}{\mu} = \frac{1.58 * 0.0127}{68 \times 10^{-6}} = 295.46$$

Se procede a determinar el coeficiente de fricción a partir de la ecuación de Darcy para el régimen laminar.

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{295.46} = 0.22$$

Caída de presión en accesorios

Los coeficientes de pérdidas para accesorios se listarán a continuación:

TABLA

ACCESORIOS DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Número de accesorios	Accesorios	Coficiente de pérdidas
12	Codo de 90°, 1/2"	2
3	Tee	2.4

1	Válvula antirretorno	5.1
2	Filtro	20

$$\sum K = 76.3$$

Considerando una longitud de mangueras de 6 metros se calculan las pérdidas por fricción total:

$$P_f = \frac{\rho V^2}{2} \left(\frac{fL}{d} + \sum K \right) = \frac{893 * 1.58^2}{2} \left(\frac{0.22 * 6}{0.0127} + 76.3 \right) = 200.9 \text{ KPa} = 30 \text{ psi}$$

Presión de la bomba

Esta presión será el resultado de la presión necesaria para accionar los cilindros y vencer las pérdidas de fricción en tuberías y válvulas.

$$P = 417.96 + 30 = 447.96 \text{ psi}$$

Sin embargo este valor es la presión mínima para poner al elevador en movimiento. La presión real de la bomba está en función del caudal suministrado, por lo tanto al momento de adquirir la bomba es importante verificar que esa presión sea mayor o igual que la presión calculada en esta sección.

Selección de bomba

El tipo de bomba a utilizarse comúnmente para esta clase de aplicaciones son las de desplazamiento positivo, a continuación se describirán sus principales características.

Tipo: Bomba de engranes

Para una velocidad de operación de 1800 RPM el Caudal/revolución: 12.62 cm³/rev

Presión de trabajo: 500 psi

Selección de Motor

La potencia de la bomba se la calcula a partir de la diferencia de presión a la entrada y salida de la misma junto con el caudal que proporciona

$$Pot_{bomba} = Q * \Delta P = \left(3.15 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \right) (3450 \text{ KPa}) = 1.086 \text{ KW} = 1.45 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia del 80% entre motor y bomba, se calcula la potencia del motor:

$$Pot_{motor} = \frac{Pot_{bomba}}{\eta} = \frac{1.45 \text{ HP}}{0.80} = 2 \text{ HP}$$

Conductos hidráulicos

Debido a que el sistema hidráulico ni ninguno de sus componentes se desplazan, se procederá a trabajar con cañerías rígidas de acero. Por lo tanto se deberá escoger el espesor apropiado para su funcionamiento.

A las cañerías se las modelará como cilindros de pared delgada analizado su esfuerzo tangencial. Por lo tanto estos deberán soportar la presión de trabajo calculada anteriormente, siendo esta de 500 psi o 3.45 MPa.

$$\sigma_t = \frac{S_y}{\eta}$$

$$t = \frac{p_i d}{2\sigma_t} = \frac{p_i d \eta}{2S_y} = \frac{3.45 \times 10^6 * 0.0127 * 4}{2 * 207 \times 10^6} = 1 \text{ mm}$$

Selección de reservorio

El reservorio deberá tener la capacidad de almacenar al fluido hidráulico de tal forma que abastezca a la bomba y mantenga al aceite en un nivel apropiado. Para esto, de acuerdo a recomendaciones técnicas, la capacidad del tanque deberá ser 3 a 5 veces más el volumen de alimentación de los cilindros hidráulicos.

$$V = 4 * \frac{\pi d^2 S}{4} = \pi * (0.060325)^2 * (0.9114) = 0.01042 \text{ m}^3 = 10.42 \text{ lt} = 2.75 \text{ gal}$$

El espacio disponible para el sistema hidráulico es de 500 m, por lo tanto las dimensiones para este tanque serán de 400x300x200 mm.

Diseño de estabilizadores

FUERZAS Y COEFICIENTES DE AJUSTE

Fuerzas	Coefficiente
Peso de la canastilla	1
Peso del elevador	1
Fuerza del viento	1.1
Fuerza manual	1.1
Carga nominal	1

1er Escenario

	Fuerzas	Momentos
Peso de la canastilla	1029 N	9.69
Peso del elevador	6370 N	2100
Fuerza del viento	230 N	-1252
Fuerza manual	440 N	-2720
Carga nominal	2156 N	20.31
Total		-1842

2do Escenario

	Fuerzas	Momentos
Peso de la canastilla	1029 N	55.6
Peso del elevador	6370 N	4300
Fuerza del viento	230 N	-1334
Fuerza manual	440 N	-2921.6
Carga nominal	2156 N	116.5
Total		216.5

De acuerdo a los resultados obtenidos se puede constatar que el elevador se vuelca por la parte frontal, para esto es necesario tener estabilizadores que contrarresten el momento negativo resultante producido por las configuraciones previamente mostradas.

La longitud de los estabilizadores se lo realizará a partir de una sumatoria de momentos alrededor de las patas laterales de los mismos.

$$d \geq 100 \text{ mm}$$

Sin embargo ante la posibilidad del crecimiento o la existencia de una nueva fuerza externa, se incluye un factor de seguridad de 2, por lo tanto:

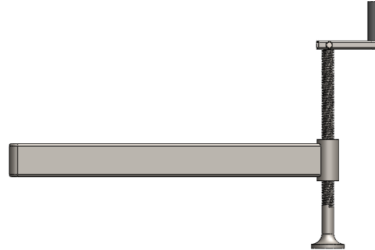
$$d = 200 \text{ mm}$$

Esta distancia será la longitud de los estabilizadores, sin embargo esta se la considera perpendicular a la parte frontal del elevador. Para un ángulo máximo de apertura de 45°, esta distancia será:

$$d' = \frac{d}{\sin(45^\circ)} = \frac{200 \text{ mm}}{\sin(45^\circ)} = 300 \text{ mm}$$

Esfuerzo en estabilizadores

Estos elementos al estar pivoteados en el chasis, se los tomará como vigas en voladizo.



Como se analizó en secciones anteriores, en condiciones normales cada estabilizador soportará un cuarto del peso del elevador junto con la carga nominal, siendo esta fuerza 2131.5 N, sin embargo en el caso crítico donde está apunto de volcarse, esta carga se duplica siendo 4263 N. A continuación se procederá a seleccionar los perfiles adecuados para los estabilizadores.

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M\eta}{S_y} = \frac{Fl\eta}{S_y} = \frac{4263 * 0.300 * 2}{270 \times 10^6} = 9.47 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto de acuerdo al catálogo de aceros DIPAC el perfil a utilizarse es un tubo rectangular de 80 x 40 x 3 mm, cuyo módulo resistor es de 13.04 cm³.

Diseño del tornillo de potencia

Además de evitar el vuelco del elevador, los estabilizadores también sirven para nivelarlo en zonas donde la inclinación sobrepasa el valor permisible. Para esto se utiliza un tornillo de potencia que permitirá ascender o descender la plataforma según la necesidad.

El material de los tornillos de potencia será el acero AISI 1018, con un módulo de elasticidad y límite de fluencia de 2x10⁵ y 370 MPa respectivamente.

Análisis de Pandeo

Con la ayuda de un análisis geométrico, para estabilizar la plataforma en una superficie con 5° de inclinación, la altura de la pata debe ser 40 centímetros.

Para realizar este diseño se seleccionó un tornillo de potencia de cuerdas ACME, con un diámetro de 1", sin embargo el área a la tensión/compresión sera $4.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

A continuación se procederá a determinar la razón de esbeltez del tornillo de potencia para modelar al mismo como columna intermedia o columna larga. Para esto se modelará al tornillo como una columna empotrada-libre.

$$\frac{kl_e}{r} = \frac{2 * 0.4}{0.00568} = 140.84$$

Por lo tanto se modelará al tornillo como una columna larga,. Se determinará la carga crítica de pandeo para el tornillo de potencia, y se comparará con la carga crítica que debe soportar

$$P_{cr} = \frac{1}{4} \left(\frac{\pi^2 EI}{L^2} \right) = \frac{1}{4} \left(\frac{\pi^2 * 2 \times 10^{11} * 1.34 \times 10^{-8}}{0.4^2} \right) = 42.25 \text{ KN}$$

En secciones anteriores se indicó que la carga crítica que deberán soportar los tornillos de potencia fue 4.623 KN, por lo tanto el tornillo de potencia no se pandea.

Torque de Subida

El torque necesario para subir el elevador se calcula a continuación:

$$T_{subida} = \frac{Pd_p}{2} \left(\frac{\mu \pi d_p + L \cos(\alpha)}{\pi d_p \cos(\alpha) - \mu L} \right)$$

$$T_{subida} = \frac{2131.5 * 0.02286}{2} \left(\frac{0.15 * \pi * 0.02286 + 0.00508 * \cos(14.5)}{\pi * 0.02286 * \cos(14.5) - 0.15 * 0.00508} \right)$$

$$= 4.43 \text{ Nm}$$

Con un brazo de palanca de 0.15 metros, la fuerza por parte del operario a aplicar para subir el elevador será:

$$F = \frac{T}{d} = \frac{4.43 \text{ Nm}}{0.15} = 30 \text{ N}$$

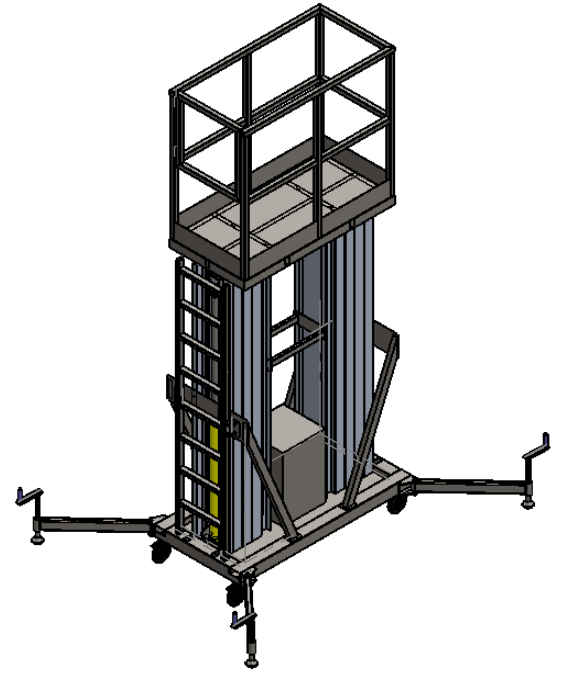
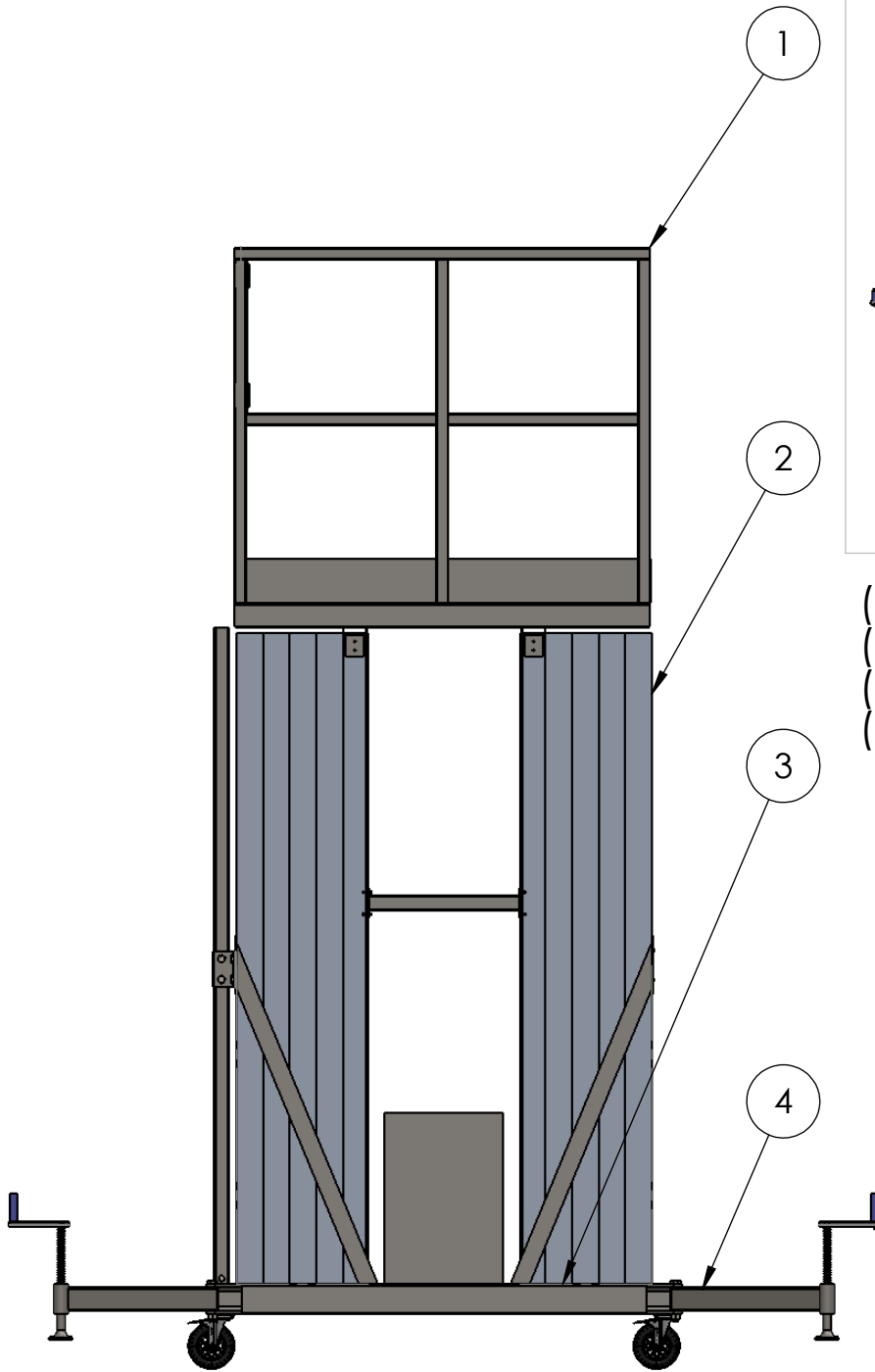
Análisis de esfuerzos

Este elemento mecánico estará sometido a dos tipos de esfuerzos, de torsión y axial. Por lo tanto se determinará el esfuerzo equivalente

$$\sigma = \frac{P}{A_t} = \frac{4623 \text{ N}}{366.45 \text{ mm}^2} = 12.62 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 4.43}{\pi * (0.02032)^3} = 2.69 \text{ MPa}$$

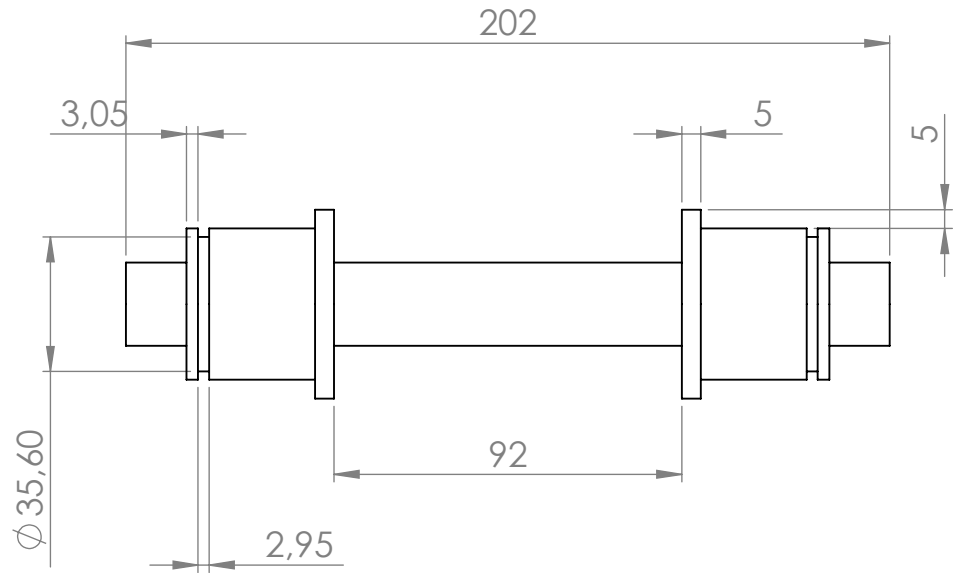
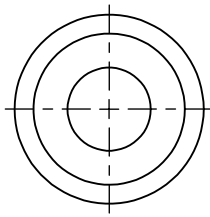
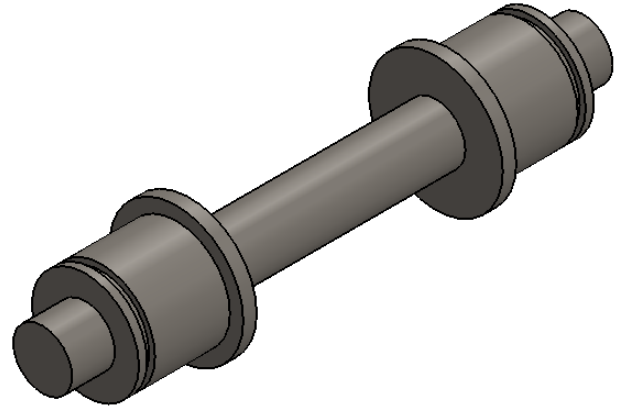
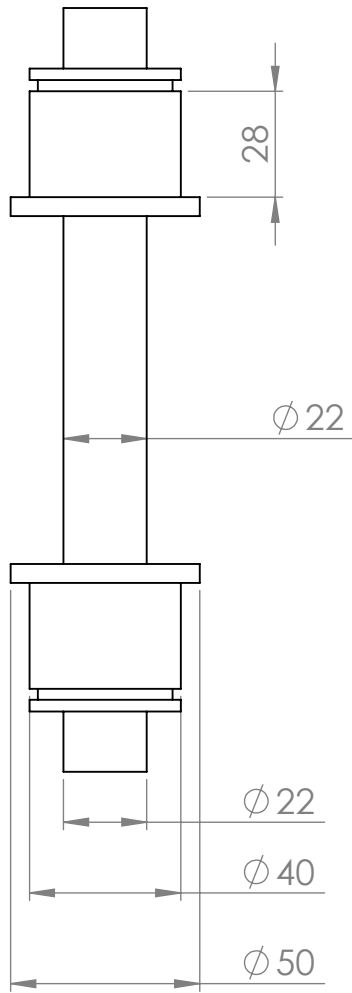
$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{12.62^2 + 3(2.69)^2} = 13.45 \text{ MPa}$$



