

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Diseño de un elevador hidráulico articulado de personal con alcance vertical de 12 metros y horizontal de 5 metros"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Alex Alfredo Jiménez Asanza

Marcos Andrés Estrada Irrazábal

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a mi madre Magaly Asanza, por ser el pilar fundamental en mi vida, por brindarme su apoyo y constancia para no desfallecer durante todo el periodo universitario.

A mi hermano Elián, por darme palabra de aliento que me han ayudado cada día a salir a adelante.

Al director Msc. Jonathan León y al tutor Msc. Jorge Marcial, quienes a más de ser nuestros profesores nos han compartido sus conocimientos de manera magistral y acertada en las aulas de clases siendo un apoyo fundamental en la realización de este proyecto.

Alex Alfredo Jiménez Asanza.

Agradezco a mi madre que día a día me ha apoyado en mi vida universitaria, a mi padre que me motivo a seguir su ejemplo de ingeniero, a mis abuelos y tíos que siempre se han preocupado por mí.

Al Ingeniero Jonathan León y al Ingeniero Jorge Marcial por su invaluable ayuda y colaboración en el desarrollo de este trabajo.

A todo el personal docente de la Escuela Superior Politécnica del Litoral por brindar sus conocimientos y apoyo cuando se lo necesitó.

Marcos Andrés Estrada Irrazábal.

DECLARACIÓN EXPRESA

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

Marcos Andrés Estrada Irrazábal

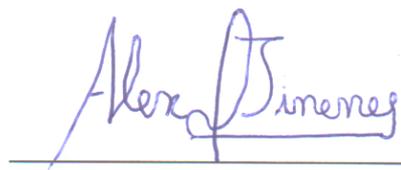
Alex Alfredo Jiménez Asanza

Msc. Jonathan Roberto León Torres

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”.



Marcos Andrés Estrada I.



Alex Alfredo Jiménez A.



Msc. Jonathan Roberto León T

RESUMEN

El crecimiento de la industria ecuatoriana ha hecho que los trabajos en altura aumenten de igual manera, dichos trabajos son de alto riesgo porque sus accidentes pueden ser mortales. Es común observar a trabajadores realizando dichos trabajos sin tomar en cuenta los requerimientos mínimos de seguridad.

El objetivo de este trabajo es promover el uso de plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP) para realizar trabajos en altura y así reemplazar el uso de escaleras y andamios los cuales comprometen la seguridad del operario.

Como en nuestro país no existe la fabricación de dichas máquinas, se procedió a recopilar la información necesaria para el diseño de una plataforma elevadora hidráulica articulada, la cual permita una elevación de 12 metros y un alcance horizontal de 5 metros, una rotación de 360°, la cual cubre un gran área de trabajo, además que pueda elevar 210 kg que es el peso equivalente a dos personas y una caja herramientas común.

El prototipo diseñado se ajusta a la normas UNE-EN280, BS 2573-2I y puede llegar a su altura máxima de trabajo en un tiempo de 50 segundos, además cuenta con una vida útil de 15 años y un costo estimado de construcción de 14,000 USD. Además, todos los elementos del sistema hidráulico y estructural se los puede encontrar en el mercado local.

El costo de un elevador de similares características en el extranjero se encuentra alrededor de los 13,500 USD pero con los costos de importación nos da un valor cercano a los 22,500 USD que es un 62 % más del valor original; el prototipo diseñado es de fácil instalación y mantenimiento, así mismo, las diferentes partes pueden ser construidas localmente y reemplazadas de manera rápida.

Palabras Clave: PEMP, Elevador Hidráulico Articulado, Norma UNE-EN280, Norma BS 2573-2, Trabajo en altura.

ABSTRACT

The growth of the Ecuadorian industry has done levels works increase likewise, those jobs are high risk because their accidents can be deadly. It is common to see workers doing such work without taking into account the minimum safety requirements.

The aim of this work is to promote the use of mobile elevating work platforms (MEWP) to work at heights and thus replace the use of ladders and scaffolding which compromise operator safety.

Since in our country there is no production of such machines, they proceeded to gather the information needed to design an articulated hydraulic lifting platform, which allows an elevation of 12 meters and a horizontal range of 5 meters, 360 ° rotation, which covers a large work area, plus you can raise 210 kg is the weight equivalent to two common tools and a box.

The prototype design conforms to the Standards UNE-EN280, BS 2573-2 and can reach its maximum working height in a time of 50 seconds, also has a useful life of 15 years and an estimated construction cost of 14,000 USD. In addition, all elements of the hydraulic and structural system can be found in the local market.

The cost of a lift similar abroad is around \$ 13.500 but import costs gives us a value of close to \$ 22.500 which is 62% more than the original value; the prototype is designed for easy installation and maintenance, as well, the various parts can be built locally and replaced quickly.

Keywords: *MEWP, Articulated hydraulic lift, Standard UNE-EN 280, Standard BS 2573-2, Level works.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VIII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVII
CAPÍTULO 1.....	1
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos	1
1.3 Marco Teórico.	2
1.3.1 Elevadores hidráulicos articulados móviles.	2
1.3.2 Partes de un Elevador Hidráulico Articulado.....	3
1.3.2.1 Chasis	3
1.3.2.2 Plataforma de trabajo.....	3
1.3.2.3 Estructura extensible.....	4
1.3.3 Grados de libertad de un elevador hidráulico articulado móvil.....	4
1.3.3.1 Bajada / Elevación.....	4
1.3.3.2 Rotación.....	5
1.3.3.3 Orientación.....	5
1.3.3.4 Traslación.....	5
1.3.4 Clasificación de los elevadores hidráulicos.....	6
1.3.5 Sistema hidráulico.....	6
1.3.6 Partes del sistema hidráulico.....	7

1.3.6.1	Bombas hidráulicas.....	7
1.3.6.2	Cilindro Hidráulico de simple efecto.	7
1.3.6.3	Fluido hidráulico.	8
1.3.6.4	Depósito de aceite.....	8
1.3.6.5	Filtros de aceite.	9
1.3.6.6	Válvulas.....	9
1.3.6.7	Tuberías hidráulicas.	10
1.3.7	Normas a Utilizar.	10
CAPÍTULO 2.....		11
2	METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	11
2.1	Selección de la alternativa de diseño.	11
2.1.1	Clasificación según la forma de la estructura extensible.	12
2.1.2	Clasificación según el desplazamiento.	13
2.1.3	Clasificación según la estabilización.....	15
2.1.4	Clasificación según su alimentación.	15
2.1.5	Clasificación según su aislante.....	16
2.1.6	Parámetros de selección.	17
2.1.7	Matriz de selección.	18
2.2	Pre-diseño del mecanismo.....	21
2.3	Calculo Estático.....	26
2.3.1	Requerimientos de los cilindros hidráulicos.	30
2.4	Modelado en Ansys Mechanical APDL.....	31
2.4.1	Tipo de elemento y Propiedades de los materiales.	31
2.4.2	Modelado.....	32
2.4.3	Acoplamientos y Cargas (Fuerzas y Desplazamientos).....	34
2.4.4	Resultados.....	36
2.5	Selección de elementos estructurales.	38

2.6	Diseño detallado del mecanismo.....	41
2.6.1	Selección de pasadores y horquillas.....	41
2.6.1.1	Esfuerzo cortante.	42
2.6.1.2	Esfuerzo de aplastamiento.	42
2.6.2	Diseño de las juntas soldadas.	43
2.6.3	Diseño de los tornillos de potencia	46
2.6.4	Soporte de los estabilizadores.....	47
2.6.5	Estabilizadores.....	47
2.7	Sistema hidráulico.	48
2.7.1	Bomba hidráulica.	48
2.7.2	Motor eléctrico	49
2.7.3	Deposito hidráulico.	50
2.7.4	Filtros	50
2.7.5	Mangueras o ductos hidráulicos.	51
2.7.6	Motor de rotación del cuerpo de la máquina.....	52
CAPÍTULO 3.....		53
3	RESULTADOS.....	53
3.1	Cilindros Hidráulicos.....	53
3.2	Plataforma de trabajo y elemento de la canasta.	54
3.3	Elemento A.....	57
3.4	Eslabones (B, C y D)	59
3.4.1	Eslabón C	59
3.4.2	Eslabón B	60
3.4.3	Eslabón D	62
3.5	Tensores (1 y 2).	64
3.5.1	Tensor #01.....	64
3.5.2	Tensor #02.....	65

3.6	Pasadores.	66
3.7	Platinas.....	67
3.8	Tornillo de potencia.	69
3.8.1	Cálculo de los torque de subida y bajada.	69
3.9	Selección de elementos estructurales del remolque.	70
3.9.1	Esqueleto del remolque.	71
3.9.2	Estabilizador del conector remolque vehículo.....	71
3.9.3	Sistema de fijación al remolque	72
3.9.4	Pata mecánica de remolque o pata delantera	73
3.9.5	Base para las llantas.....	74
3.9.6	Sistema de amortiguación.	75
3.9.7	Ruedas traseras.....	75
3.9.8	Sistema de fijación del estabilizador	76
3.9.9	Estabilizador	76
3.10	Componentes del sistema hidráulico.....	77
3.10.1	Bomba hidráulica.	78
3.10.2	Motor eléctrico.	79
3.10.3	Válvula aliviadora de presión.....	79
3.10.4	Filtro.....	80
3.10.5	Válvula anti-retorno.....	80
3.10.6	Válvula direccional.....	80
3.10.7	Deposito hidráulico.	81
3.11	Costos del elevador hidráulico articulado.....	81
3.11.1	Costos estructurales.	82
3.11.2	Costos del sistema de control.....	83
3.11.3	Costos adicionales.....	84
3.11.4	Costos de mecanizado	84

3.11.5	Costos totales	85
3.11.6	Precio del equipo en el exterior.....	85
CAPÍTULO 4.....		87
4	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	87
4.1	Discusión.....	87
4.2	Conclusiones.....	88
4.3	Recomendaciones.....	89
Bibliografía.....		90
APÉNDICE A.....		91
APÉNDICE B.....		93
APÉNDICE C.....		96
APÉNDICE D.....		98
APÉNDICE E.....		100
APÉNDICE F.....		101
APÉNDICE G.....		113
APÉNDICE H.....		117
PLANOS ESQUEMÁTICOS		119

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
OPS	Organización Panamericana de la Salud
PEMP	Plataformas Elevadores Móviles de Personal
AENOR	Asociación Española de Normalización y Certificación
UNE	Una Norma Española
BS	British Standards
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
AISC	American Institute of steel construction.
AWS	American Welding Society.
ISO	International Organization for Standardization.
ANSI	American National Standards Institute
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ANSYS	Analysis Systems.
APDL	Ansys Parametric Design Language
CAD	Computer Aided Design
IVA	Impuesto al valor agregado

SIMBOLOGÍA

kg	Kilogramo
s	Segundos
Pa	Pascales
mm	Milímetro
GSM	Galones por minuto
HP	Horse Power (Caballos de Fuerza)
m	Carga nominal en la plataforma de trabajo, metros
n	Número de personas
mp	Masa de una persona
me	Masa de herramientas
X	Ubicación del pistón 1 sobre el eslabón C
Y	Ubicación del pistón 1 sobre el eslabón A
Z	Ubicación del pistón 2 sobre el eslabón B
w	Ubicación del pistón 2 sobre el eslabón D
β	Ángulo constante del eslabón D
α max	Ángulo máximo del eslabón B
α min	Ángulo mínimo del eslabón B
Θ max	Ángulo máximo del eslabón C
Θ min	Ángulo mínimo del eslabón C
L	Longitud variable de los pistones
S	Carrera de los pistones
W	Fuerza sobre la plataforma
M	Momento
g	Gravedad
P1,2	Fuerza sobre el pistón
Sy	Esfuerzo de fluencia del material
V	Fuerza cortante sobre el pasador, velocidad
FS	Factor de seguridad

A	Área
D	Diámetro
μ	Coefficiente de rozamiento del material, viscosidad
T	Torque
P	Presión
l	Avance del tornillo de potencia
α	Ángulo de inclinación de la rosca ACME
σ	Esfuerzo axial
τ	Esfuerzo cortante
σ'	Esfuerzo Permisible
Q	Caudal
Re	Número de Reynolds
f	Factor de fricción de Moddy
k	Coefficiente de pérdidas por accesorios
η	Factor de seguridad a la fluencia, eficiencia
ρ	Densidad
Pot	Potencia
N	Ciclos
e	Espesor

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Ejemplos de elevadores hidráulicos articulados.....	3
Figura 1-2 Chasis de Elevador tipo autopropulsado.....	3
Figura 1-3 Chasis de Elevador tipo remolque.....	3
Figura 1-4 Tipos de plataformas elevadoras móviles.	4
Figura 1-5 Estructura extensible articulada.	4
Figura 1-6 Grados de libertad de la plataforma hidráulica articulada móvil.	6
Figura 1-7 Sistema hidráulico.	7
Figura 1-8 Bomba hidráulica.....	7
Figura 1-9 Cilindro hidráulico de simple efecto.....	8
Figura 1-10 Aceite hidráulico.	8
Figura 1-11 Tanque o depósito hidráulico.	9
Figura 1-12 Filtros hidráulicos.	9
Figura 1-13 Ejemplo de válvulas comerciales	10
Figura 1-14 Tuberías hidráulicas.	10
Figura 2-1 Procedimiento de diseño.....	11
Figura 2-2 Brazo con un solo pistón.	12
Figura 2-3 Brazo con dos pistones.	12
Figura 2-4 Brazo con dos pistones y extensor telescópico.....	12
Figura 2-5 Brazo con tres pistones.....	13
Figura 2-6 Desplazamiento sobre neumáticos.	13
Figura 2-7 Desplazamiento sobre orugas.....	14
Figura 2-8 Desplazamiento sobre remolque.....	14
Figura 2-9 Desplazamiento sobre un vehículo.	14
Figura 2-10 Elevador auto-estable.	15
Figura 2-11 Elevador con estabilizadores.	15
Figura 2-12 Motor eléctrico.....	15
Figura 2-13 Motor diésel.....	16
Figura 2-14 Estructura extensible aislada.	16
Figura 2-15 Estructura extensible no aislada.....	16
Figura 2-16 Diagrama de trabajo proporcionado por el fabricante.	21
Figura 2-17 Dimensiones asumidas.	22
Figura 2-18 Diseño de forma del elevador hidráulico articulado.....	22

Figura 2-19 Partes del elevador hidráulico articulado.....	23
Figura 2-20 Diagrama para longitud de pistón #01	24
Figura 2-21 Longitud del pistón #01 [m] vs Ángulo θ [°].	24
Figura 2-22 Diagrama para longitud de pistón #02.....	25
Figura 2-23 Longitud del pistón #02 [m] vs Ángulo α [°].	25
Figura 2-24 DCL Elemento de la canasta.....	28
Figura 2-25 DCL Eslabón C.....	28
Figura 2-26 DCL Eslabón Elemento A.....	28
Figura 2-27 DCL Eslabón C.....	28
Figura 2-28 DCL Eslabón B.....	28
Figura 2-29 Valores de fuerzas actuantes sobre Elemento canasta.	29
Figura 2-30 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón C.....	29
Figura 2-31 Valores de fuerzas actuantes sobre Elemento A.....	29
Figura 2-32 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón B.....	30
Figura 2-33 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón D.....	30
Figura 2-34 Element type ingresados a Ansys APDL.....	32
Figura 2-35 Propiedades de los materiales ingresados al programa.....	32
Figura 2-36 Ejemplo de keypoints ingresados a Ansys APDL.....	33
Figura 2-37 Ejemplo de keypoints, líneas y áreas graficados en Ansys APDL.	33
Figura 2-38 Elevador en posición inicial.	34
Figura 2-39 Elevador en posición de máx. alcance vertical.....	34
Figura 2-40 Elevador en posición de pistón 2 estirado con pistón 1 recogido.....	34
Figura 2-41 Elevador en posición de máximo alcance horizontal.....	34
Figura 2-42 Ejemplo de acoplamiento entre pistón #02 y Eslabón B.	35
Figura 2-43 Restricción All Dof. entre el eslabón D y remolque.	35
Figura 2-44 Carga Nominal sobre elemento de la canasta.	36
Figura 2-45 Esfuerzo Von Misses, Máximo alcance vertical.....	36
Figura 2-46 Esfuerzo Von Misses, Posición Inicial.....	37
Figura 2-47 Esfuerzo Von Misses, Máximo alcance horizontal.	37
Figura 2-48 Esfuerzo Von Misses,.....	38
Figura 2-49 Fuerzas actuantes sobre pasadores y horquillas	42
Figura 2-50 Esfuerzo de aplastamiento	43
Figura 2-51 Partes de una soldadura de Filete.....	44

Figura 2-52 Sistema de fijación.	47
Figura 2-53 Estabilizadores.	48
Figura 2-54 Grados de filtración y aplicaciones.	51
Figura 2-55 Manguera Flexible.....	51
Figura 2-56 Factor de seguridad en mangueras flexibles.....	51
Figura 3-1 Cilindro Hidráulico #01.	53
Figura 3-2 Cilindro Hidráulico #02.	54
Figura 3-3 Plataforma de trabajo.	55
Figura 3-4 Base de la plataforma y elemento de la canasta.....	55
Figura 3-5 Esfuerzo Von Misses para plataforma de trabajo.....	55
Figura 3-6 Características del elemento A.....	57
Figura 3-7 Esfuerzo Von Misses para elemento A.	58
Figura 3-8 Eslabón C.....	59
Figura 3-9 Esfuerzo Von Misses para eslabón C.	60
Figura 3-10 Eslabón B.....	61
Figura 3-11 Esfuerzo Von Misses para eslabón B.....	61
Figura 3-12 Vistas del Eslabon D.	62
Figura 3-13 Esfuerzo Von Misses para Eslabón D.....	63
Figura 3-14 Tensor #01	64
Figura 3-15 Esfuerzo axial de compresión del tensor #01.....	64
Figura 3-16 Tensor #02	65
Figura 3-17 Esfuerzo axial de tensión del Tensor #02	66
Figura 3-18 Ubicación de los pasadores en el elevador.....	67
Figura 3-19 Platina de sujeción para extremos	68
Figura 3-20 Platina de apoyo para el cilindro hidráulico #01.....	68
Figura 3-21 Platina de apoyo para el cilindro hidráulico #02	68
Figura 3-22 Platina de sujeción para varias conexiones.	68
Figura 3-23 Platina de sujeción para mayor área de soldadura.	68
Figura 3-24 Partes de un tornillo de potencia.....	69
Figura 3-25 Tornillo de potencia.....	70
Figura 3-26 Estructura del Remolque.....	71
Figura 3-27 Esqueleto del remolque.....	71
Figura 3-28 Estabilizador del remolque.....	72