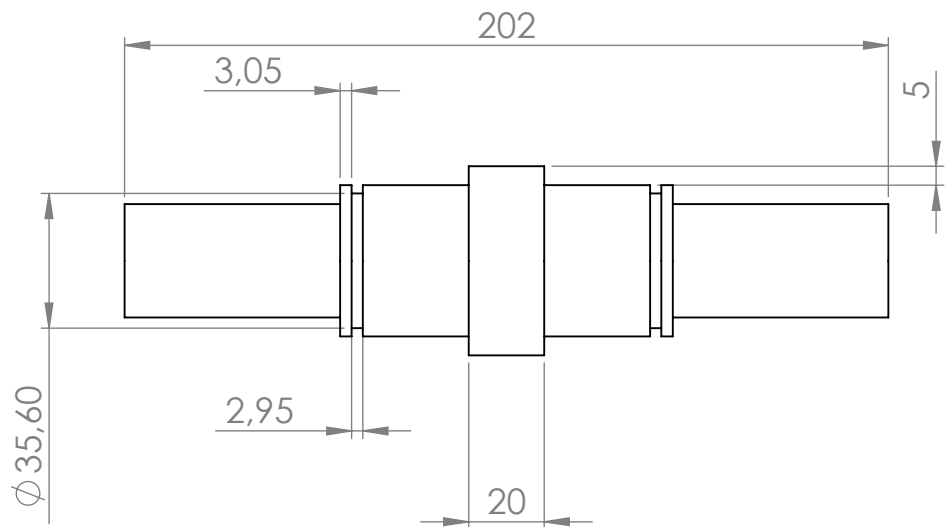
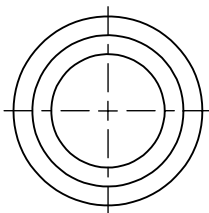
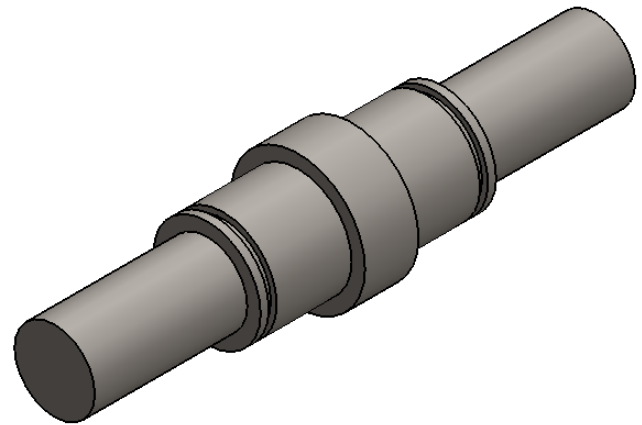
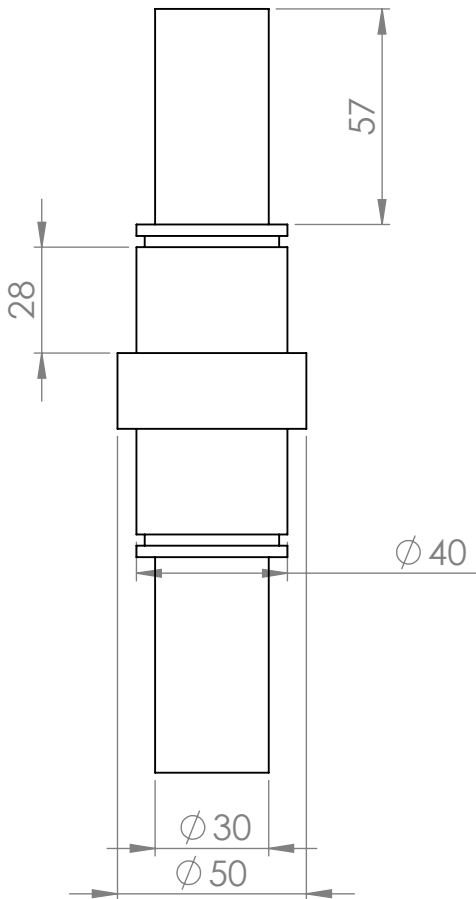
ESCALA 1:50

- (1) Plataforma de trabajo
- (2) Estructura extensible
- (3) Chasis
- (4) Estabilizadores

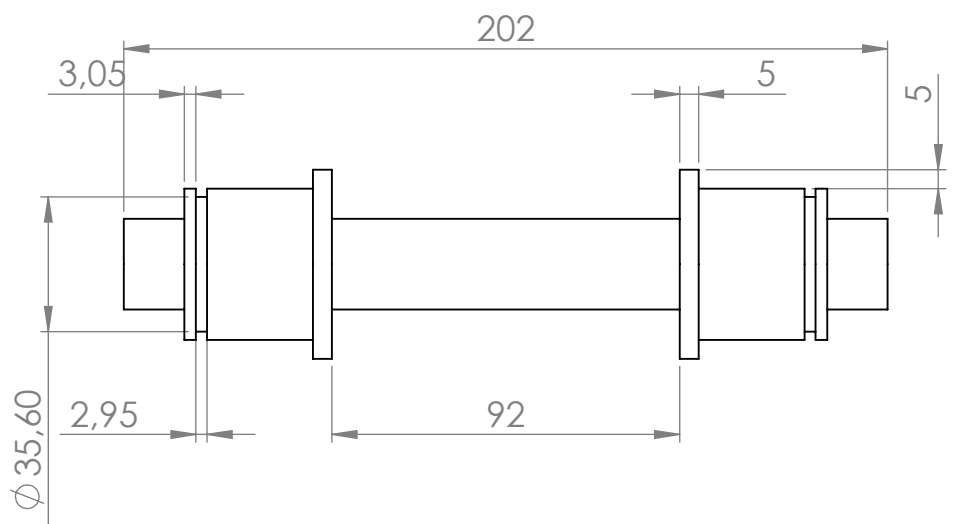
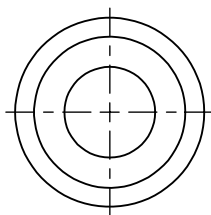
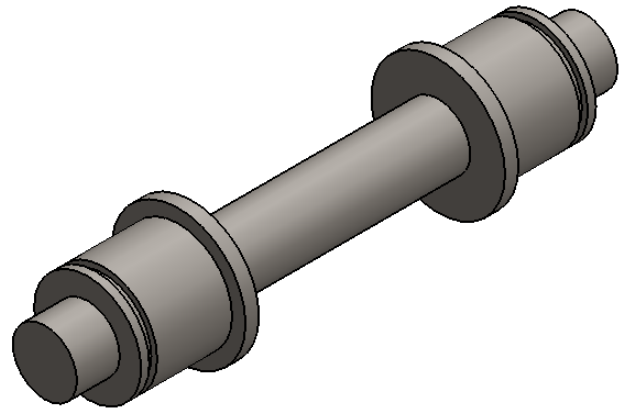
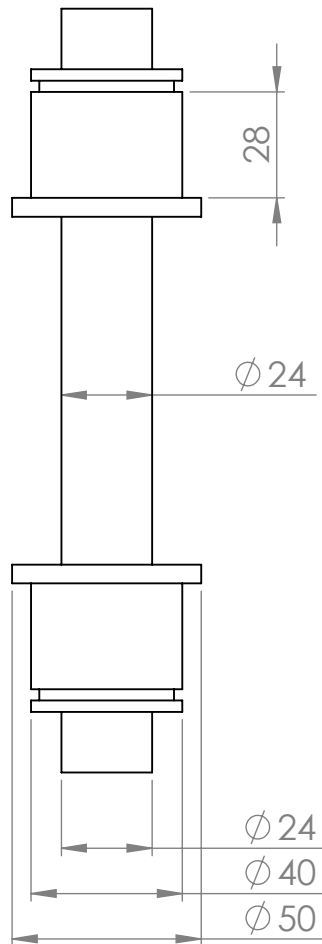
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	
VERIF.	DORA PARDO M.	07/09/2015	
APROB.	ING. JORGE MARCIAL		N.º DE DIBUJO
FABR.			
CAUID.			ESCALA: 1:25
FIMCP - ESPOL Proyecto de materia integradora			MATERIAL: ACERO ASTM A 35 ACERO AISI 1018 ACERO ASSAB 705 ALUMINIO ASTM 6063 T6
PESO: 700 Kg			



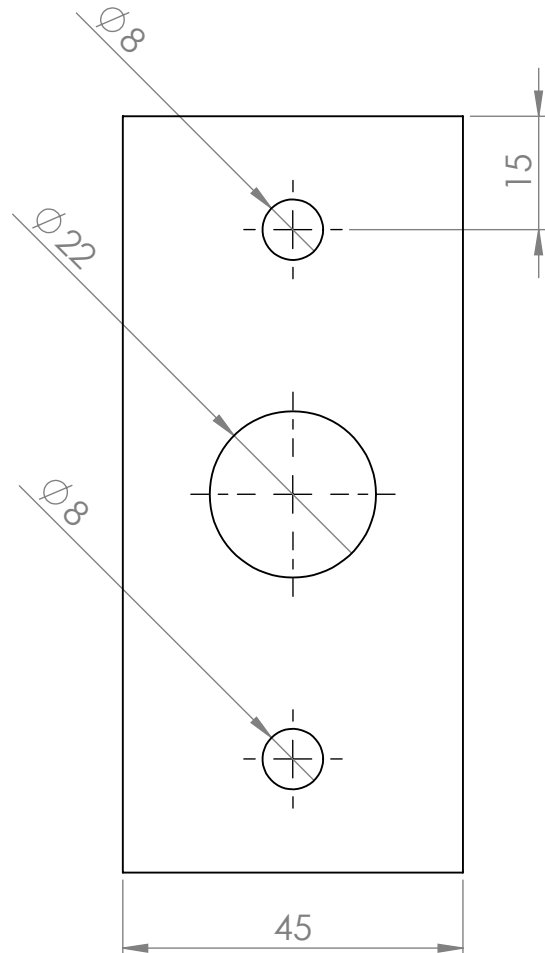
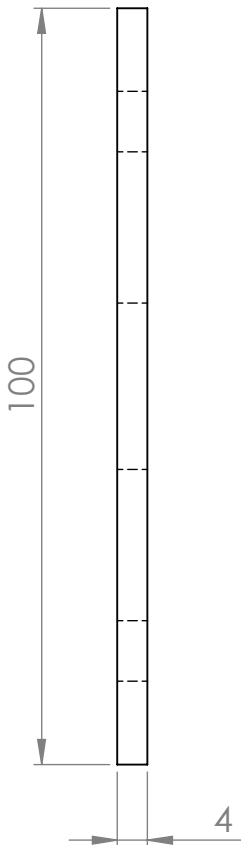
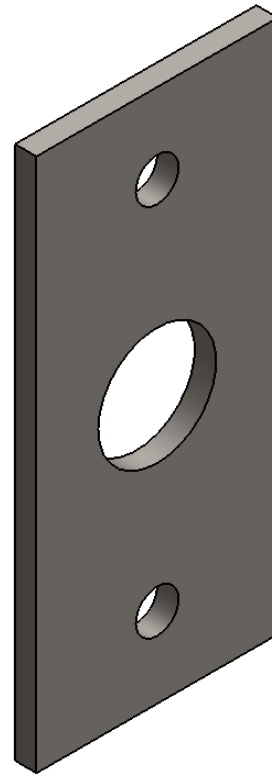
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	FIMCP - ESPOL EJE DE POLEA 3ER MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
APROB.				
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.			ASSAB 705	1
			PESO: 1,19 kg	ESCALA: 1:2
				HOJA 1 DE 35



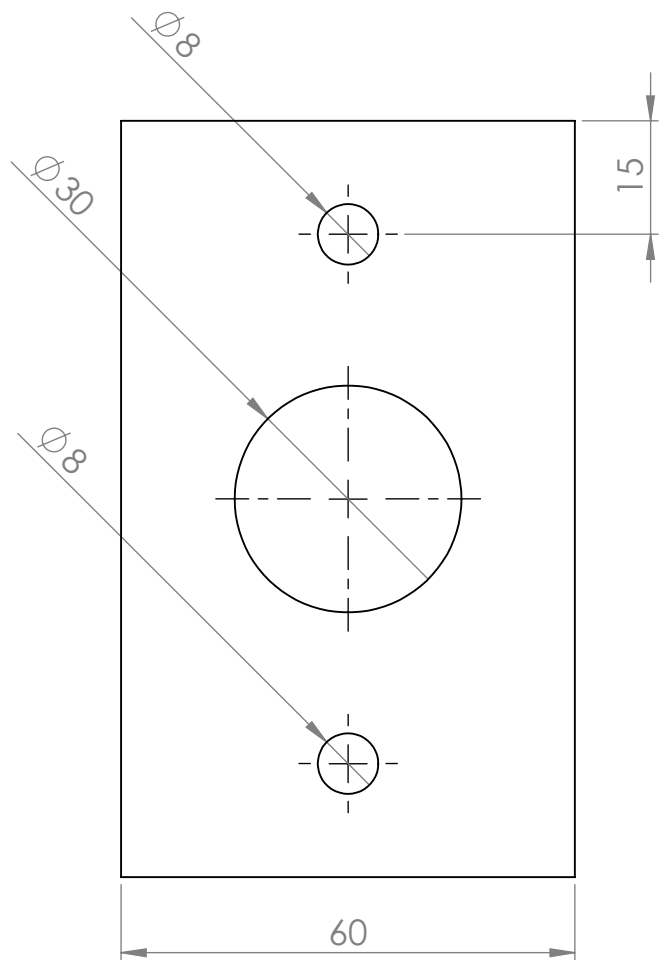
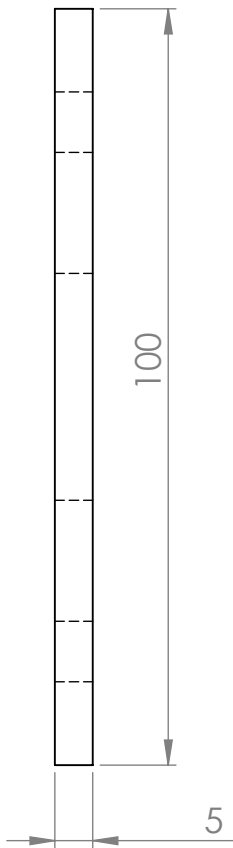
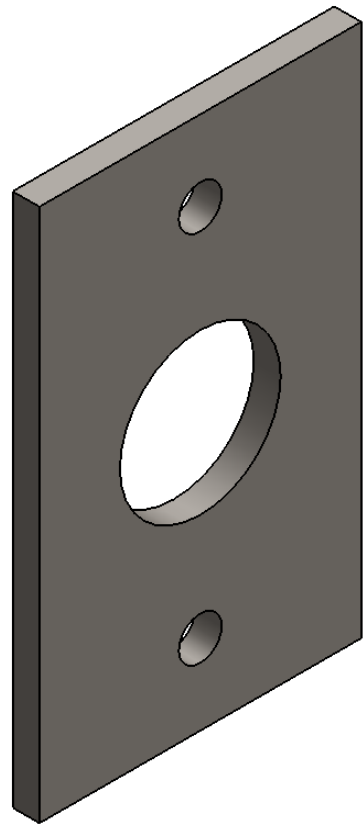
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	FIMCP - ESPOL EJE DE POLEA 2DO MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
APROB.				
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.			ASSAB 705	2
			PESO: 1,19 kg	ESCALA: 1:2
				HOJA 2 DE 35



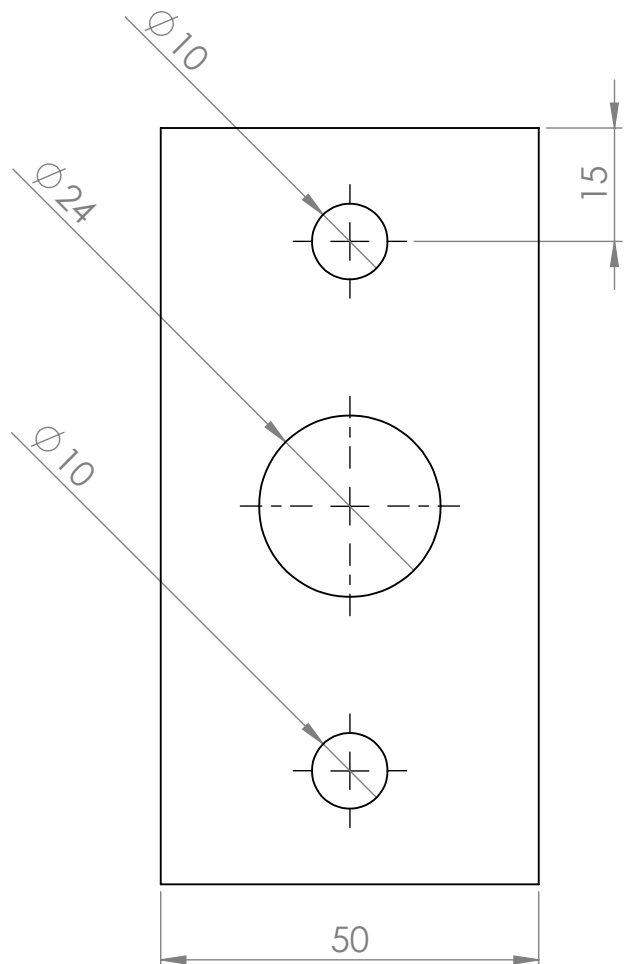
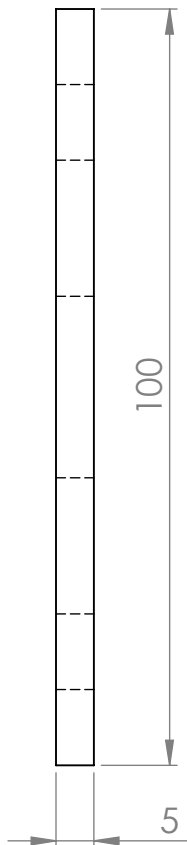
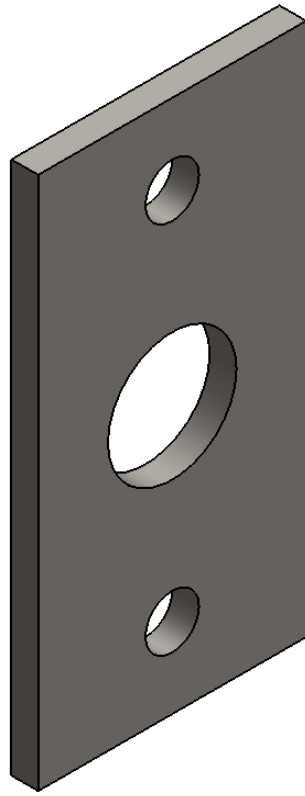
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		EJE DE POLEA 1ER MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	3
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		MATERIAL:	A4
APROB.			ASSAB 705		
FABR.			PESO:	1,25 kg	ESCALA: 1:2
CALID.					HOJA 3 DE 35