Figura 3-29 Sistema de fijación	73
Figura 3-30 Ruedas delanteras.	74
Figura 3-31 Base para las llantas.	74
Figura 3-32 Sistema de amortiguación.	75
Figura 3-33 Ruedas traseras	75
Figura 3-34 Sistema de fijación.	76
Figura 3-35 Estabilizador.....	77
Figura 3-36 Diagrama del sistema hidráulico.	78
Figura 3-37 Simbología y características de la bomba hidráulica.....	79
Figura 3-38 Simbología y características del motor eléctrico.	79
Figura 3-39 Simbología y características de la válvula aliviadora de presión.....	80
Figura 3-40 Simbología y características del filtro.	80
Figura 3-41 Simbología y características de la válvula anti-retorno.	80
Figura 3-42 Simbología y características de la válvula direccional.....	81
Figura 3-43 Simbología y características del depósito hidráulico.	81
Figura 3-44 Precio de un elevador hidráulico en EEUU.	85
Figura A-1 Simbología del Elevador Hidráulico Articulado.	91
Figura A-2 Posición del cilindro hidráulico #01.....	91
Figura A-3 Posición del cilindro hidráulico #02.	92
Figura B-1 Diagrama de Cuerpo Libre del elemento de la canasta.....	93
Figura B-2 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón C.....	93
Figura B-3 Diagrama de Cuerpo Libre del elemento A.....	94
Figura B-4 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón B.	94
Figura B-5 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón D.....	95
Figura D-1 Fuerzas actuantes sobre los eslabones	98
Figura E-1 Esfuerzo de aplastamiento	100
Figura F-1 Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea.	101
Figura G-1 Rosca Trapezoidal.....	113
Figura G-2 Perfil de Rosca.	115
Figura H-1 Diagrama del circuito hidráulico.....	117

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Importancia de los parámetros de selección (/100).....	18
Tabla 2-2 Parámetros de calificaciones para las alternativas.....	18
Tabla 2-3 Resultados para Característica 01.....	19
Tabla 2-4 Calificaciones y Resultados para Característica 02.....	19
Tabla 2-5 Resultados para Característica 03.....	20
Tabla 2-6 Resultados para Característica 04.....	20
Tabla 2-7 Valores de los ángulos.	23
Tabla 2-8 Coeficiente debido al viento.	27
Tabla 2-9 Coeficiente para cada parte del elevador.....	27
Tabla 2-10 Requerimientos para pistón #01.....	31
Tabla 2-11 Requerimientos para pistón #02.....	31
Tabla 2-12 Clase de utilización del mecanismo.....	38
Tabla 2-13 Estados de carga del mecanismo.....	39
Tabla 2-14 Clasificación del mecanismo.	40
Tabla 2-15 Clasificación del mecanismo.	40
Tabla 2-16 Clasificación del mecanismo.	40
Tabla 2-17 Clasificación del mecanismo.	41
Tabla 2-18 Propiedades mecánicas Acero AISI 1018.	41
Tabla 2-19 Características del electrodo AW 7018--A1.....	44
Tabla 2-20 Cargas Unitarias de la Soldadura.....	45
Tabla 2-21 Tamaño mínimo de la soldadura	45
Tabla 3-1 Características finales del pistón #01.....	53
Tabla 3-2 Características finales del pistón #02.....	54
Tabla 3-3 Resultados de Plataforma de trabajo.	56
Tabla 3-4 Materiales utilizados para la plataforma de trabajo.	56
Tabla 3-5 Resultados Elemento A.....	58
Tabla 3-6 Materiales utilizados para el Elemento A.....	58
Tabla 3-7 Resultados Eslabón C.	60
Tabla 3-8 Materiales utilizados para el Eslabón C.....	60
Tabla 3-9 Resultados Eslabón B.	61
Tabla 3-10 Materiales utilizados para el Eslabón B.....	62
Tabla 3-11 Resultados para Eslabón D.....	63

Tabla 3-12 Materiales usados en Eslabón D.	63
Tabla 3-13 Resultados de Tensor #01 con dimensiones iniciales.	65
Tabla 3-14 Resultados de Tensor #01 con dimensiones finales.	65
Tabla 3-15 Materiales utilizados en el tensor #01.	65
Tabla 3-16 Resultados para tensor #02.	66
Tabla 3-17 Materiales usados para el Tensor #02.	66
Tabla 3-18 Pasadores seleccionados.	67
Tabla 3-19 Factor de seguridad de las platinas.	68
Tabla 3-20 Características tornillo de potencia.	69
Tabla 3-21 Materiales usados en el esqueleto del remolque.	71
Tabla 3-22 Materiales usados para el estabilizador.	72
Tabla 3-23 Materiales usados en el sistema de fijación.	73
Tabla 3-24 Materiales usados para la base de las llantas.	74
Tabla 3-25 Características rueda trasera.	75
Tabla 3-26 Materiales usados en el sistema de fijación.	76
Tabla 3-27 Materiales usados para el estabilizador.	77
Tabla 3-28 Lista de elementos estructurales.	82
Tabla 3-29 Lista componentes hidráulicos.	83
Tabla 3-30 Otros componentes importantes.	84
Tabla 3-31 Lista de operaciones para el maquinado de las piezas.	84
Tabla 3-32 Lista para estimación de costos finales.	85
Tabla 3-33 Costos de importación.	86
Tabla C-1 Factores de seguridad recomendados.	96
Tabla D-1 Cálculos de diámetros de pasadores.	99
Tabla D-2 Cálculos de Factores de Seguridad de los pasadores.	99
Tabla E-1 Factor de Seguridad de Aplastamiento.	100
Tabla G-1 Principales dimensiones de las roscas trapezoidales.	114
Tabla G-2 Características de la rosca seleccionada.	115

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Canasta: Partes Estructurales #01
PLANO 2	Canasta: Partes Estructurales #02
PLANO 3	Canasta: Dimensiones de Emsamblaje
PLANO 4	Canasta: Soldadura superior
PLANO 5	Canasta: Elementos Estructurales #01 y Soldadura inferior
PLANO 6	Canasta: Elementos Estructurales #02
PLANO 7	Canasta: Elementos Estructurales #03
PLANO 8	Estructura Extensible: Tensor #01
PLANO 9	Estructura Extensible: Tensor #02
PLANO 10	Estructura Extensible: Eslabón C
PLANO 11	Estructura Extensible: Eslabón B
PLANO 12	Estructura Extensible: Eslabón D #01
PLANO 13	Estructura Extensible: Eslabón D #02
PLANO 14	Estructura Extensible: Eslabón D #03
PLANO 15	Estructura Extensible: Eslabón D #04
PLANO 16	Estructura Extensible: Elemento A #01
PLANO 17	Estructura Extensible: Elemento A #02
PLANO 18	Estructura Extensible: Elemento A #03
PLANO 19	Remolque: Esqueleto Base
PLANO 20	Remolque: Estabilizador
PLANO 21	Remolque: Conector
PLANO 22	Remolque: Soporte Estabilizador
PLANO 23	Remolque: Tornillo de potencia
PLANO 24	Remolque: Base Trasera
PLANO 25	Remolque: Soldadura

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema.

En la actualidad el crecimiento de la industria ecuatoriana hace que sean frecuentes los trabajos en altura, los cuales según nuestra ley son considerados trabajos de alto riesgo debido a que sus accidentes pueden ser mortales, de hecho según datos de la Organización Panamericana de Salud (OPS) de cada 300 personas que mueren por accidentes laborales al día, en Latinoamérica, al menos un 20% son causados por los trabajos en altura¹.

Las empresas ecuatorianas generalmente utilizan andamios para labores de mantenimiento, limpieza, pintura, construcción, etc.; pero estos representan una pérdida de tiempo en armar la estructura y dinero en la transportación de sus componentes. Otros métodos utilizados para este tipo de trabajos son las cuerdas de vida y las escaleras, pero estos no ofrecen estabilidad y dificultan los trabajos, debido a los pocos puntos de apoyo con los que se cuenta, principalmente para trabajos eléctricos y de soldadura.

1.2 Objetivos

- Diseñar un elevador hidráulico articulado que soporte hasta 210 Kg de peso y pueda realizar trabajos en altura de hasta 12 metros con un movimiento rotacional de 360° y un alcance máximo horizontal de 5 metros.
- El diseño debe asegurar que sea fácil de transportar a pequeñas y largas distancias.
- El elevador debe estar diseñado con materiales que se encuentren dentro del mercado ecuatoriano.
- El diseño debe cumplir con los estándares internacionales de seguridad, que sea de fácil operación y mantenimiento.

¹ (Seguro General de Riesgos del Trabajo / Ecuador, 2011)

1.3 Marco Teórico.

Se entiende por trabajos en altura todo trabajo que se deba realizar a una altura superior a 2 metros. Estos trabajos se pueden realizar con el uso de andamios, en el cual se necesita una estructura; trabajos con escaleras, en el cual se recomienda que el usuario tenga siempre 3 puntos de apoyo al subir y bajar de la misma, además que la superficie donde se asienta la misma sea plana y no resbaladiza y necesitan una pared o superficie para apoyar la misma; trabajos en postes; trabajos en cubiertas o techos, los cuales usan cuerdas de vida para evitar algún tipo de accidente.

Las plataformas elevadoras pueden operar en distintas superficies, tienen un gran alcance vertical y dan al operador mayor estabilidad y libertad para realizar distintos trabajos. Para todos los trabajos en altura se necesita identificar los posibles riesgos de caída, controlar esos riesgos y utilizar los equipos de protección adecuados.

1.3.1 Elevadores hidráulicos articulados móviles.

Los elevadores hidráulicos articulados son plataformas elevadoras muy útiles en la industria por su fácil uso, disminuyen los tiempos para realizar trabajos en altura y su mantenimiento es sencillo.

Existen varios tipos de plataformas, entre ellas tenemos: elevador tipo tijeras, de brazo telescópico, tipo pluma, etc. Para el proyecto se va a realizar el diseño de un elevador tipo pluma articulado, ilustrado en la figura 1-1, que permita ser transportado a pequeñas y largas distancias, con un chasis que pueda ser remolcado por varios tipos de vehículos y una estabilización manual.

Los elevadores hidráulicos articulados ofrecen una gran área de trabajo, permiten realizar trabajos sobre obstáculos. Son muy versátiles, estables y principalmente seguros, son muy utilizados en trabajos como: iluminación, soldadura en altura, poda de árboles, limpieza de techos, compañías de señalización, reparaciones varias en altura, trabajos eléctricos en general, etc.



Figura 1-1 Ejemplos de elevadores hidráulicos articulados.

Fuente: (JLG Industries, 2015)

1.3.2 Partes de un Elevador Hidráulico Articulado.

1.3.2.1 Chasis

El chasis (Figura 1-2 y 1-3) es la base de la plataforma elevadora que puede ser remolcado por un vehículo, ser movido de forma manual, o puede por su propio medio con un motor eléctrico o de combustión interna.



Figura 1-2 Chasis de Elevador tipo autopropulsado

Fuente: (JLG Industries, 2015)



Figura 1-3 Chasis de Elevador tipo remolque.

Fuente: (JLG Industries, 2015)

1.3.2.2 Plataforma de trabajo.

También llamada cesta o cabina, es la que transporta la carga hasta la posición donde se va a realizar el trabajo, como se observa en la figura 1-4.



Figura 1-4 Tipos de plataformas elevadoras móviles.

Fuente: (NIFTYLIFT, 2014)

1.3.2.3 Estructura extensible.

Es la estructura que une el chasis con la plataforma de trabajo, es el mecanismo que permite mover a la plataforma hasta el lugar donde se va a realizar el trabajo. En este proyecto la estructura extensible es articulada como la de la figura 1-5, pero también podría ser telescópica, de tijeras, etc.



Figura 1-5 Estructura extensible articulada.

Fuente: (JLG Industries, 2015)

1.3.3 Grados de libertad de un elevador hidráulico articulado móvil.

Los grados de libertad representan la movilidad del mecanismo, como el detallado en la figura 1-6.

1.3.3.1 Bajada / Elevación.

Bajada: Son todas las operaciones necesarias para llevar a la plataforma hasta su nivel inferior.

Elevación: Son todas las operaciones que permitan a la plataforma llegar hasta su nivel de trabajo.

1.3.3.2 Rotación.

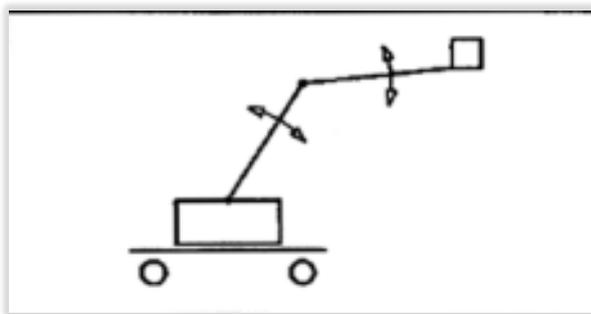
Es el movimiento de la cesta de trabajo de manera circular alrededor de su eje vertical.

1.3.3.3 Orientación.

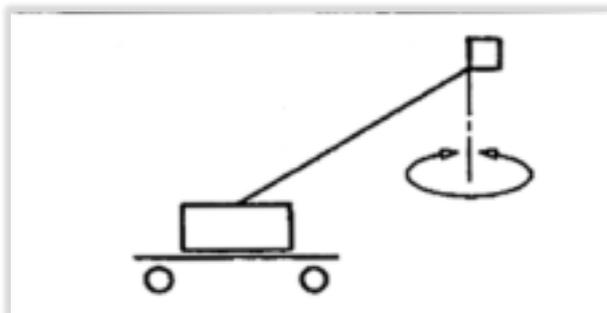
Es el movimiento de la estructura extensible de manera circular alrededor de su eje vertical. Es la unión del chasis con la estructura extensible.

1.3.3.4 Traslación.

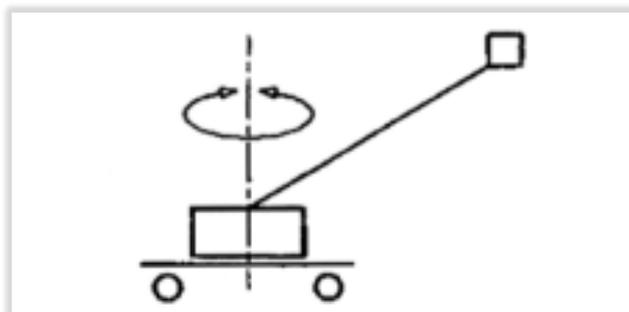
Es el movimiento del chasis para llevar al elevador hasta su respectivo lugar de trabajo.



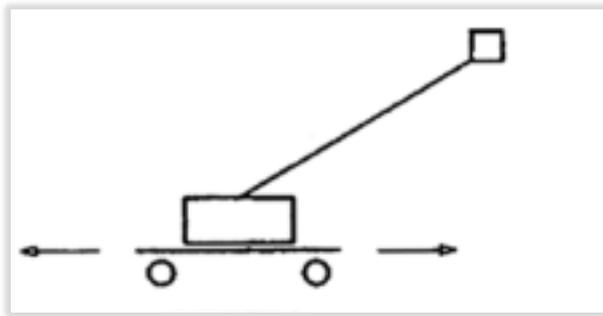
Bajada / Elevación.



Rotación



Orientación



Traslación

Figura 1-6 Grados de libertad de la plataforma hidráulica articulada móvil.

Fuente: (UNE-EN280, 2002)

1.3.4 Clasificación de los elevadores hidráulicos.

Hay diferentes tipos de plataformas elevadores móviles de personal (PEMP), disponibles comercialmente, pero según la normativa española UNE-EN 280, se las puede clasificar en dos grandes grupos:

- Grupo A: PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga está siempre en el interior de las líneas de vuelco.
- Grupo B: PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga puede estar en el exterior de las líneas de vuelco.

Otra clasificación es en función de sus posibilidades de traslación.

- Tipo 1: la traslación sólo es posible si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: la traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada sólo se controla por un órgano situado sobre el chasis.
- Tipo 3: la traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo.

Donde nos señala que se pueden dar combinaciones de PEMP tipo 1 y tipo 2.

1.3.5 Sistema hidráulico.

Los sistemas hidráulicos (Figura 1-7) funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite, su fundamento es el principio de Pascal el cual establece que la presión aplicada en un punto de un fluido, se transmite con la misma intensidad a cada punto del mismo.

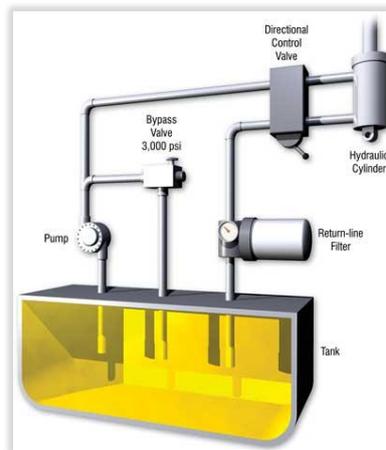


Figura 1-7 Sistema hidráulico.