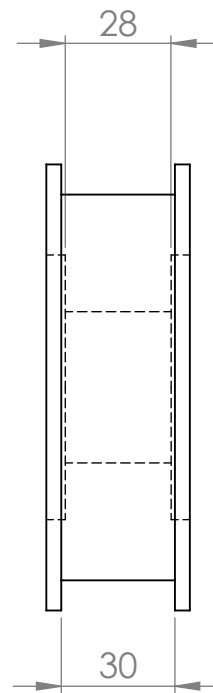
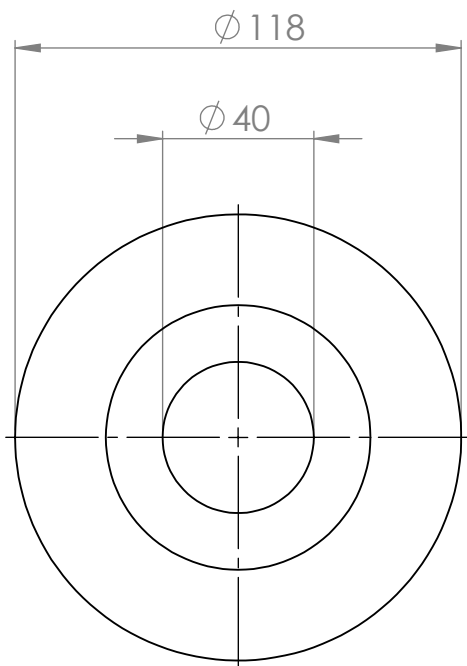
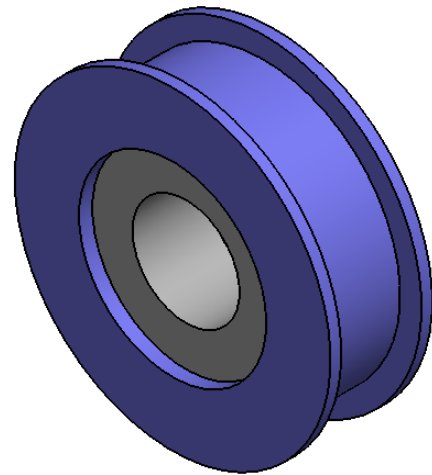
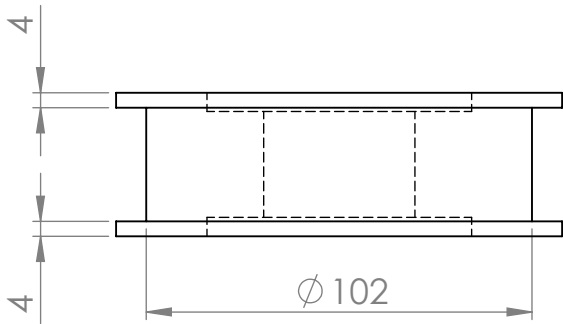
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE DE EJE DE POLEA	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	3ER MÁSTIL	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	4
CALID.			ASTM A36		
			PESO: 0,13 kg	ESCALA: 1:1	HOJA 4 DE 35



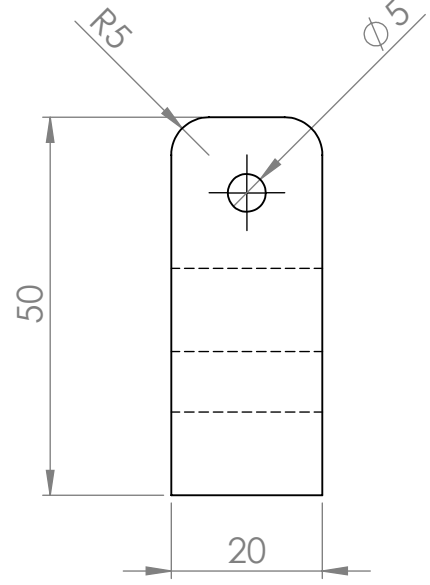
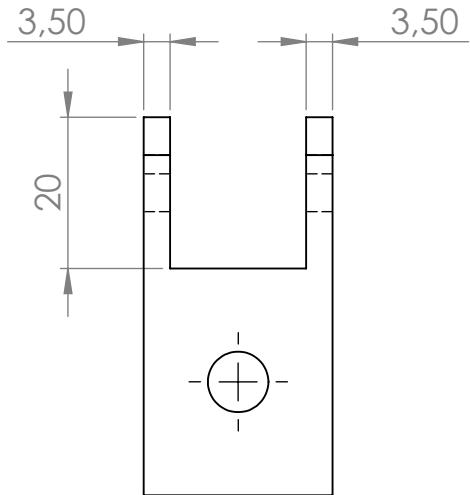
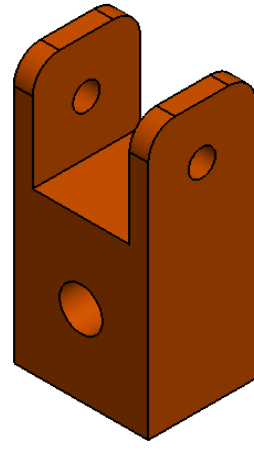
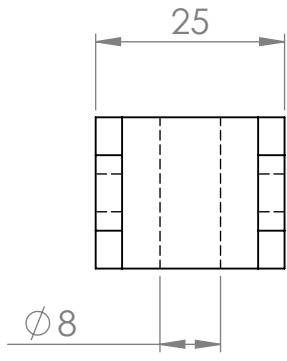
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE DE EJE DE POLEA 2DO MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
APROB.			MATERIAL:		N.º DE DIBUJO
FABR.			ASTM A36		5
CALID.					A4
			PESO:	0,20 kg	ESCALA: 1:1
					HOJA 5 DE 35



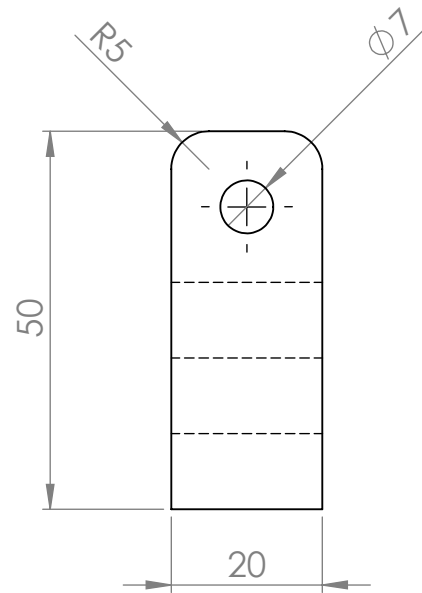
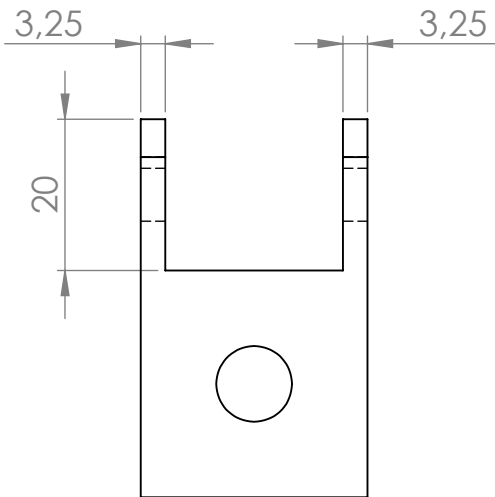
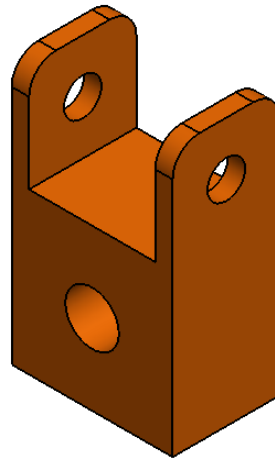
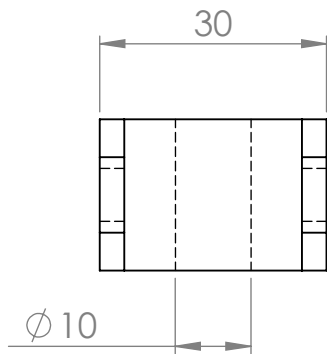
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE DE EJE DE POLEA 1ER MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
APROB.			MATERIAL:		N.º DE DIBUJO
FABR.			ASTM A36		6
CALID.			PESO: 0,17 kg		A4
			ESCALA: 1:1		HOJA 6 DE 35



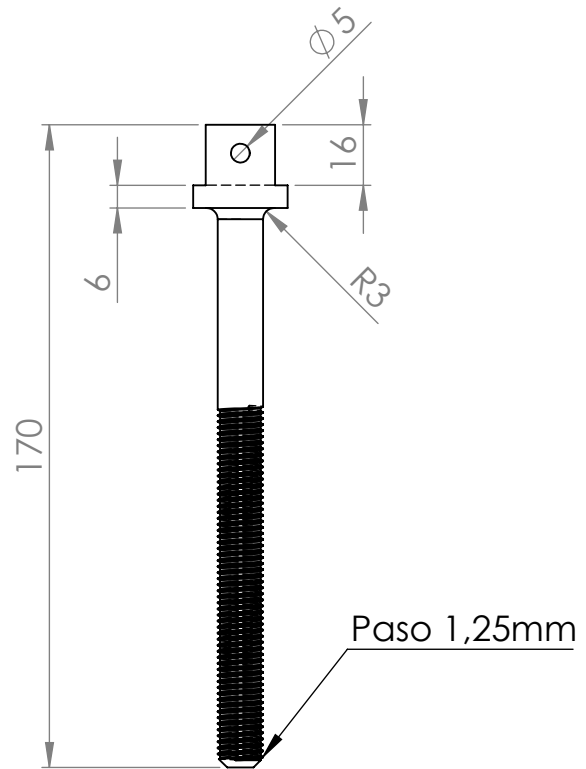
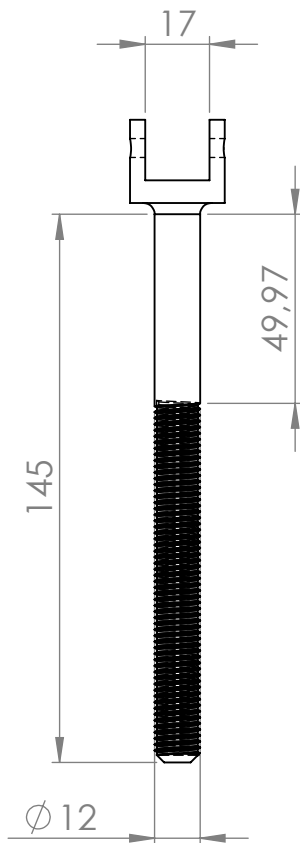
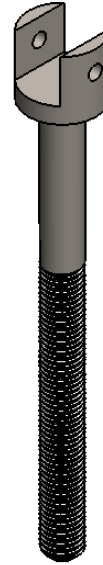
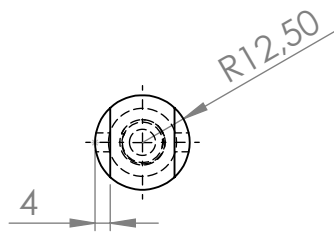
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		POLEA	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	7
APROB.			MATERIAL:		A4
FABR.			ASTM A295		
CALID.			ASTM 4340		
			PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 7 DE 35



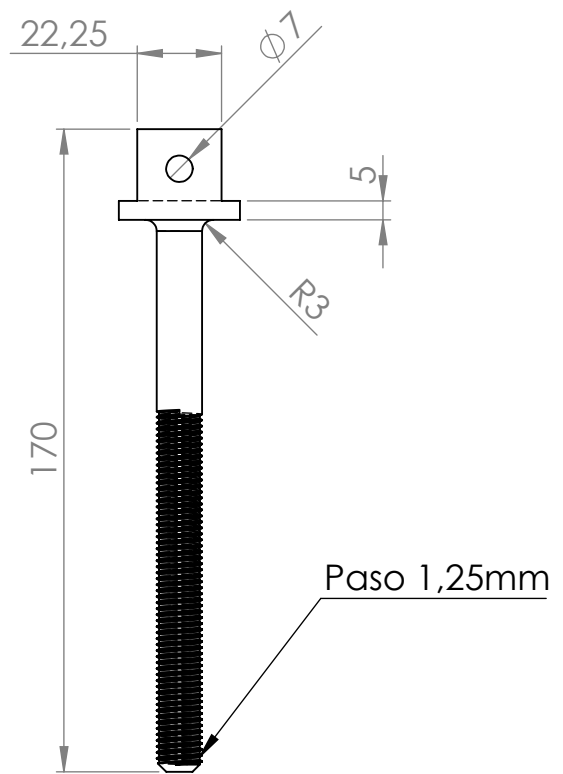
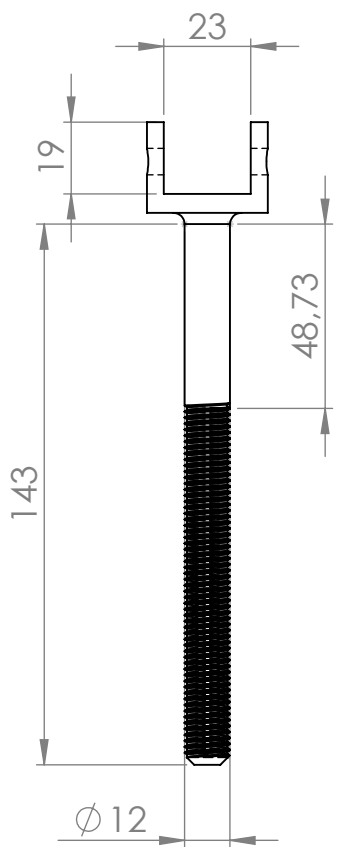
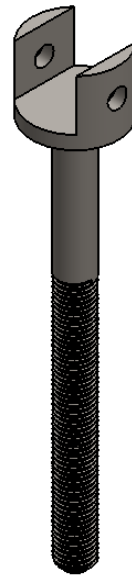
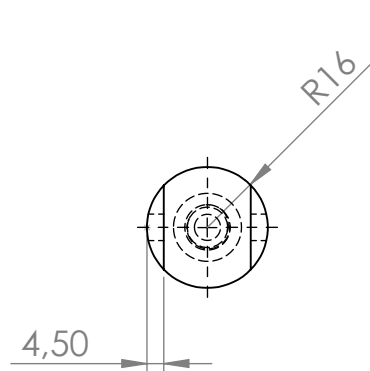
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO: SUJETADOR DE CADENA AL 3ER MÁSTIL	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015			
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO 8	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.			MATERIAL: ASTM A36	A4	
FABR.					
CALID.			PESO: 0,13 kg	ESCALA: 1:1	



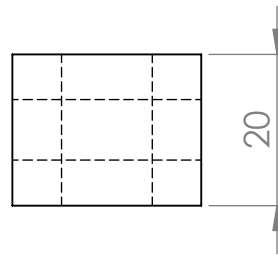
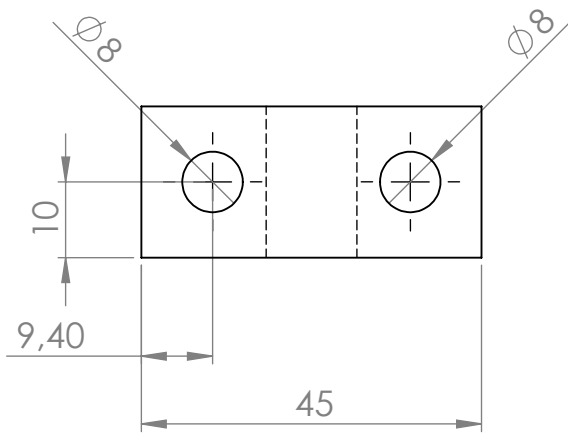
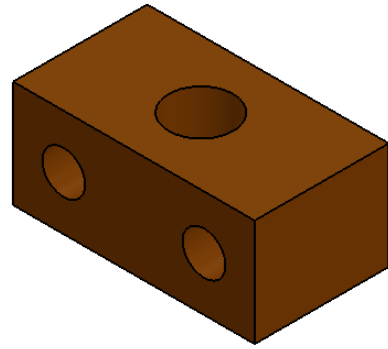
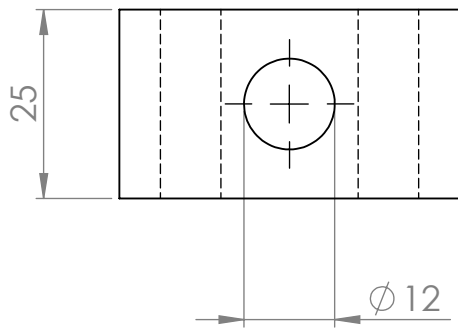
NOMBRE		FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	SUJETADOR DE CADENA AL 2DO MÁSTIL	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015				
	DORA PARDO M.	07/09/2015				
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	MATERIAL:	ESCALA:	1:1	HOJA 9 DE 35
APROB.						
FABR.			PESO:	0,15 kg		
CALID.						



	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		TEMPLADOR DE CADENA DE 1.5 TN	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	10
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		MATERIAL:	A4
APROB.			AISI 1018	ESCALA:	1:2
FABR.			PESO:	0,20 kg	HOJA 10 DE 35
CALID.					

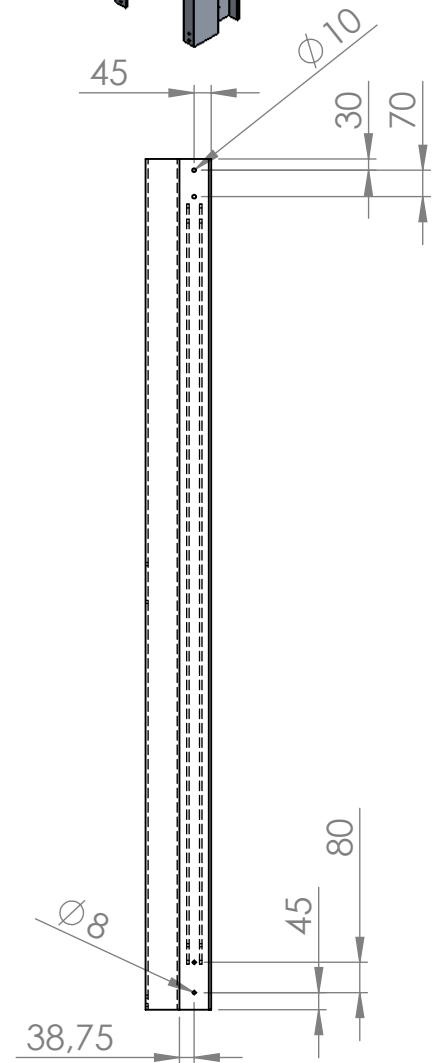
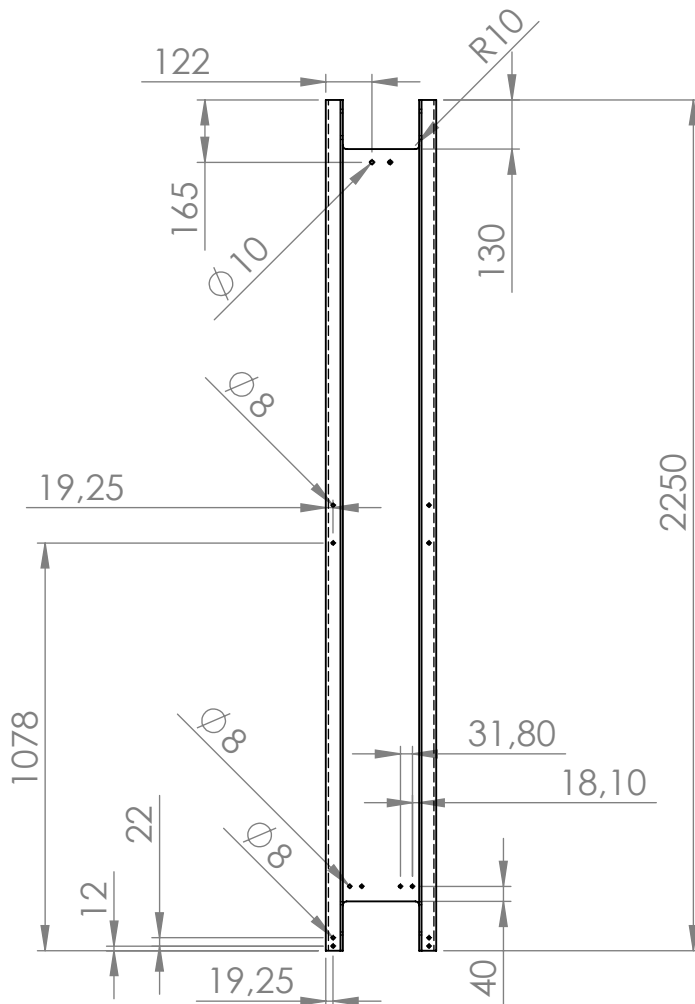
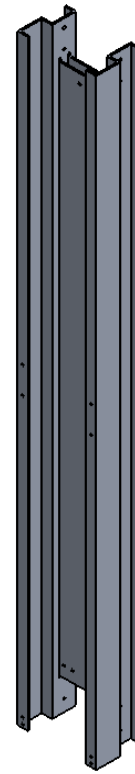
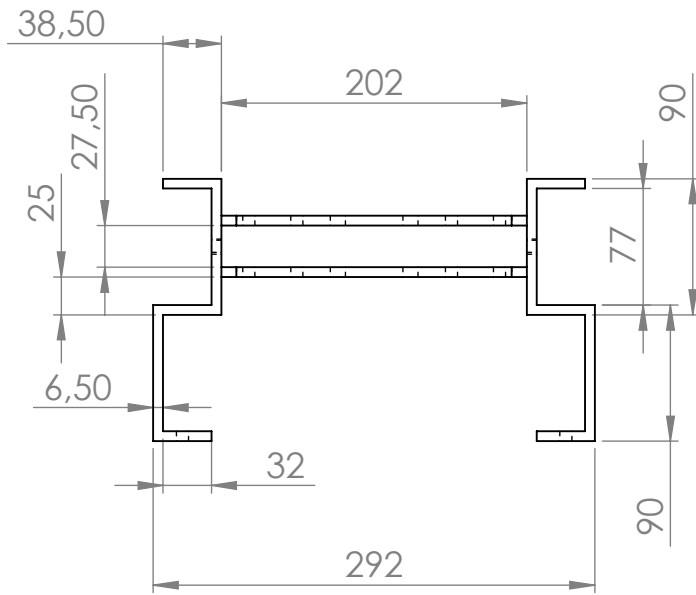


	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		TEMPLADOR DE CADENA	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	DE 2.0 TN	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	11
CALID.			AISI 1018		
			PESO: 0,21 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 11 DE 35



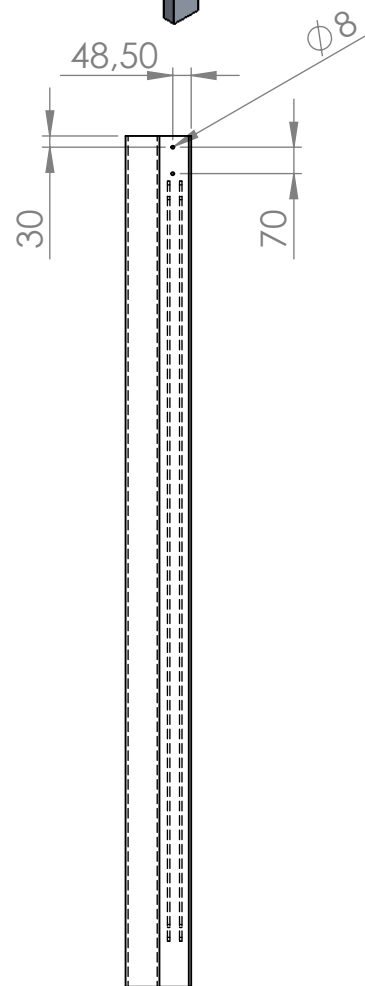
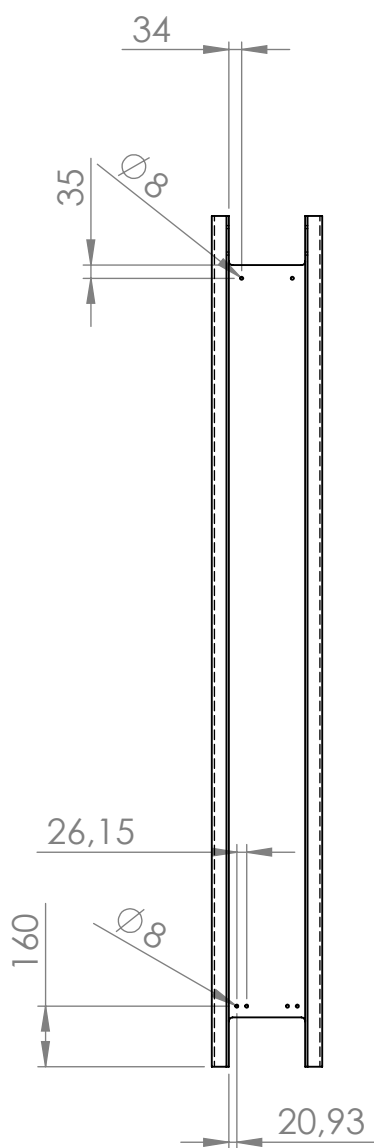
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO: SUJETADOR DE TEMPLADOR AL MÁSTIL	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015			
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	12
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.			MATERIAL: ASTM A36	ESCALA: 1:1	A4
FABR.					
CALID.			PESO: 0,13 kg	HOJA 12 DE 35	

NOTA: ESTA VISTA SE ENCUENTRA
A ESCALA 1:5



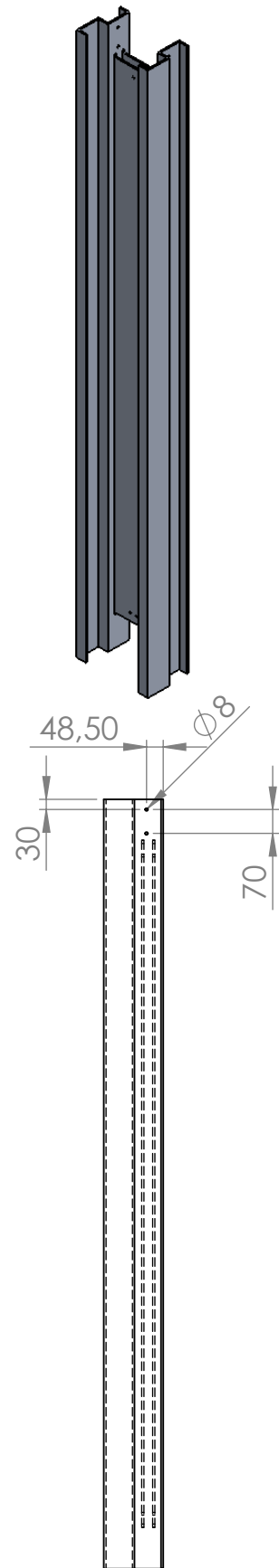
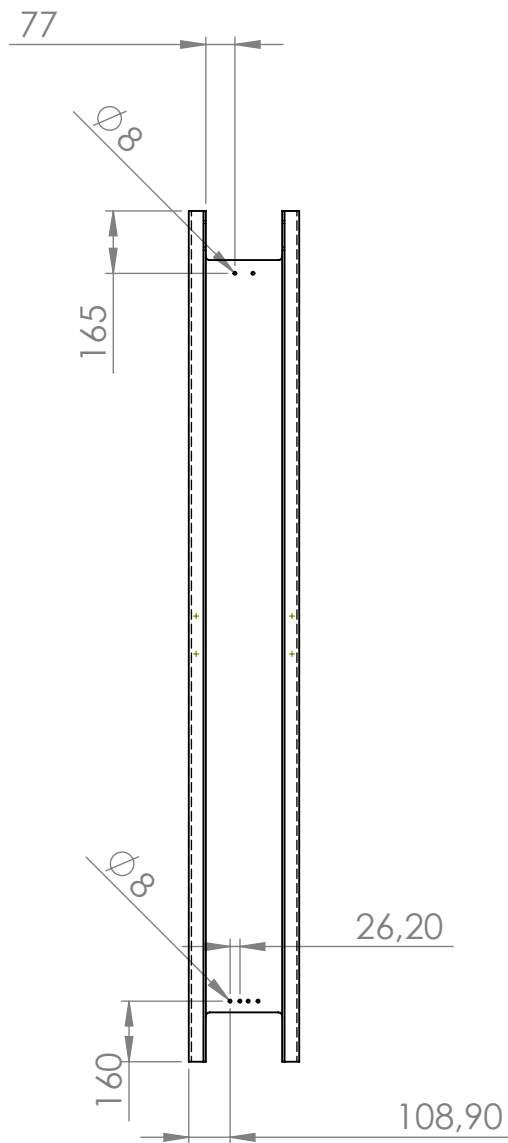
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	1ER MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
APROB.			MATERIAL:	
FABR.			ALUMINIO ASTM 6063 T6	
CALID.			N.º DE DIBUJO	13
			PESO:	35,88 kg
			ESCALA:	1:20
				HOJA 13 DE 35
				A4

NOTA: LOS PERFILES DE LOS MÁSTILES SON LOS MISMOS, POR LO TANTO ESTE PLANO REFERENCIA LAS MEDIDAS DE LOS AGUJEROS Y SU UBICACIÓN. PARA MAYOR INFORMACIÓN CONSULTAR EL PLANO DEL PRIMER MÁSTIL



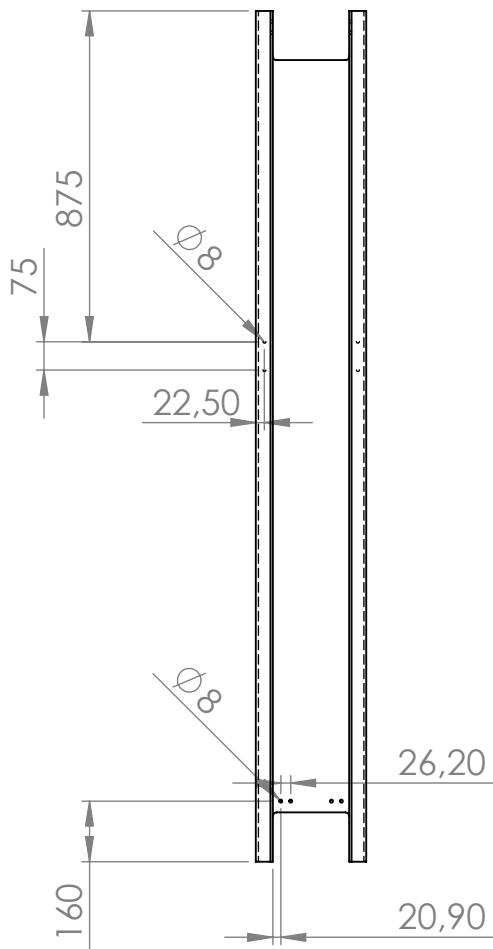
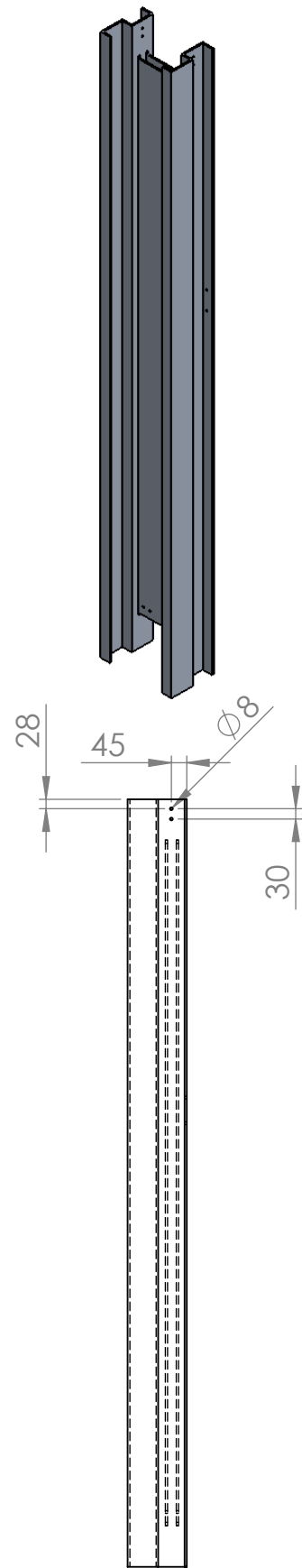
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		2DO MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	14
CALID.			ALUMINIOASTM 6063 T6		
			PESO: 35,89 kg	ESCALA: 1:20	HOJA 14 DE 35
					A4

NOTA: LOS PERFILES DE LOS MÁSTILES SON LOS MISMOS, POR LO TANTO ESTE PLANO REFERENCIA LAS MEDIDAS DE LOS AGUJEROS Y SU UBICACIÓN. PARA MAYOR INFORMACIÓN CONSULTAR EL PLANO DEL PRIMER MÁSTIL

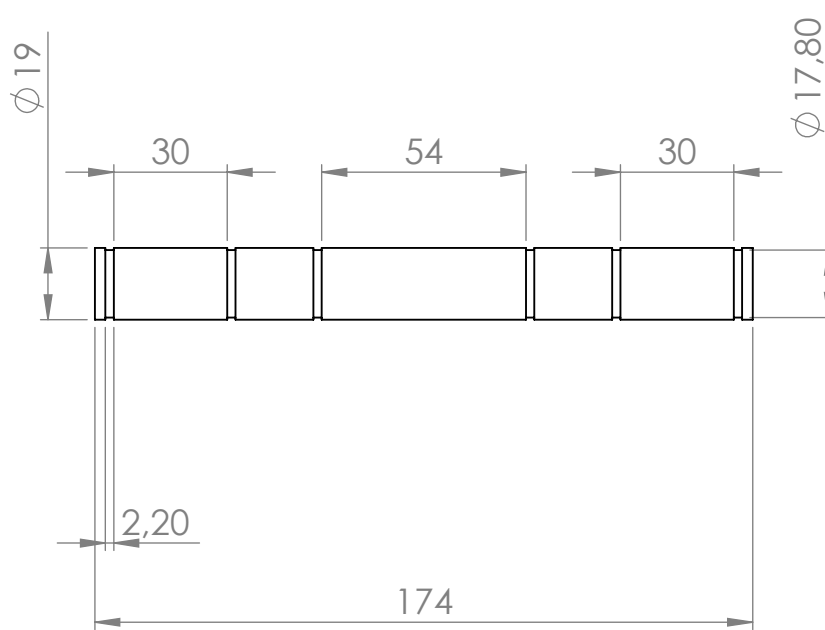
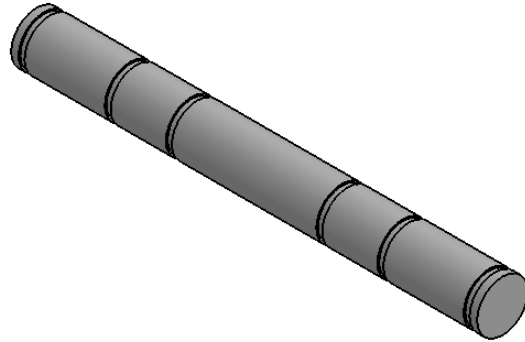