1.3.6 Partes del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico consta de las siguientes partes:

1.3.6.1 Bombas hidráulicas.

Las bombas hidráulicas (Figura 1-8) son turbo maquinas que transforman la energía mecánica en energía hidráulica. Su principal objetivo en las plataformas elevadoras es desplazar el fluido hidráulico desde el depósito o tanque de almacenamiento hasta los pistones.



Figura 1-8 Bomba hidráulica.

1.3.6.2 Cilindro Hidráulico de simple efecto.

El cilindro hidráulico que se muestra en la figura 1-9 es de simple efecto, tiene una sola entrada por donde ingresa el aceite enviado por la bomba y se purga el aceite por efecto de la fuerza gravitatoria que se aplica en dicho cilindro.

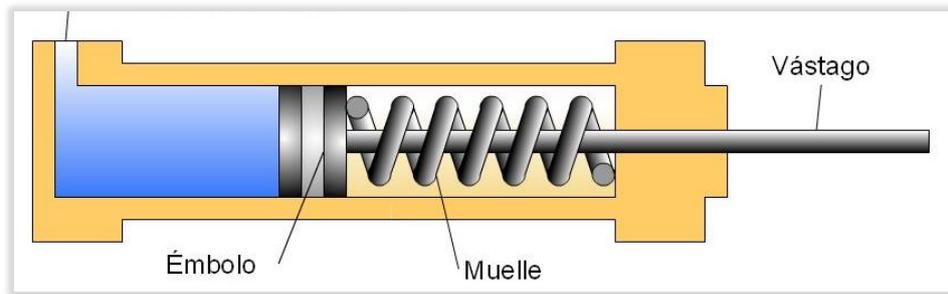


Figura 1-9 Cilindro hidráulico de simple efecto.

1.3.6.3 Fluido hidráulico.

El fluido que circula en el sistema es aceite (Figura 1-10), debido a sus propiedades, como ser incompresibles a altas presiones, poseer una viscosidad adecuada a altas temperatura, un punto de congelación alto, ser no corrosivo y químicamente inerte.



Figura 1-10 Aceite hidráulico.

1.3.6.4 Depósito de aceite.

El depósito cumple las funciones de almacenar y recibir el aceite después de usarlo, como lo señala la figura 1-11, además de mantener un volumen adecuado.

La capacidad del depósito de aceite debe ser 4 veces mayor al volumen de los dos pistones considerando las mangueras y otras partes del sistema hidráulico.



Figura 1-11 Tanque o depósito hidráulico.

1.3.6.5 Filtros de aceite.

Los filtros se detallan en la figura 1-12 y su aplicación es remover la suciedad o partículas contaminantes del aceite que se encuentran normalmente durante el uso del sistema hidráulico, evitando así que se afecten otros componentes.



Figura 1-12 Filtros hidráulicos.

1.3.6.6 Válvulas.

El sistema hidráulico ocupa distintas válvulas que ayudan a un mejor funcionamiento, como se observa en la figura 1-13 y entre ellas se tiene: válvula anti-retorno, válvula direccional de 3 posiciones, válvula direccional de dos posiciones, entre otras.

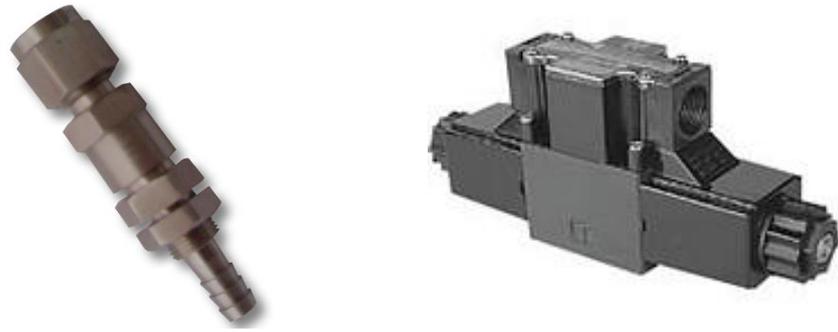


Figura 1-13 Ejemplo de válvulas comerciales

1.3.6.7 Tuberías hidráulicas.

Las tuberías (figura 1-14) son los ductos por donde circulan los fluidos necesarios para el funcionamiento de los cilindros hidráulicos. Estas tuberías son mangueras flexibles resistentes a altas presiones y los tubos rígidos construidos de acero.



Figura 1-14 Tuberías hidráulicas.

1.3.7 Normas a Utilizar.

- UNE EN 280 “Plataformas elevadoras móviles de personal”
- BS 2573-2:1980 “Rules for the design of cranes”
- UNE 58921 IN “Instrucciones para la instalación, manejo, mantenimiento, revisiones e inspecciones de las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP) ”.
- ANSI/AISC 360-10 “Construcciones de acero”.
- AWS D1.1 “Procesos de soldadura”.

CAPÍTULO 2

2 METODOLOGÍA DE DISEÑO

En la figura 2-1 se planteó un procedimiento de diseño, el cual es una guía de pasos a realizar en el diseño del elevador hidráulico articulado.

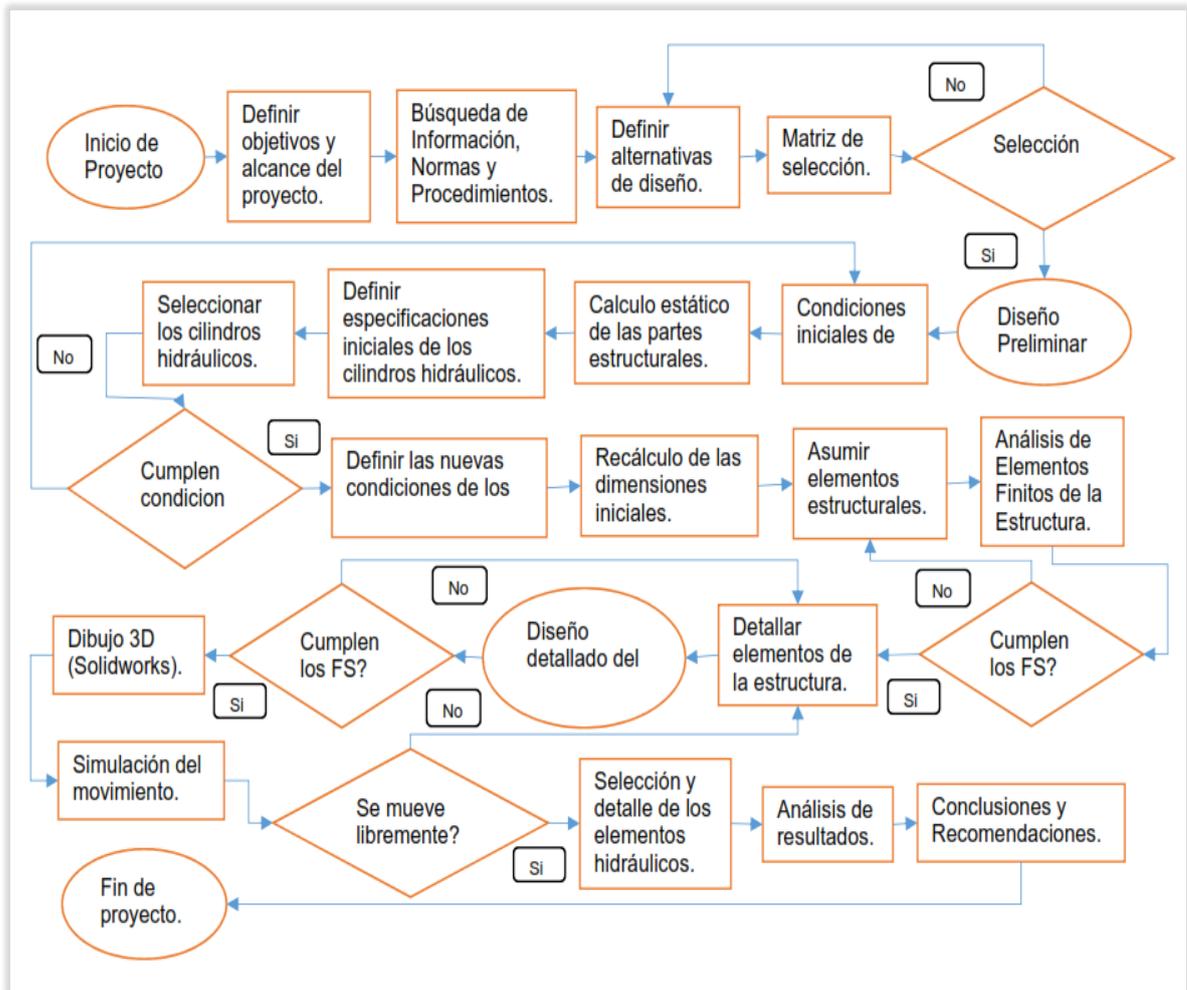


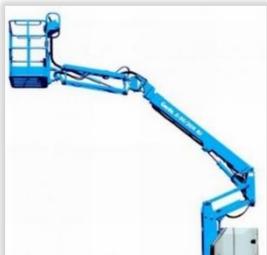
Figura 2-1 Procedimiento de diseño.

2.1 Selección de la alternativa de diseño.

Como se mencionó en el capítulo 1, en la sección marco teórico la normativa española UNE-EN 280, nos da una clasificación de los PEMP de acuerdo a su centro de gravedad y a su traslación, pero cuando se desea adquirir algún tipo de estas plataformas, esta clasificación no está disponible en el mercado, por lo que se debe detallar una clasificación más aceptada comercialmente de acuerdo a sus características físicas.

2.1.1 Clasificación según la forma de la estructura extensible.

La principal clasificación es de acuerdo a la forma de su brazo o la estructura extensible, en el mercado existen de manera general elevadores tipo telescópicos, tipo tijera, tipo articulado y de mástil vertical, pero desde el principio del proyecto se especificó que se realizaría un elevador hidráulico articulado debido al alcance horizontal que este puede realizar, pero aunque sea un elevador articulado, en el mercado existen varias diseños para este tipo de estructura extensible, como los que se detallan en las figuras 2-2, 2-3, 2-4 y 2-5.

<p style="text-align: center;">Alternativa 1.1</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-2 Brazo con un solo pistón. Fuente: (Terex Corporation, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Menor número de pistones. Menor peso de la estructura (menores longitudes de brazo). <hr/> <p>Desventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Menor área de trabajo. Para trabajos menores a 10 metros.
<p style="text-align: center;">Alternativa 1.2</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-3 Brazo con 2 pistones. Fuente: (Snorkel, 2009)</p>	<p>Ventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Amplia área de trabajo. Muy utilizado para alturas en 10 y 18 metros. Costo moderado <hr/> <p>Desventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Alcance horizontal limitado.
<p style="text-align: center;">Alternativa 1.3</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-4 Brazo con 2 pistones y extensor telescópico. Fuente: (Terex Corporation, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Amplio alcance horizontal. Amplio alcance vertical. <hr/> <p>Desventajas.</p> <ul style="list-style-type: none"> Necesita un sistema extensor extra. Mayor costo. Recomendado para alturas mayores a 18 metros.

<p style="text-align: center;">Alternativa 1.4</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-5 Brazo con tres pistones.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (Terex Corporation, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Amplio alcance horizontal Soporta mayores cargas.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Mayor costo. Estructura compleja. Recomendado para alturas mayores a 18 metros.</p>
--	--

2.1.2 Clasificación según el desplazamiento.

La siguiente clasificación está enfocada en el chasis del elevador, y se basa principalmente en el tipo de desplazamiento que puede realizar, en otras palabras será la forma de la base que soportara toda la estructura, la plataforma, y todos los componentes del sistema hidráulico como bombas, válvulas, cilindros, etc. y del sistema eléctrico como baterías, motores, rotores, etc.

Existen gran variedad de desplazamientos, como el desplazamiento sobre neumáticos (Figura 2-6), desplazamiento sobre orugas (Figura 2-7), desplazamiento sobre un remolque (Figura 2-8), y desplazamiento sobre un vehículo (Figura 2-9).

<p style="text-align: center;">Alternativa 2.1</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-6 Desplazamiento sobre neumáticos.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (Etudesur S.L., 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Fácil de transportar dentro y fuera de una industria. Movimientos independientes (no necesita otro vehículo o estructura para desplazarse, debido a su motor).</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Se dificulta su transportación a largas distancias. Difícil de usar en terrenos irregulares o con mucha pendiente.</p>
--	--

<p style="text-align: center;">Alternativa 2.2</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-7 Desplazamiento sobre orugas.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (MAQUINZA, 2014)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Ideal para terrenos irregulares. Movimientos independientes (no necesita otro vehículo para desplazarse).</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Se dificulta su transportación a largas distancias. Sistema de transportación más complejo, necesita estabilizadores.</p>
<p style="text-align: center;">Alternativa 2.3</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-8 Desplazamiento sobre remolque.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (Matilsa, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Ideal para transportarse a largas distancias. Fácil diseño de su base</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Área de la base ocupa más espacio que otros sistemas de desplazamientos. Necesita otro vehículo para movilizarse a cortas distancias.</p>
<p style="text-align: center;">Alternativa 2.4</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-9 Desplazamiento sobre un vehículo.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (SOOS Maquinaria, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Ideal para transportarse a largas distancias.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Necesita de un vehículo externo para transportarse a cualquier distancia. Puede necesitar estabilizadores para asegurar su correcto funcionamiento.</p>

2.1.3 Clasificación según la estabilización.

Esta clasificación también está enfocada en el chasis, y se basa en cómo se estabiliza el elevador, en el cual, se debe asegurar la seguridad del usuario y la variedad de trabajos, básicamente se puede dar dos tipos de estabilización, la auto-estable (Figura 2-10) y con estabilizadores (Figura 2-11).

<p style="text-align: center;">Alternativa 3.1</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-10 Elevador auto-estable.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (JLG Industries, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>El área que ocupa el chasis es pequeña. No necesita pistones extras para su estabilización.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Difícil de estabilizar en terrenos irregulares</p>
<p style="text-align: center;">Alternativa 3.2</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-11 Elevador con estabilizadores.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (General Sales Services, 2010)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Se puede adaptar a diferentes tipos de terrenos. Proporciona mayores alturas de trabajo.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Necesita extensores extras. Ocupa una mayor área de chasis.</p>

2.1.4 Clasificación según su alimentación.

Esta clasificación está enfocada en el tipo de motor que debe utilizar el elevador, las alternativas se muestran en las figuras 2-12 y 2-13.

<p style="text-align: center;">Alternativa 4.1</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-12 Motor eléctrico.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (JLG Industries, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Tamaño y peso reducidos. Alta eficiencia energética. Poca emisión de contaminantes.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Costo más elevado. Uso de baterías externas.</p>
--	---

<p style="text-align: center;">Alternativa 4.2</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-13 Motor diésel.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (NIFTYLIFT, 2014)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Menor costo. Independencia (recarga inmediata).</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Emisión de contaminantes. Mayor tamaño y peso del motor. Mayor ruido y vibraciones.</p>
--	--

2.1.5 Clasificación según su aislante.

Esta clasificación básicamente se enfoca en si el elevador tendrá su estructura extensible aislada, por lo que se compara las opciones de las figuras 2-14 y 2-15.

<p style="text-align: center;">Alternativa 5.1</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-14 Estructura extensible aislada.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (General Sales Servicios, 2010)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>Protección contra la electricidad.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Eleva el costo de la plataforma.</p>
<p style="text-align: center;">Alternativa 5.2</p>  <p style="text-align: center;">Figura 2-15 Estructura extensible no aislada.</p> <p style="text-align: center;">Fuente: (Matilsa, 2015)</p>	<p>Ventajas.</p> <p>No eleva el costo de la plataforma.</p> <hr/> <p>Desventajas.</p> <p>Riesgo de accidentes con trabajos eléctricos.</p>

Todas estas clasificaciones pueden ser combinables entre ellas, por lo que se creó una matriz de decisión para cada una de las clasificaciones y finalmente se escogerá cuáles son las mejores características para la PEMP.

2.1.6 Parámetros de selección.

Alcance vertical de 12 metros y alcance horizontal de 5 metros: La características de la estructura deben asegurar que el elevador personal pueda alcanzar las especificaciones de alcance, ya que las medidas pueden cubrir la mayoría de trabajos en la empresa.

Costo: No debe elevarse demasiado para que pueda competir con otros elevadores existentes en el mercado.

Mantenimiento: El diseño debe garantizar, que en toda la estructura sea fácil de realizar el mantenimiento preventivo.

Seguridad: El mecanismo debe asegurar un trabajo adecuado al usuario evitando posibles volteos y fallas al subir o bajar el mecanismo.

Ergonomía: El diseño debe asegurar, que el mecanismo sea fácil de usar por el usuario.

Facilidad de desplazamiento [Largas y cortas distancias]: El elevador debe ser fácil de transportar en espacios interiores y exteriores.

Estabilidad: El diseño debe asegurar la estabilidad del elevador, para evitar accidentes por volcamiento.

Peso: El peso total del elevador no debe ser muy grande, para que sea fácil de transportar y guardar.

Ruido y contaminación: El elevador debe ser amigable con el ambiente y no debe sobrepasar los límites de ruido y contaminación, lo cual afectaría a los usuarios de este equipo.

Variabilidad de trabajos: El elevador puede ser utilizado en varios trabajos, como pintura, soldadura, eléctricos, etc.

Dimensiones del equipo: El elevador en su posición inicial debe ser lo más compacto posible para que sea de fácil almacenamiento.

Tabla 2-1 Importancia de los parámetros de selección (/100).