	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		3ER MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		15	
APROB.			MATERIAL:	A4	
FABR.			ALUMINIOASTM 6063 T6	ESCALA: 1:20	
CALID.			PESO: 35,90 kg	HOJA 15 DE 35	

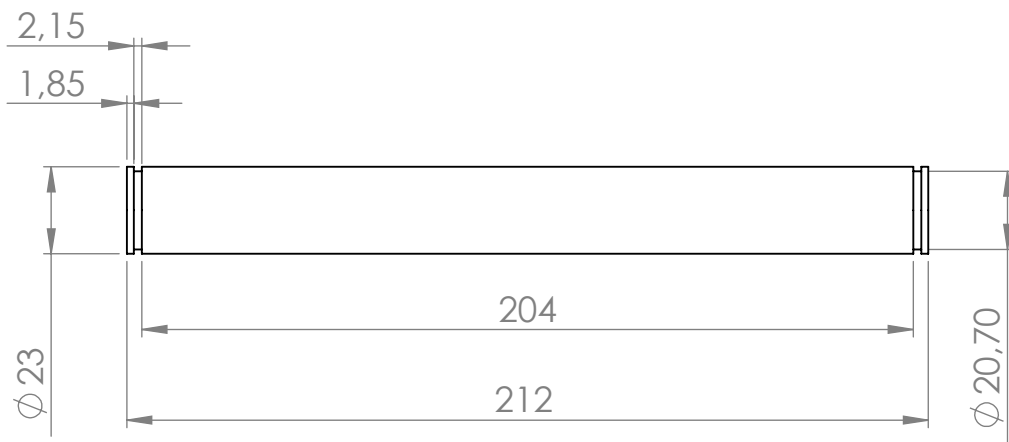
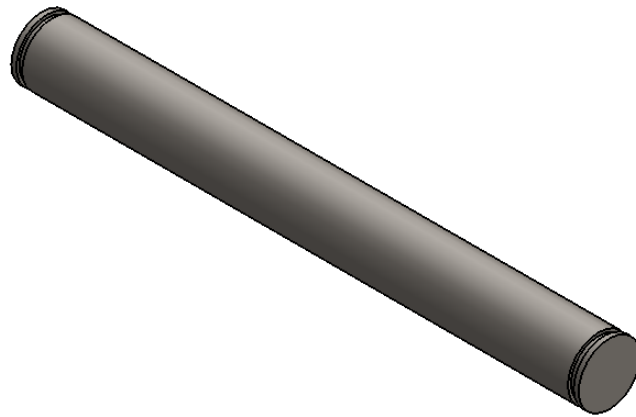
NOTA: LOS PERFILES DE LOS MÁSTILES SON LOS MISMOS, POR LO TANTO ESTE PLANO REFERENCIA LAS MEDIDAS DE LOS AGUJEROS Y SU UBICACIÓN. PARA MAYOR INFORMACIÓN CONSULTAR EL PLANO DEL PRIMER MÁSTIL



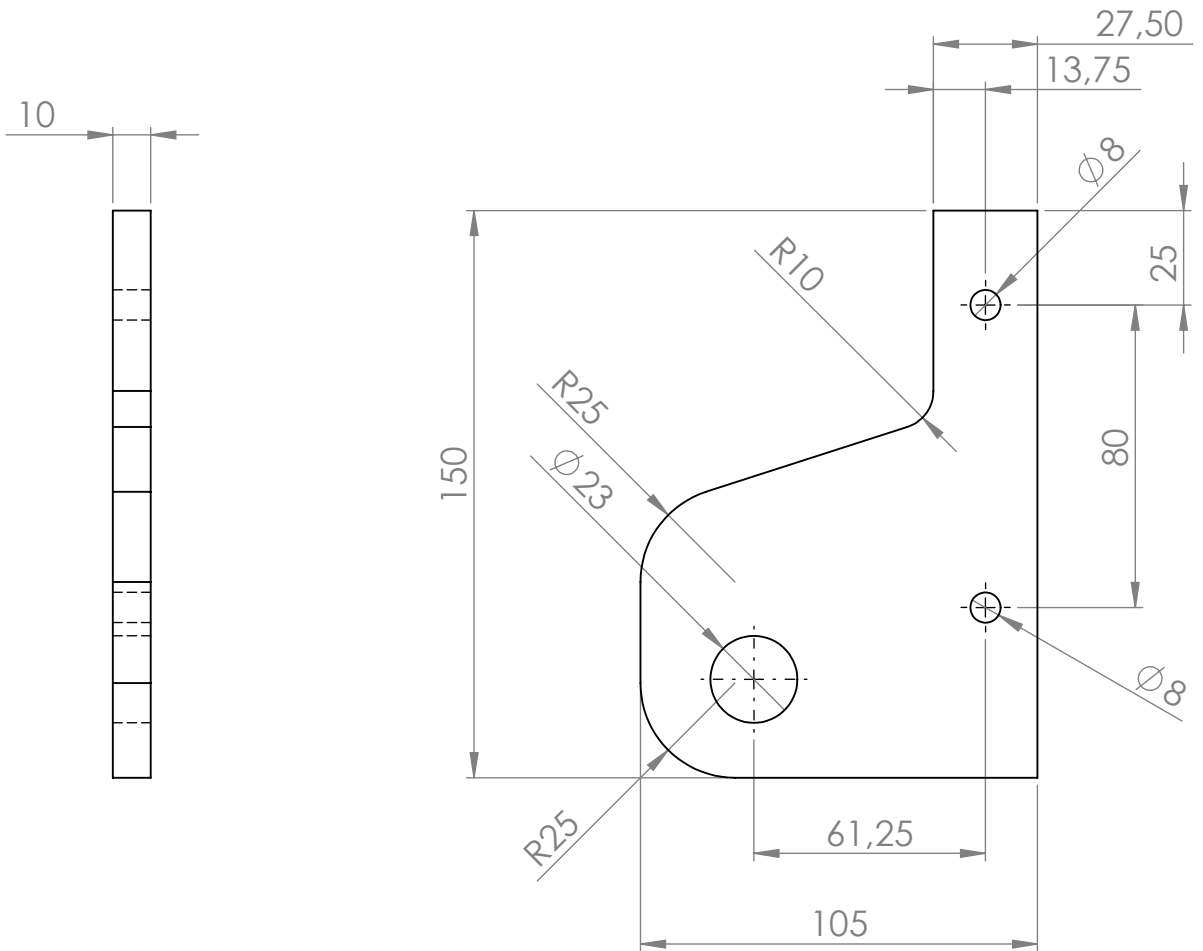
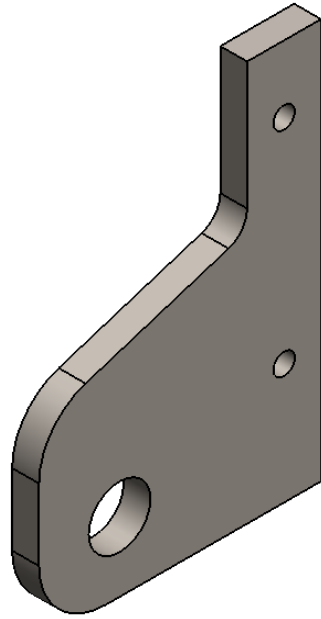
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		4TO MÁSTIL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	16
CALID.			ALUMINIOASTM 6063 T6		
			PESO: 36,40 kg	ESCALA: 1:20	HOJA 16 DE 35
					A4



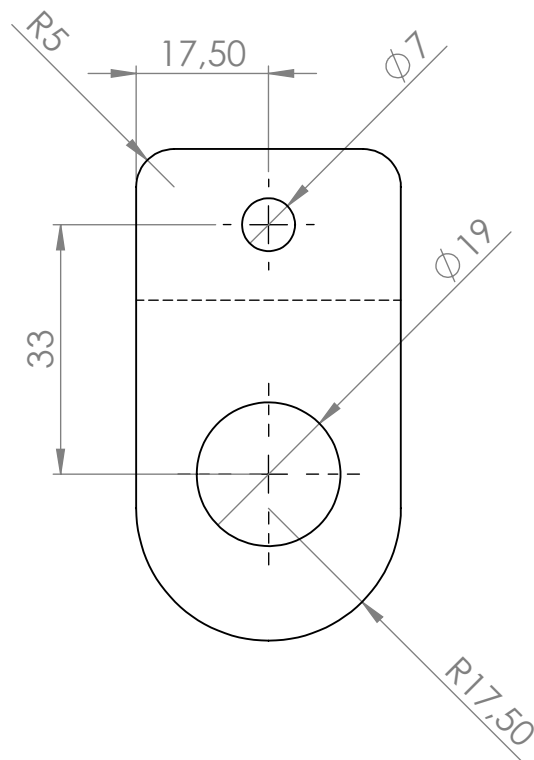
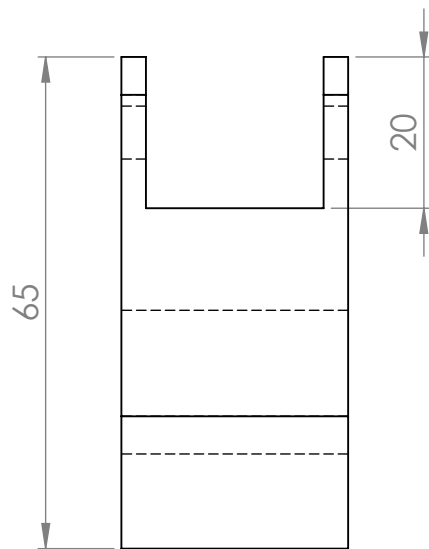
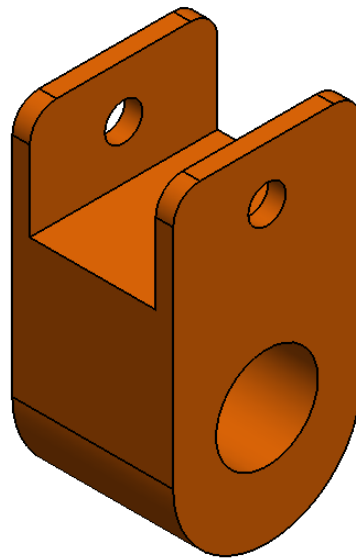
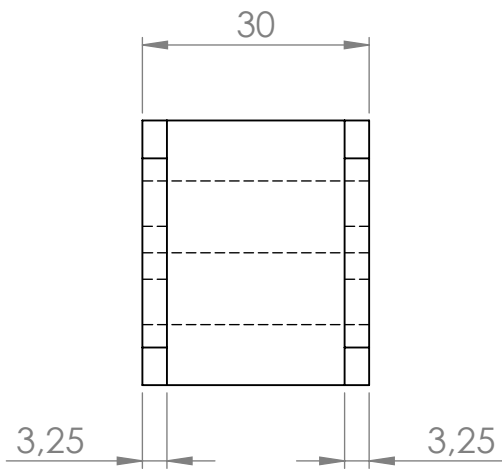
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		EJE SUPERIOR	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	17
CALID.			ASSAB 706		
			PESO: 0,34 kg	ESCALA: 1:2	A4
					HOJA 17 DE 35



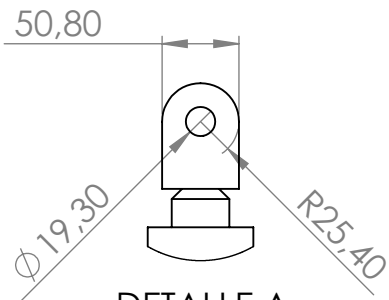
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		EJE INFERIOR	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	18
CALID.			ASSAB 706		
			PESO: 0,69 kg	ESCALA: 1:2	A4
					HOJA 18 DE 35



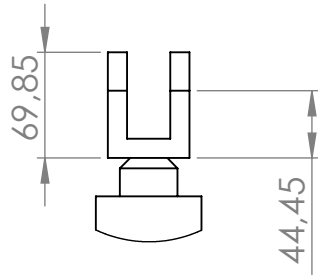
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE DE CILINDRO	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	19
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		MATERIAL:	ASTM A36
APROB.			PESO:	0,77 kg	ESCALA: 1:2
FABR.					HOJA 19 DE 35
CALID.					



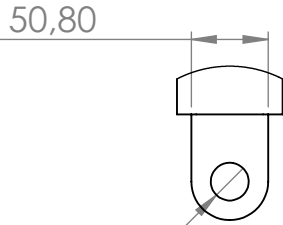
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SUJETADOR DE CADENA EN CILINDRO HIDRÁULICO	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.					
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	20
CALID.			ASTM A36		
			PESO: 0,31 kg	ESCALA: 1:1	A4
					HOJA 20 DE 35



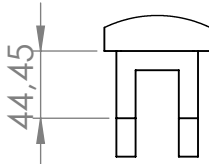
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



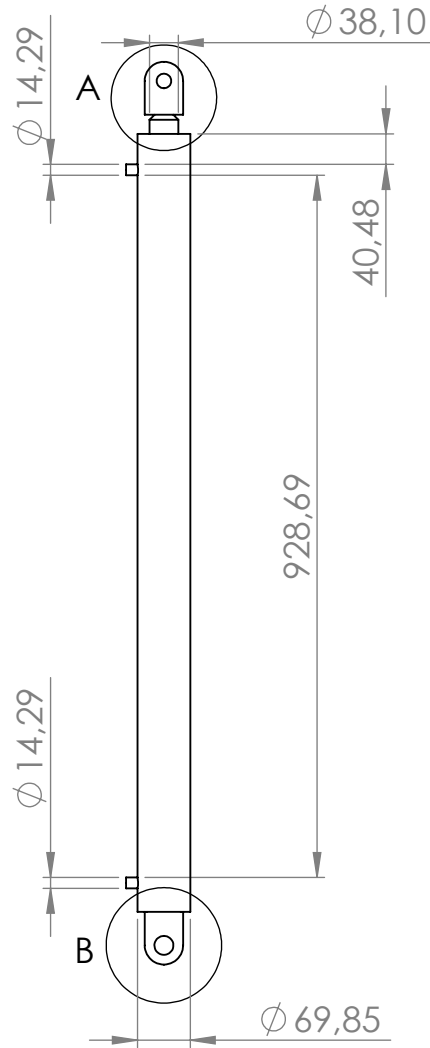
DETALLE C
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

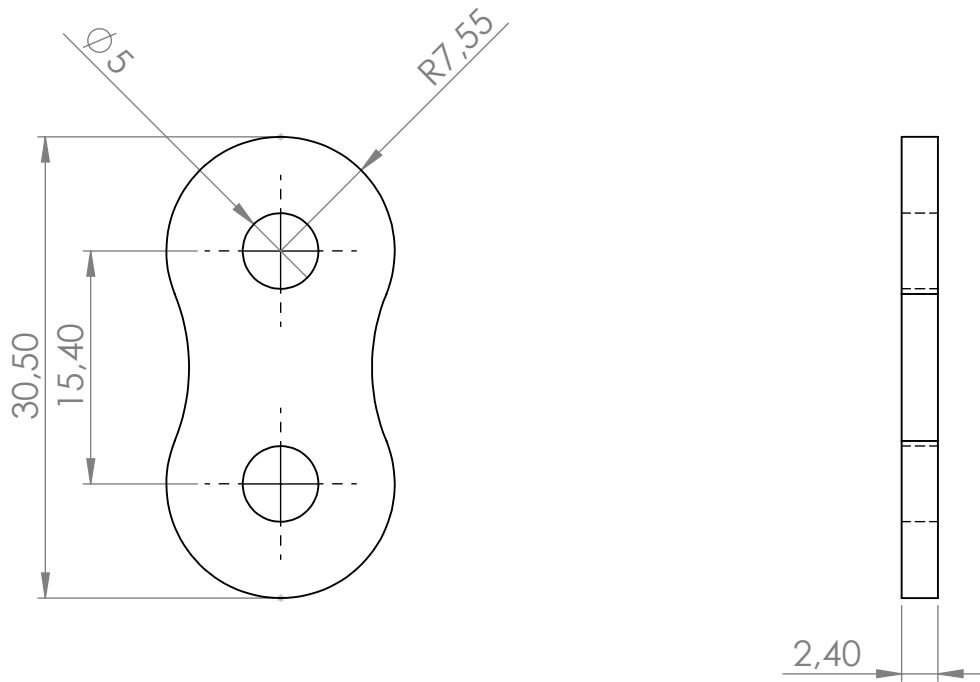


DETALLE D
ESCALA 1 : 5

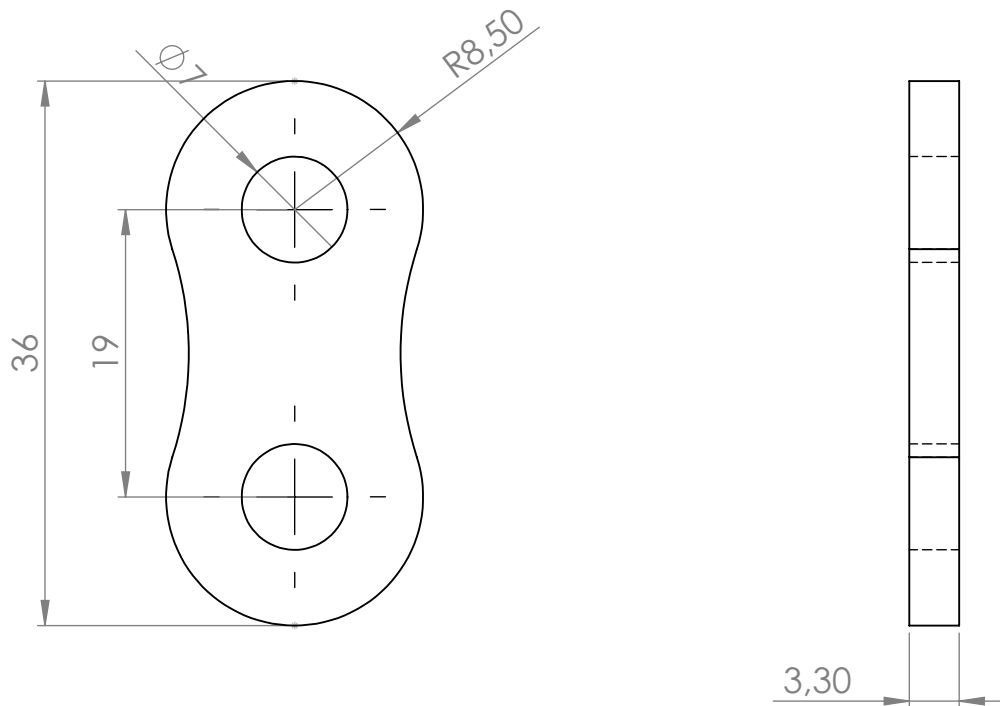


	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		CILINDRO HIDRÁULICO	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	21
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.			MATERIAL:	ESCALA: 1:10	A4
FABR.			AISI 1045		
CALID.			PESO:	ESCALA: 1:10	HOJA 21 DE 35

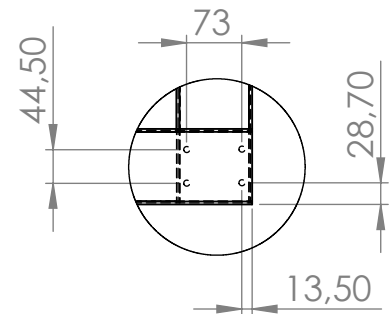
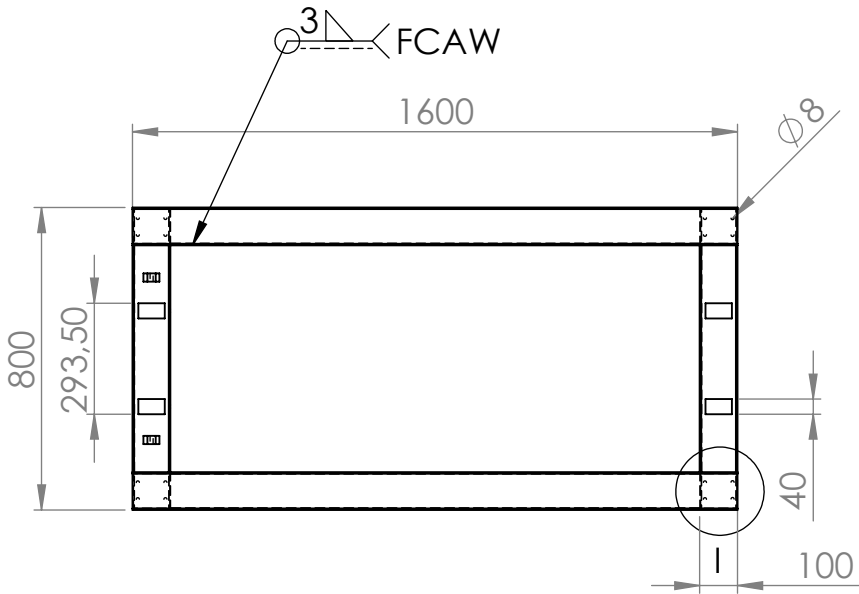
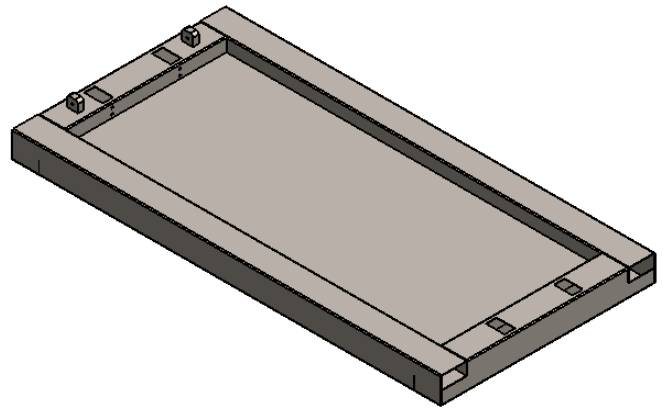
PLACA DE ESLABÓN DE CADENA DE 1.5 TN



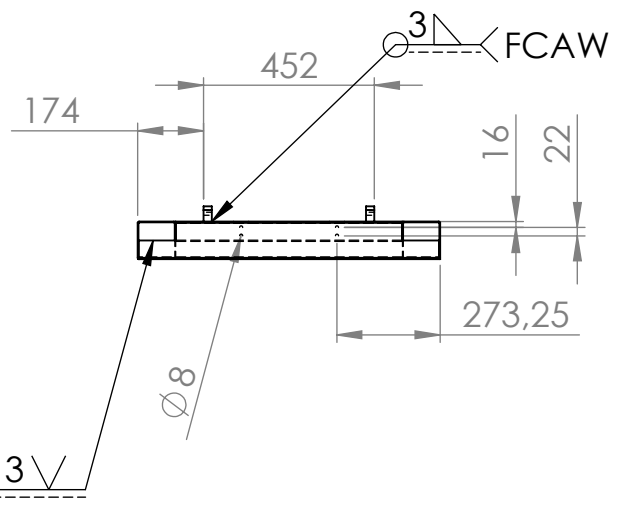
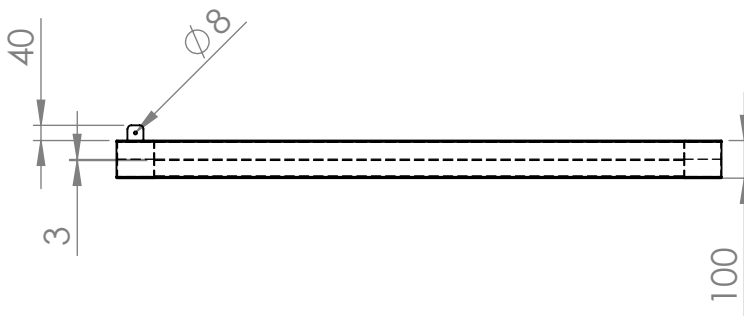
PLACA DE ESLABÓN DE CADENA DE 2.0 TN



	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO: ESLABONES DE CADENAS DE 1.5 Y 2.0 TN	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015			
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	22
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.			MATERIAL: AISI 4340	ESCALA: 2:1	A4
FABR.					
CALID.			PESO:	HOJA 22 DE 35	

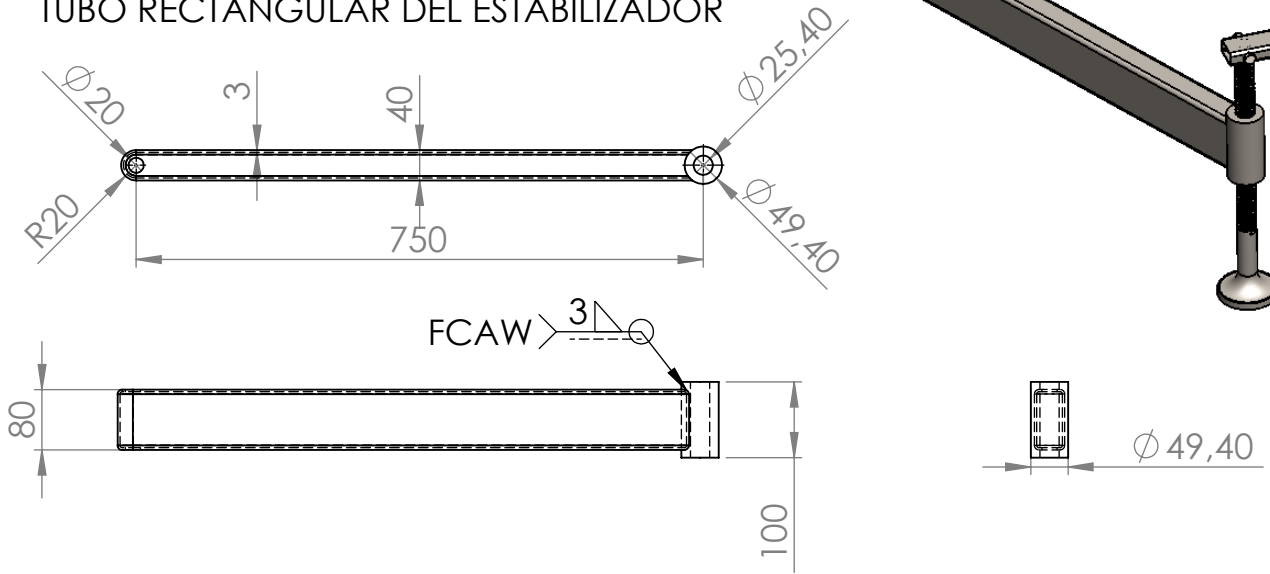


DETALLE I
ESCALA 1 : 10

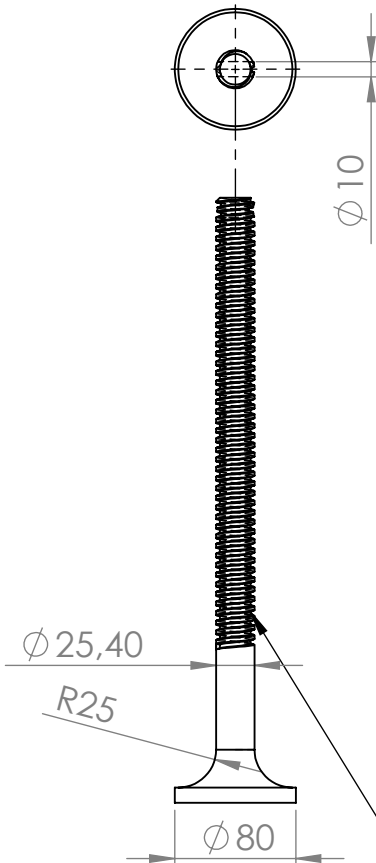


	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		CHASIS	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	
APROB.			MATERIAL:	23	A4
FABR.			ASTM A36		
CALID.			PESO: 47,21 kg	ESCALA: 1:20	HOJA 23 DE 35

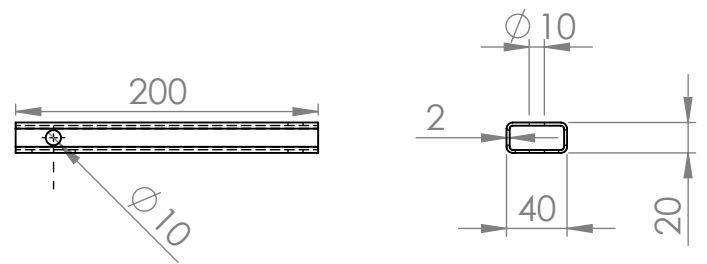
TUBO RECTANGULAR DEL ESTABILIZADOR



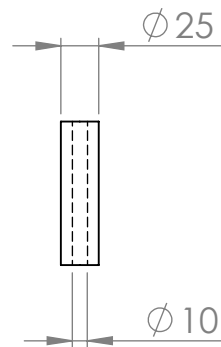
TORNILLO DE POTENCIA



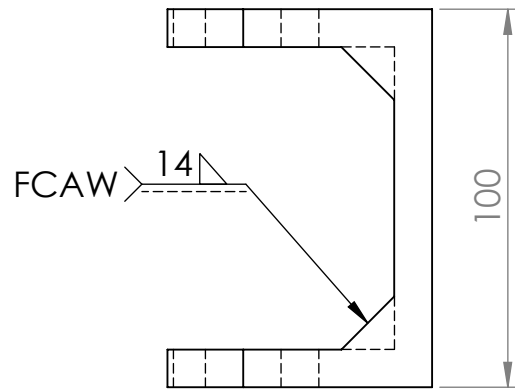
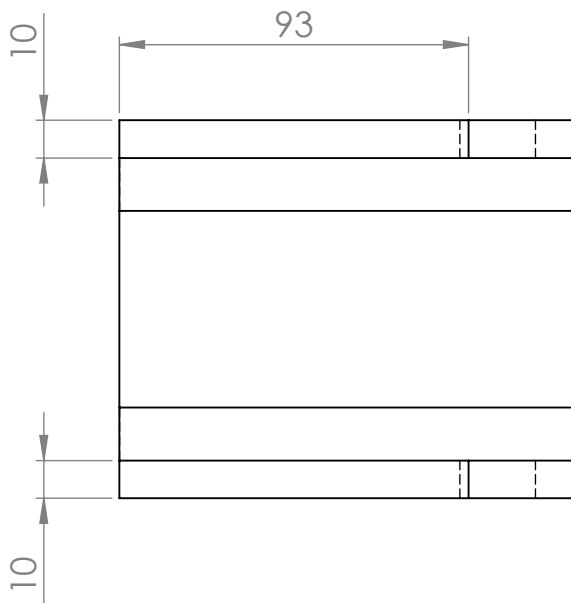
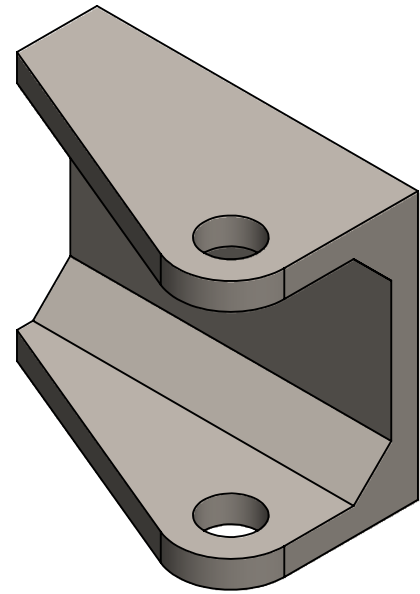
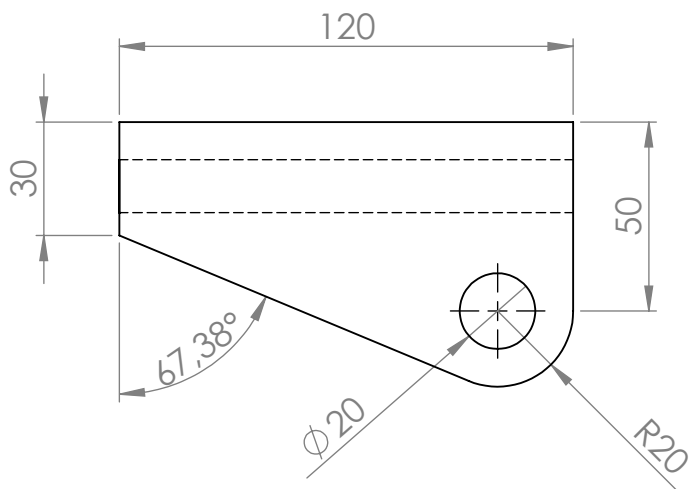
PALANCA DE ASCENSO/DESCENSO



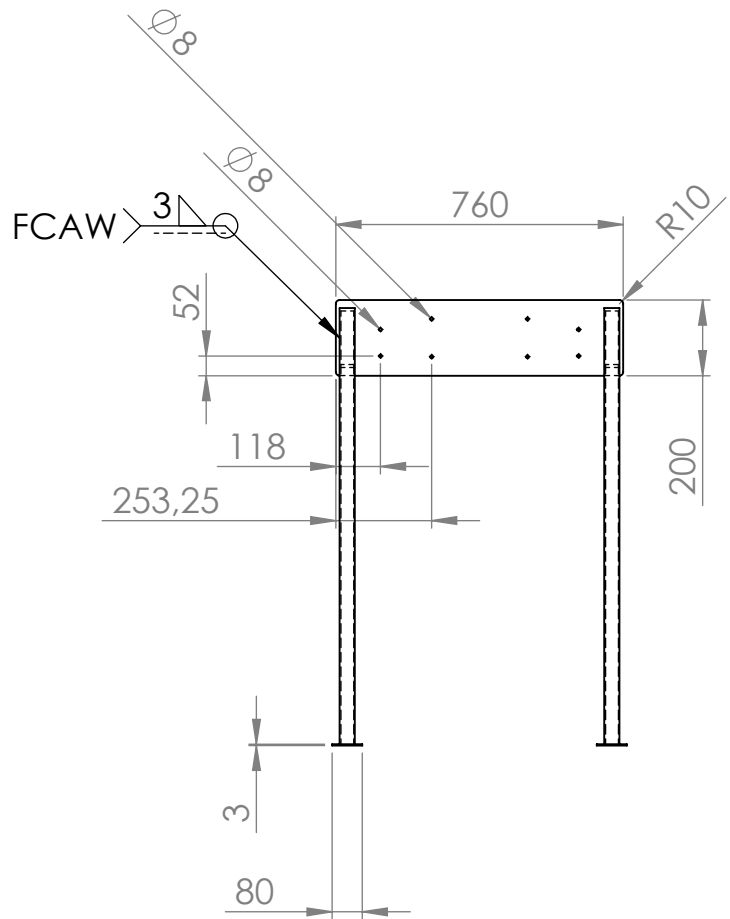
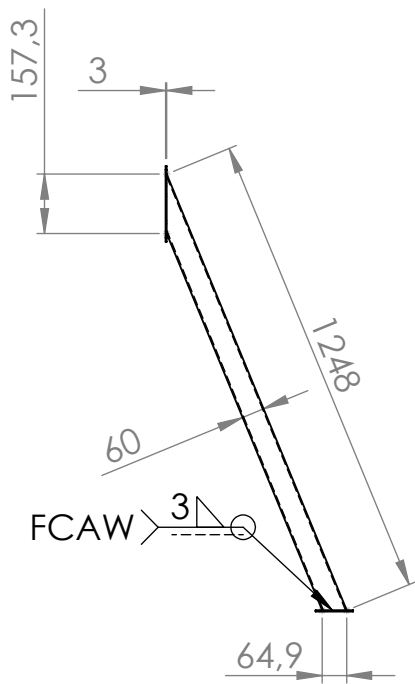
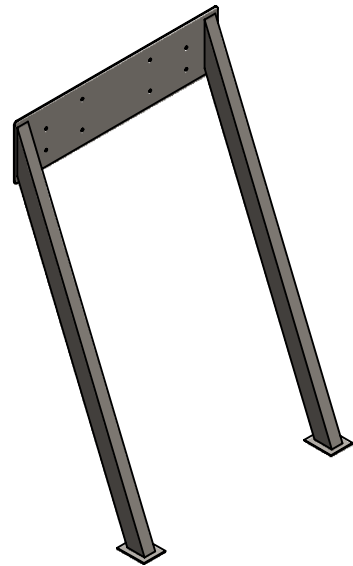
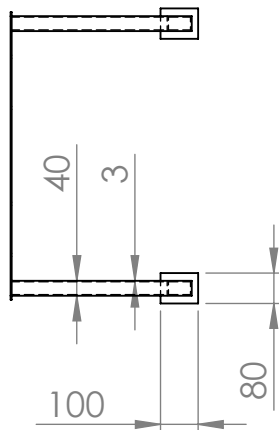
MANGO DE PALANCA DE ASCENSO/DESCENSO