Parámetros de selección	Importancia [%]
1) Alcance vertical de 12 metros	100%
2) Alcance horizontal de 5 metros	100%
3) Costo	80%
4) Mantenimiento	70%
5) Seguridad	100%
6) Ergonomía	60%
7) Facilidad de desplazamiento [LD]	80%
8) Facilidad de desplazamiento [CD]	40%
9) Estabilidad	80%
10) Peso	70%
11) Ruido	60%
12) Contaminación	60%
13) Variabilidad de trabajos	85%
14) Dimensiones del equipo	55%

Tabla 2-2 Parámetros de calificaciones para las alternativas.

Descripción	Calificaciones
No cumple/No aplica	-
Pésimo	1
Malo	2
Regular	3
Bueno	4
Muy bueno	5
Excelente	6

2.1.7 Matriz de selección.

Para los cálculos de la matriz de selección se calificó las alternativas de acuerdo a los valores de la tabla 2-2 y se múltiplo con la importancia del parámetro de selección de la tabla 2-1, generando los siguientes resultados:

Tabla 2-3 Resultados para Característica 01.

Param.	Estructura Extensora (Característica 01)			
	Altern. 1.1	Altern. 1.2	Altern. 1.3	Altern. 1.4
1	3	6	6	6
2	2	4	6	4
3	4,8	4	2,4	2,4
4	3,5	2,8	1,4	1,4
6	3,6	3	1,8	2,4
8	2,4	1,6	1,2	1,2
9	4,8	4,8	2,4	4,8
10	4,2	3,5	2,1	2,1
13	0,85	3,4	5,1	4,25
14	3,3	2,75	1,65	2,2
	32,45	35,85	30,05	30,75

De la tabla 2-3, se determinó que la estructura extensora o brazo será con dos pistones, porque es la alternativa más económica y es la que mejor cumple con los alcances requeridos.

Tabla 2-4 Calificaciones y Resultados para Característica 02.

Param.	Característica 02 (Desplazamiento)			
	Altern. 2.1	Altern. 2.2	Altern. 2.3	Altern. 2.4
1	5	4	6	6
2	5	5	6	6
3	2,4	1,6	4,8	2,4
4	4,2	2,1	4,2	2,8
5	4	6	4	6
6	3,6	2,4	3,6	2,4
7	2,4	1,6	4,8	4,8
8	2,4	2,4	1,2	0,4
9	3,2	3,2	4,8	4,8
10	4,2	3,5	2,1	2,1
13	3,4	5,1	3,4	3,4
14	3,3	2,75	1,65	1,1
	43,1	39,65	46,55	42,2

De la tabla 2-4 se obtuvo como ganadora al desplazamiento sobre un remolque, debido a que puede ser la opción más económica, así como la facilidad de moverse a largas distancias, y además con una pequeña modificación puede ser fácil de transportar a cortas distancias.

Tabla 2-5 Resultados para Característica 03.

Param.	Característica 03	
	Altern. 3.1	Altern. 3.2
1	4	6
2	5	6
3	3,2	4,8
4	4,2	2,8
5	3	6
6	3,6	2,4
7	4	4,8
8	2,4	1,2
9	2,4	4,8
10	4,2	2,1
13	2,55	5,1
14	3,3	1,1
	41,85	47,1

Tabla 2-6 Resultados para Característica 04.

Param.	Característica 04	
	Altern. 4.1	Altern. 4.2
1	6	6
3	2,4	4,8
4	4,2	2,1
5	6	5
7	4,8	3,2
10	4,2	2,1
11	3,6	1,2
12	3,6	0,6
14	3,3	1,1
	38,1	26,1

De las tablas 2-5 y 2-6 se pudo encontrar que las mejores características para nuestro elevador, es un sistema con estabilizadores, en el cual, por motivo de costos, se diseñara solamente manual; el motor a utilizar será eléctrico, debido a que disminuye pesos, ruido y contaminación; finalmente el sistema tendrá un brazo extensor aislado, debido a que se pueden realizar una mayor cantidad de trabajos.

2.2 Pre-diseño del mecanismo.

Para comenzar con el diseño, primeramente se debe determinar las dimensiones de la estructura, para la cual se puede asumir las dimensiones de las partes a partir de la información proporcionada por varios fabricantes, la cual sirve de referencia para el cálculo estático que permite definir las dimensiones finales.

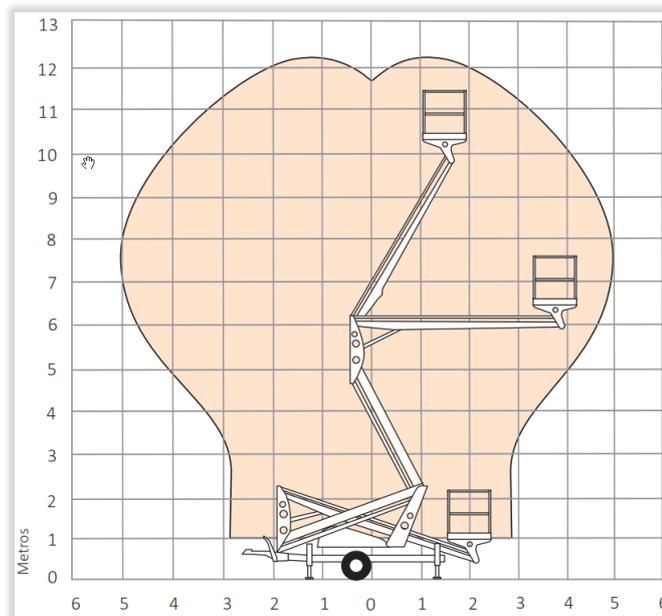


Figura 2-16 Diagrama de trabajo proporcionado por el fabricante.

Fuente: (Snorkel, 2009)

A partir de la figura 2-16 se calculó que las dimensiones principales son aproximadamente las que se muestran en la figura 2-17.

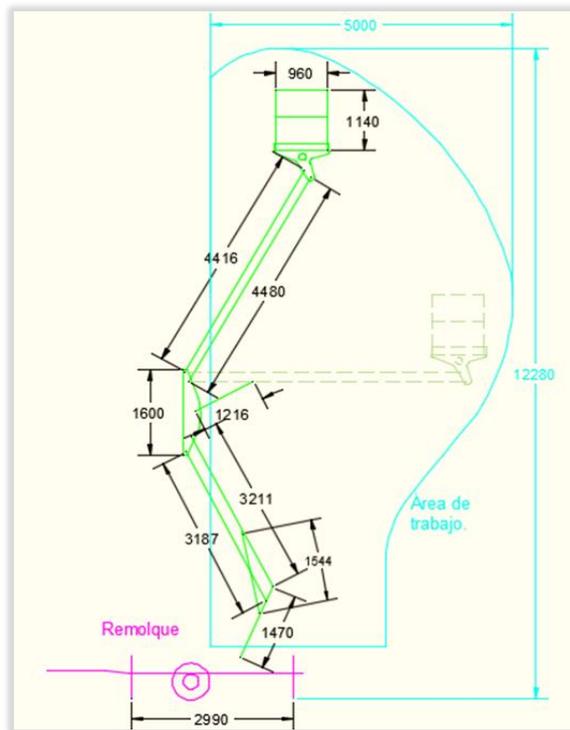


Figura 2-17 Dimensiones asumidas.

A partir de las dimensiones preliminares, se realizó el diseño de forma con las dimensiones necesarias para el cálculo estático y con la cual se encontró la carrera del pistón.

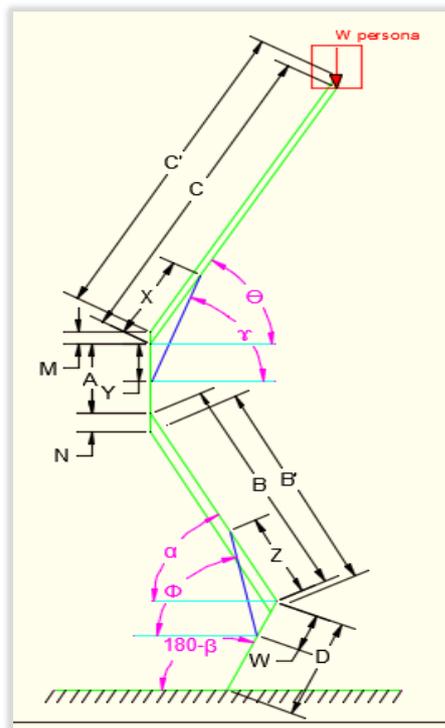


Figura 2-18 Diseño de forma del elevador hidráulico articulado.

De la figura 2-18, todas las cotas en color negro son conocidas a partir del dimensionamiento inicial, mientras que todos los ángulos en color lila son variables, excepto el ángulo β , el cual es constante, debido a que el eslabón D no tiene desplazamiento vertical, ni horizontal; las líneas en azul son los pistones.

Los rangos de ángulos permitidos, encontrados a partir de la literatura se detallan en la tabla 2-7.

Tabla 2-7 Valores de los ángulos.

θ max.	60 °
θ min.	-20 °
α max.	60 °
α min.	-20 °
β const.	66 °

Para una mayor facilidad de comprender los cálculos posteriores, se le asignara un nombre a cada una de las partes del elevador hidráulico articulado (Figura 2-19), ya que la mayoría de ellas son distintas entre sí, y cada una de ellas ocupa su propio diseño y dimensionamiento.