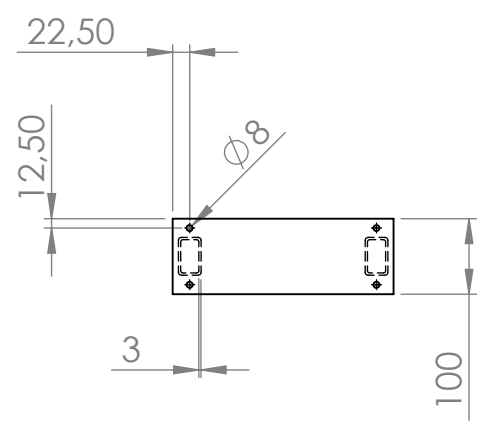
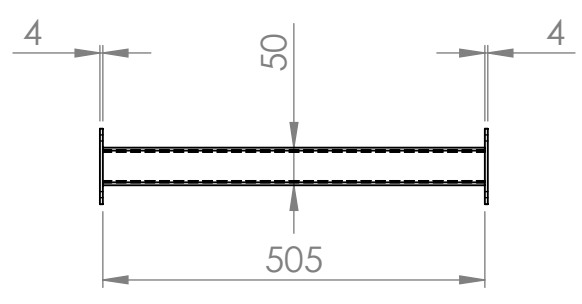
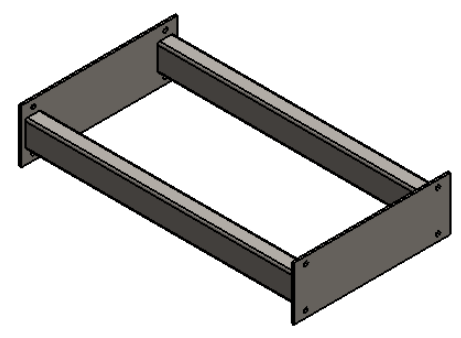
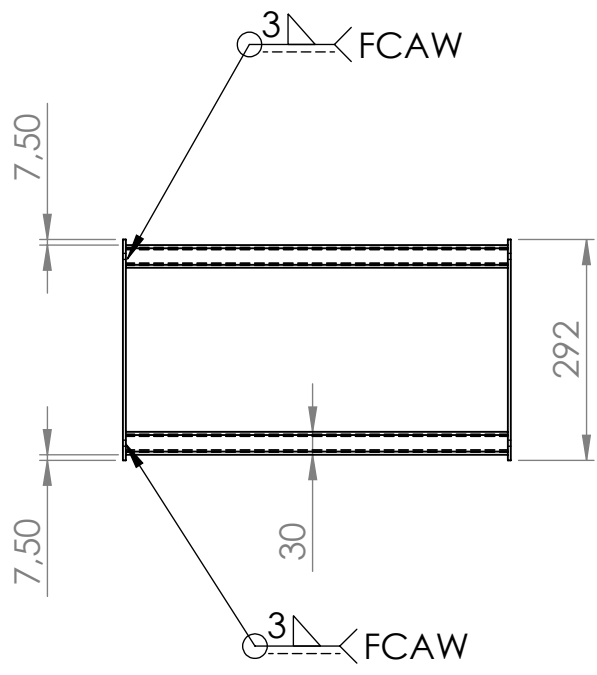
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		ESTABILIZADORES	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		24	
APROB.			MATERIAL: ASTM A36 AISI 1018 TEFLÓN	ESCALA: 1:10	
FABR.				A4	
CALID.			PESO: 7,25 kg	HOJA 24 DE 35	



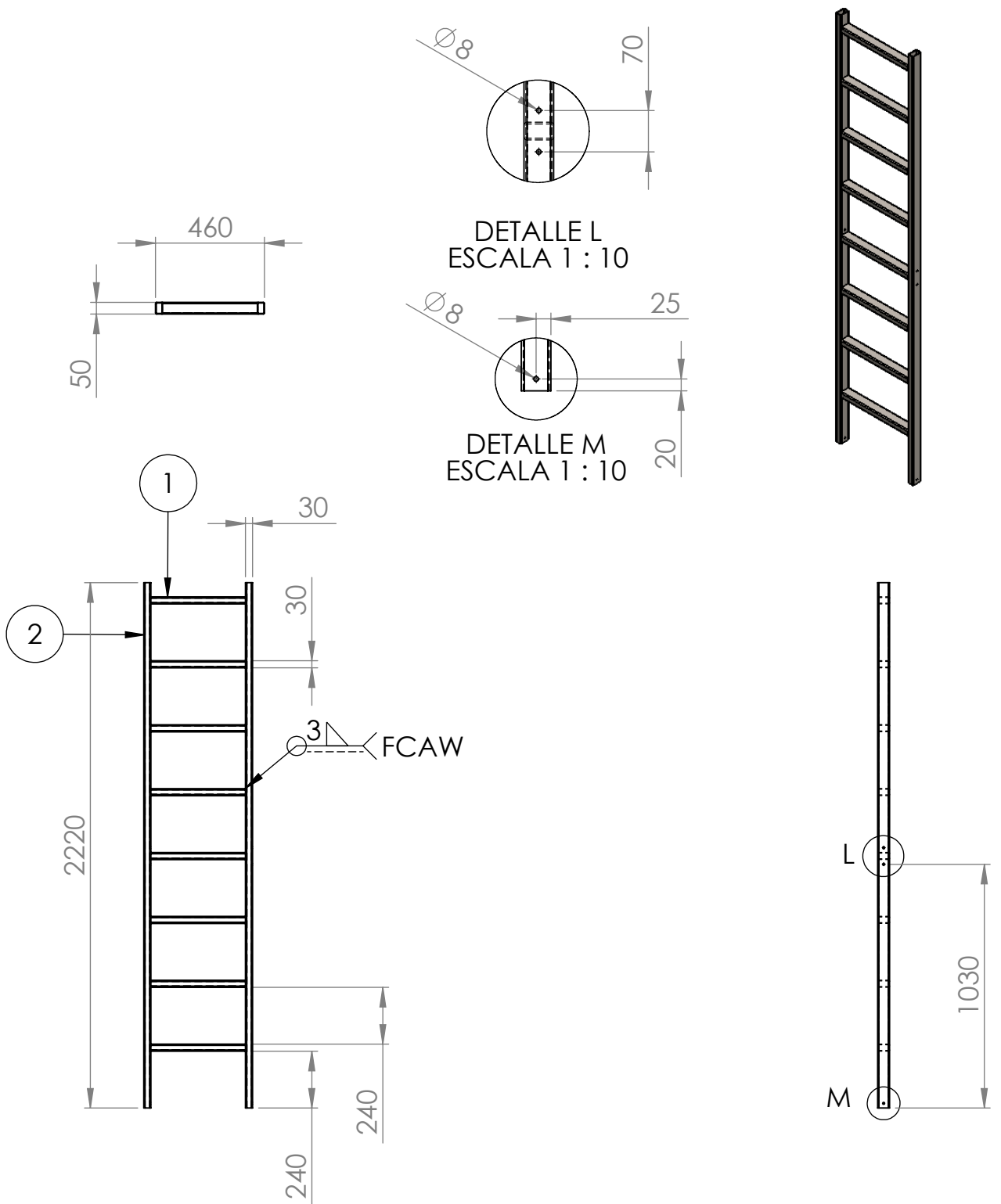
	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE DE ESTABILIZADORES	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	
APROB.			MATERIAL:	25	A4
FABR.			AISI 4340		
CALID.			PESO: 1,89 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 25 DE 35



	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SOPORTE LATERAL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015			
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	
APROB.			MATERIAL:	26	
FABR.			AISI 4340		
CALID.			PESO: 14,24 kg	ESCALA: 1:20	A4
				HOJA 26 DE 35	

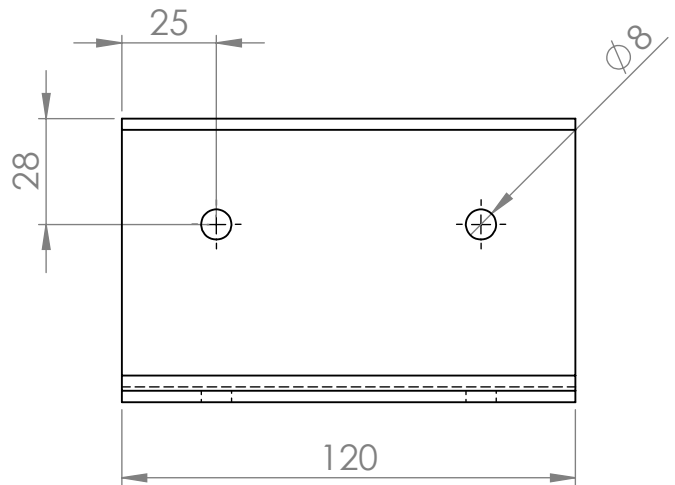
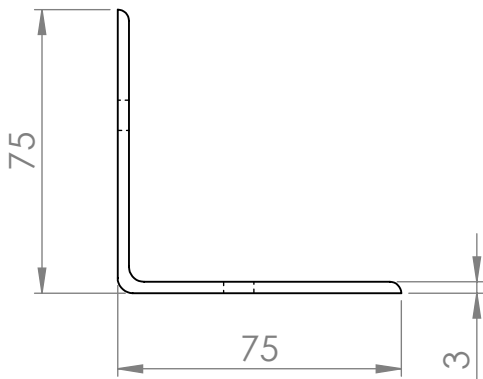
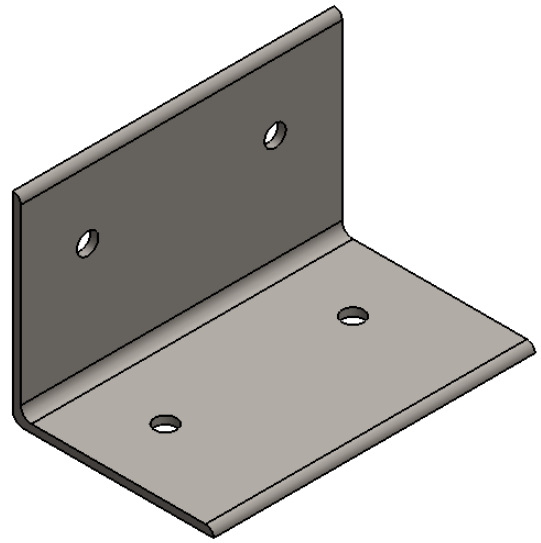
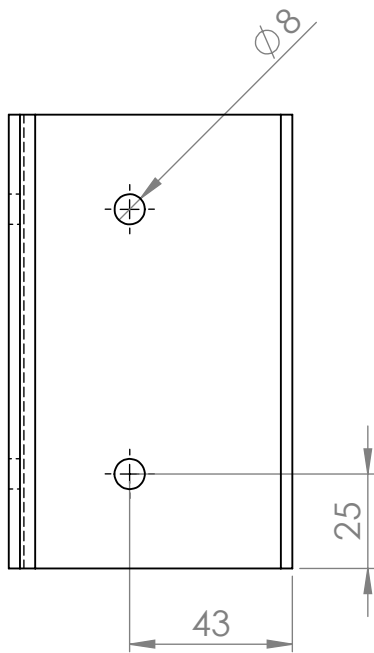


	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		SEPARADOR DE MÁSTILES	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	27
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		MATERIAL:	ASTM A36
APROB.			PESO:	5,29 kg	ESCALA: 1:20
FABR.					HOJA 27 DE 35
CALID.					

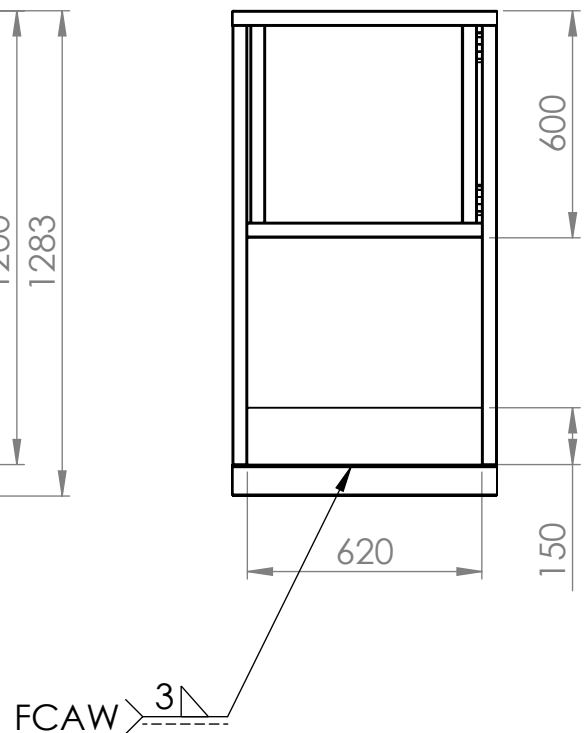
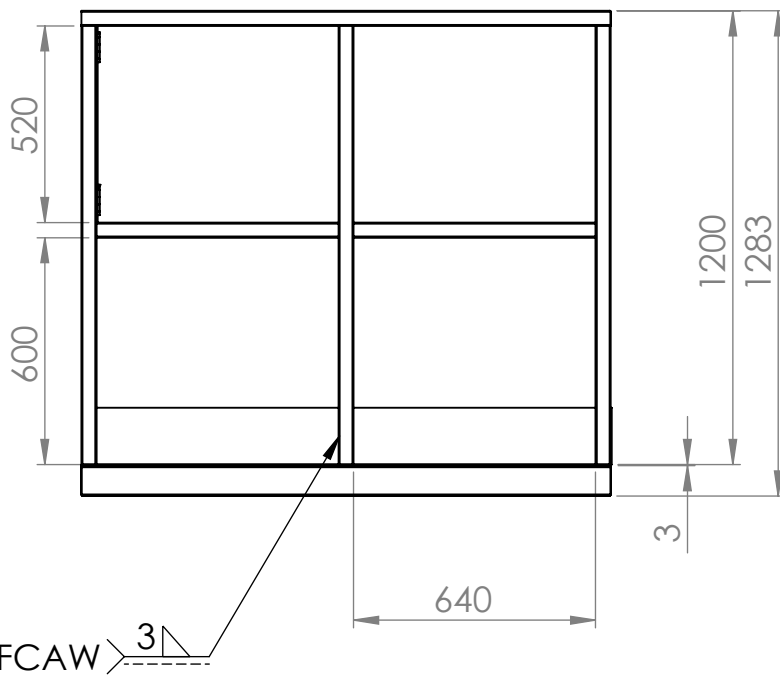
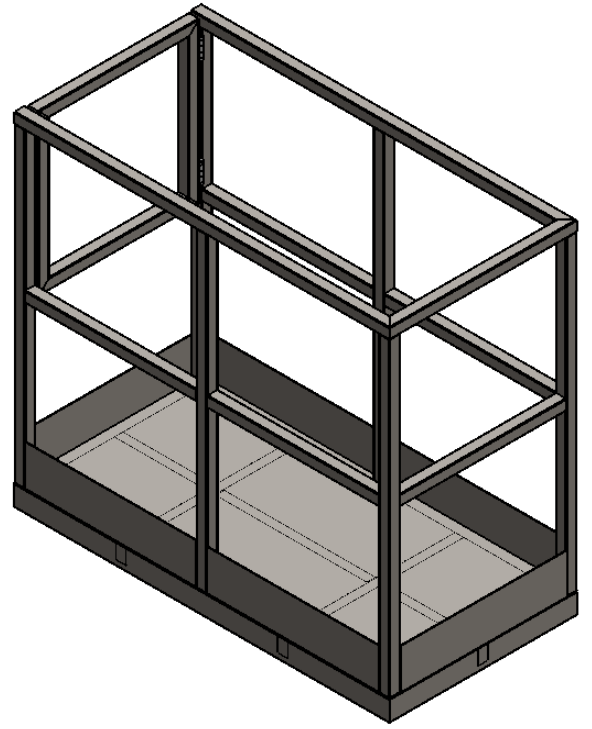


N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	8	TUBO RECTANGULAR 50 X 30 X 3 MM CORTE RECTO EN EXTREMOS	400
2	2	TUBO RECTANGULAR 50 X 30 X 3 MM CORTE RECTO EN EXTREMOS	2220

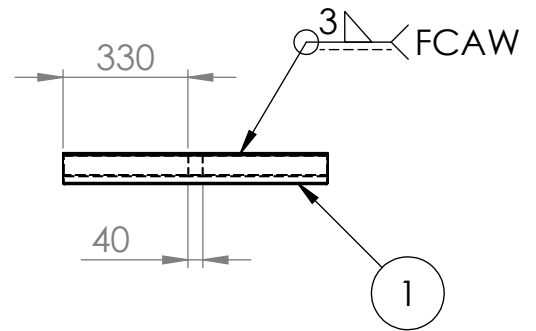
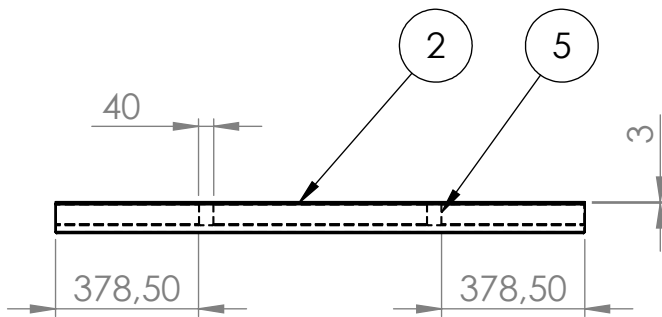
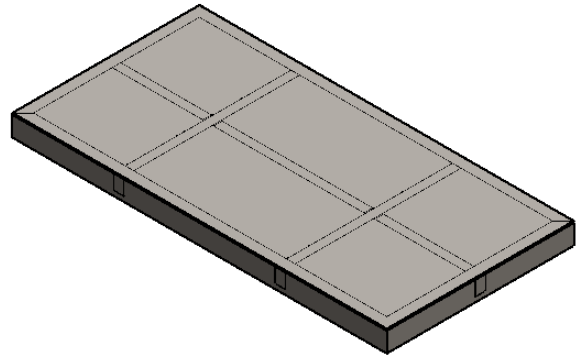
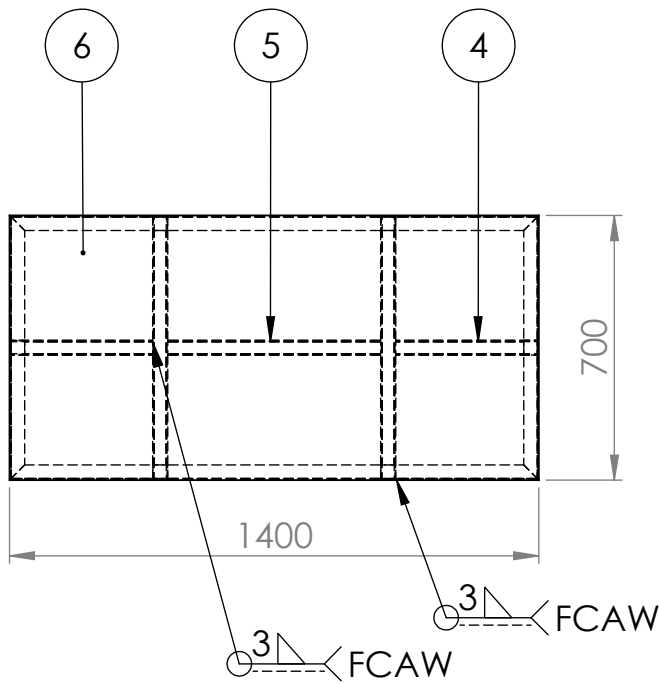
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	FIMCP - ESPOL ESCALERAS	
	DORA PARDO M.	07/09/2015		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
APROB.				
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.			ASTM A36	28
			PESO: 25,47 kg	ESCALA: 1:20
				HOJA 28 DE 35



	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO: ÁNGULO DE UNIÓN ESCALERAS-SOPORTE LATERAL	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015			
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	29
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015			
APROB.			MATERIAL:	ESCALA: 1:2	A4
FABR.			ASTM A36		
CALID.			PESO: 0,41 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 29 DE 35



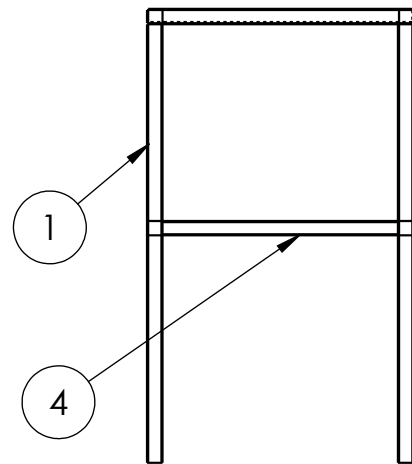
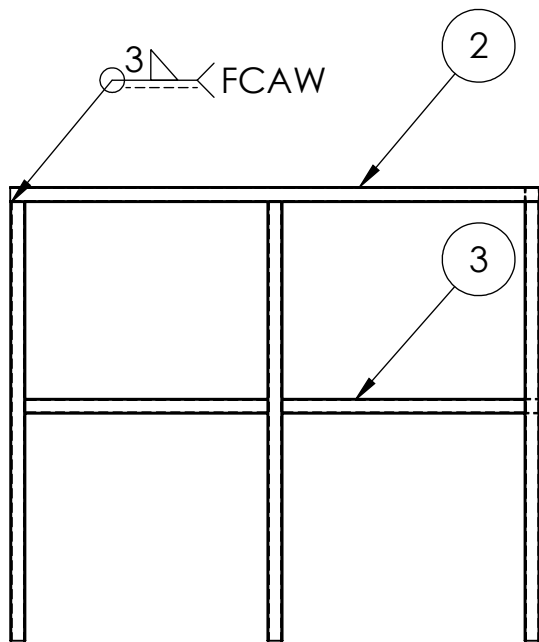
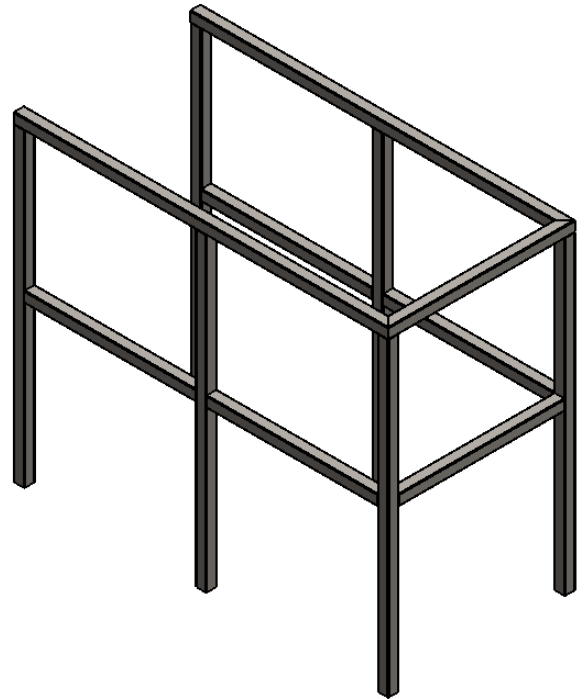
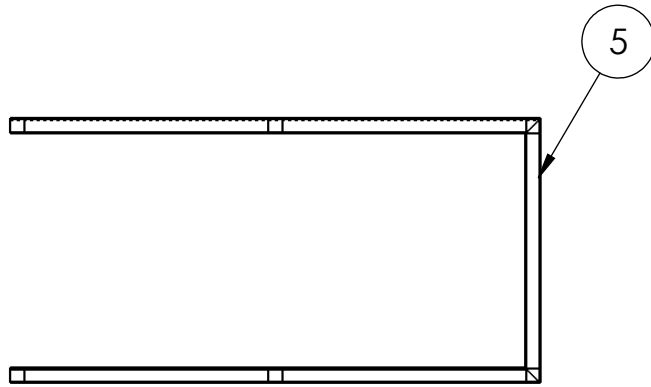
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	FIMCP - ESPOL	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PLATAFORMA DE TRABAJO	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
APROB.				
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.			ASTM A36	30
			PESO: 108,23 kg	ESCALA: 1:20
				HOJA 30 DE 35
				A4



N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	PERFIL U 80 X 50 X 2 CORTE A 45° EN EXTREMOS	700
2	2	PERFIL U 80 X 50 X 2 CORTE A 45° EN EXTREMOS	1400
3	2	TUBO RECTANGULAR 60 X 40 X 2 CORTE RECTO EN EXTREMOS	376.5
4	2	TUBO RECTANGULAR 60 X 40 X 2 CORTE RECTO EN EXTREMOS	696
5	1	TUBO RECTANGULAR 60 X 40 X 2 CORTE RECTO EN EXTREMOS	563
6	1	PLANCHA CORRUGADA 1400 X 700 X 3 MM	

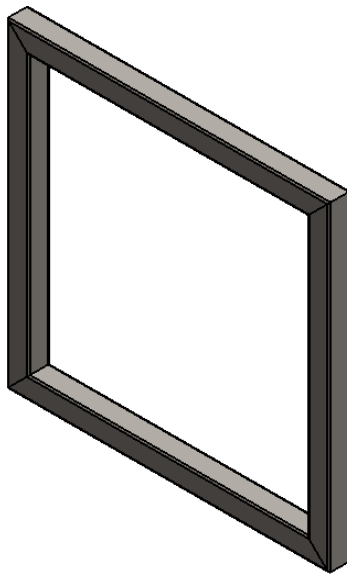
NOMBRE		FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	FIMCP - ESPOL PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	
	DORA PARDO M.	07/09/2015		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	BASE DE LA PLATAFORMA DE TRABAJO	
APROB.				
FABR.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.			ASTM A36	31
			PESO: 40,80 kg	ESCALA: 1:20
				HOJA 31 DE 35

NOTA:
EN ESTA ESTRUCTURA, TODAS LAS
UNIONES SOLDADAS SON IGUALES

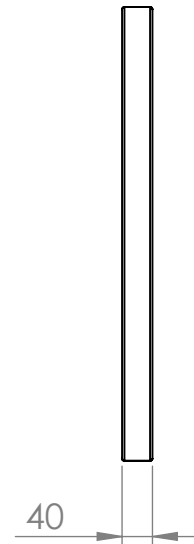
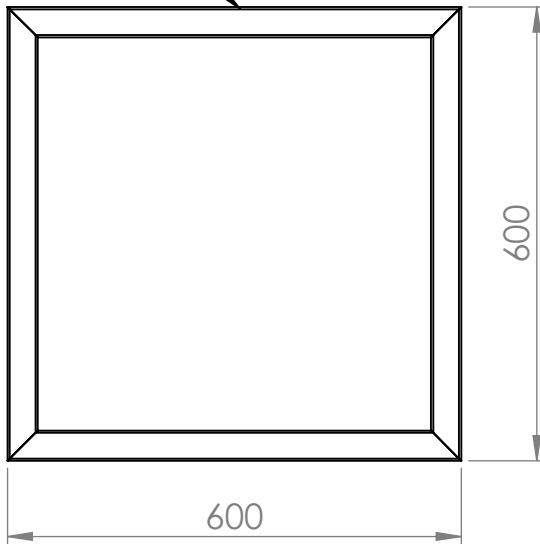


N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	6	TUBO CUADRADO 40 X 3 MM CORTE RECTO EN EXTREMOS	1160
2	2	TUBO CUADRADO 40 X 3 MM CORTE RECTO EN UN EXTREMO - CORTE A 45° EN OTRO	1400
3	4	TUBO CUADRADO 40 X 3 MM CORTE RECTO EN EXTREMOS	640
4	1	TUBO CUADRADO 40 X 3 MM CORTE RECTO EN EXTREMOS	620
5	1	TUBO CUADRADO 40 X 3 MM CORTE A 45° EN EXTREMOS	700

NOMBRE		FECHA		TÍTULO:	N.º DE DIBUJO	A4
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015				
	DORA PARDO M.	07/09/2015		PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	MATERIAL:	PESO:
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015				
APROB.					1:20	
FABR.						
CALID.						

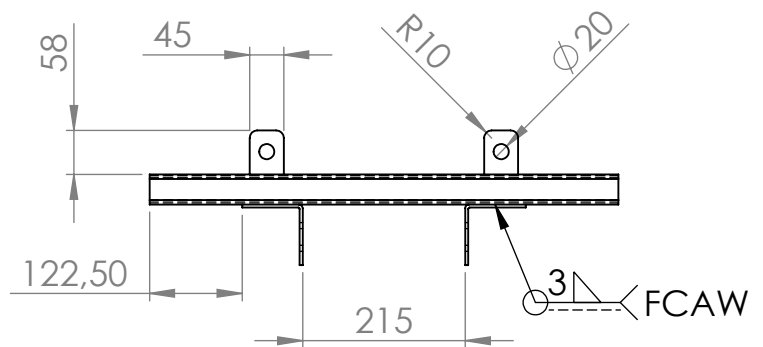
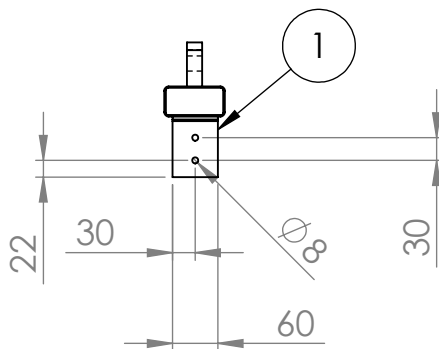
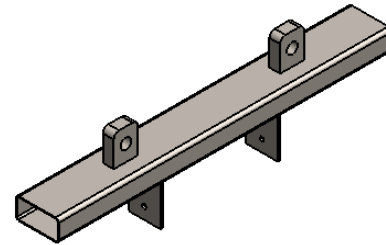
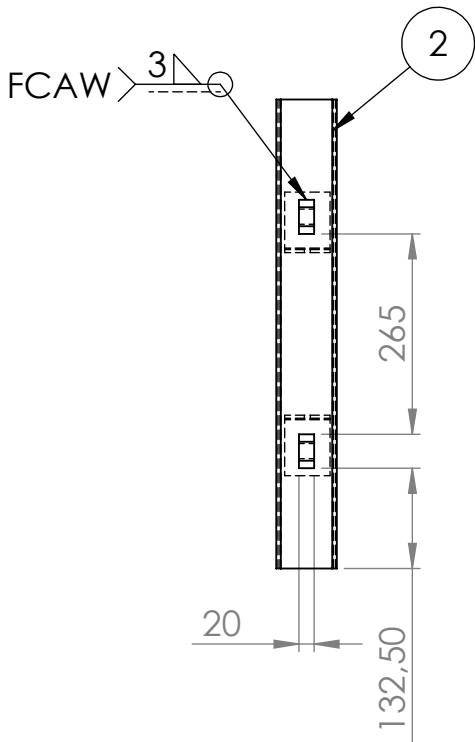


1



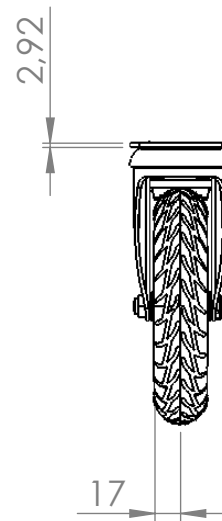
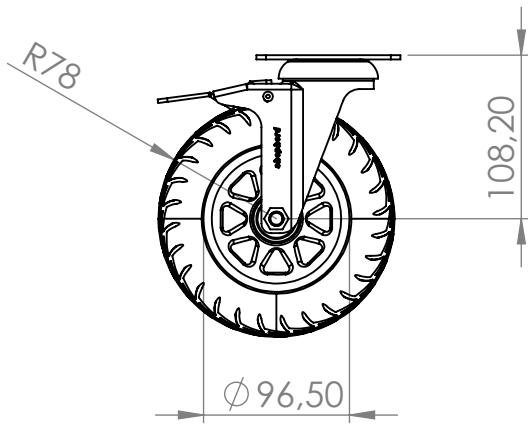
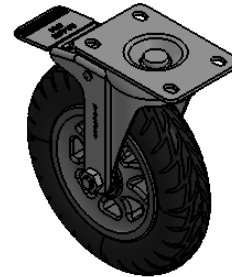
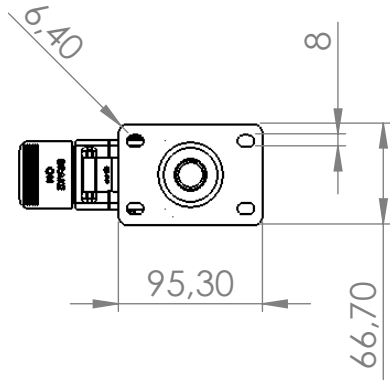
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	4	TUBO RECTANGULAR 40 X 3 MM CORTE A 45º EN EXTREMOS	600

	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		PUERTA DE PLATAFORMA DE TRABAJO	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA	N.º DE DIBUJO	A4
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015		MATERIAL:	33
APROB.			ASTM A36		
FABR.			PESO: 0,77 kg	ESCALA: 1:10	HOJA 33 DE 35
CALID.					



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	LONGITUD	CANTIDAD
1	PERFIL ANGULAR 80 X 4 MM	60	2
2	TUBO RECTANGULAR 80 X 40 X 2 MM	620	1

NOMBRE		FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA
APROB.			
FABR.		MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
CALID.		ASTM A36	
		PESO: 3,43 kg	34
		ESCALA: 1:10	HOJA 34 DE 35



	NOMBRE	FECHA	FIMCP - ESPOL	TÍTULO:	
DIBUJ.	CÉSAR MORALES S.	07/09/2015		GARRUCHA	
	DORA PARDO M.	07/09/2015	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA		
VERIF.	ING. JORGE MARCIAL	07/09/2015	MATERIAL:		
APROB.			ASTM A36		
FABR.			CAUCHO		
CALID.			PESO:	1,20 kg	N.º DE DIBUJO
					35
				ESCALA: 1:5	HOJA 35 DE 35
					A4