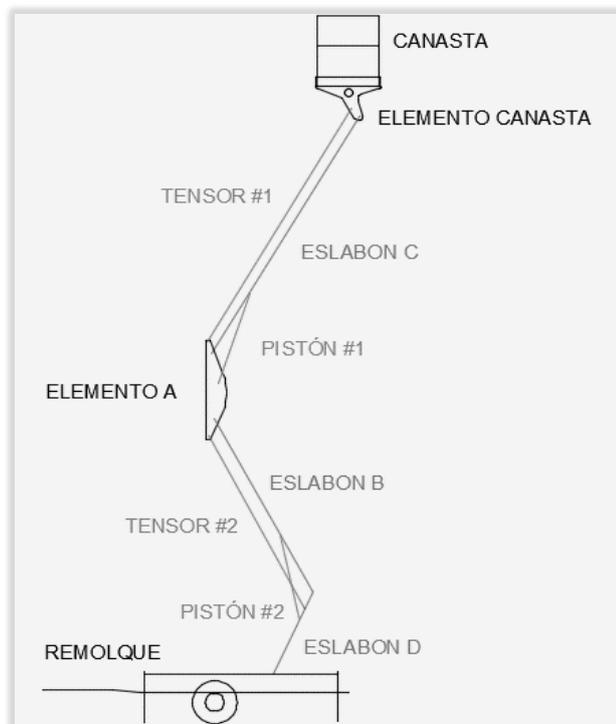


Figura 2-19 Partes del elevador hidráulico articulado.

A partir de tabla 2-7, de las figuras 2-20 y 2-22 y de relaciones trigonométricas, se puede encontrar las carreras de los pistones.

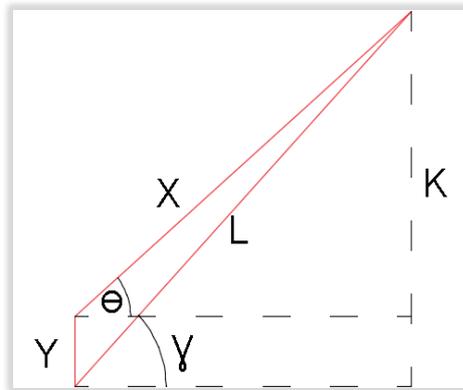


Figura 2-20 Diagrama para longitud de pistón #01

$$L^2 = X^2 + 2 * X * Y * \sin(\theta) + Y^2$$

Ec. 2-1

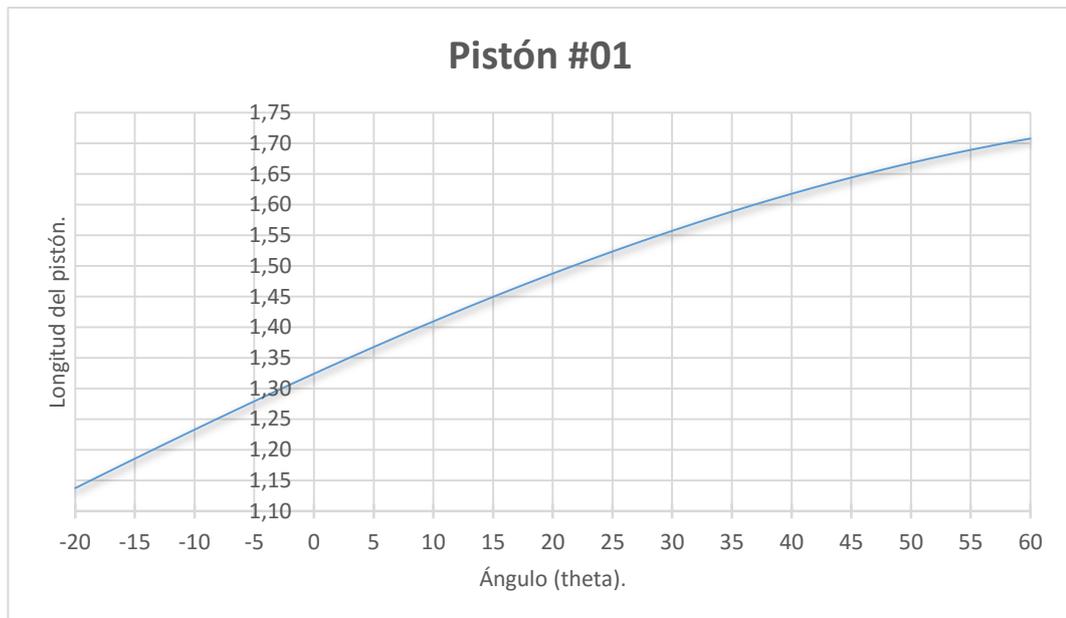


Figura 2-21 Longitud del pistón #01 [m] vs Ángulo θ [°].

A partir de la figura 2-21, la cual se elaboró a partir de la ecuación 2-1, se encontró que la longitud máxima y mínima del pistón #01, son:

$$\theta_{\max} -20^\circ \rightarrow L1 \max. 1,1375 \text{ m}$$

$$\theta_{\min} 60^\circ \rightarrow L1 \min. 1,7081 \text{ m}$$

Por lo tanto la carrera del pistón #01 es:

$$s1 = L1_{\max} - L1_{\min} = 0,57 \text{ m} = 570 \text{ mm}$$

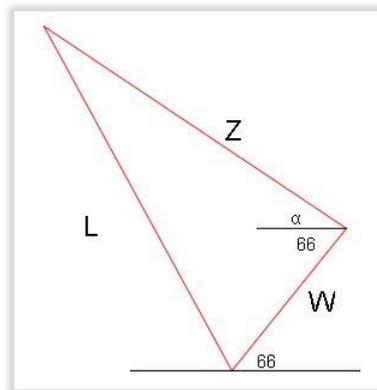


Figura 2-22 Diagrama para longitud de pistón #02

$$L^2 = Z^2 + 2 * Z * W * \cos(\alpha + \beta) + W^2$$

Ec. 2-2

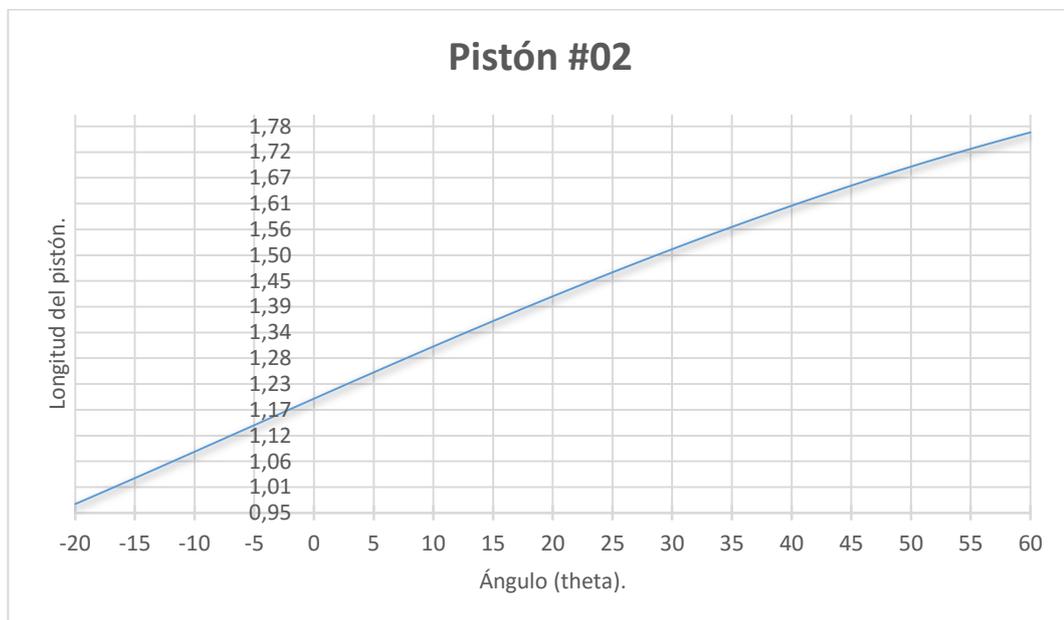


Figura 2-23 Longitud del pistón #02 [m] vs Ángulo α [°].

A partir de la figura 2-23, la cual se elaboró a partir de la ecuación 2-2, se encontró que la longitud máxima y mínima del pistón #02, son:

$$\alpha \text{ min. } -20^\circ \rightarrow L2 \text{ min. } 0,96878$$

$$\alpha \text{ max. } 60^\circ \rightarrow L2 \text{ max. } 1,76234$$

Por lo tanto la carrera del pistón #02 es:

$$s2 = L2_{max} - L2_{min} = 0,79 \text{ m} = 790 \text{ mm}$$

2.3 Cálculo Estático.

El cálculo estático permite determinar las fuerzas actuantes sobre cada eslabón y/o elemento, lo cual sirve para seleccionar los elementos estructurales necesarios, además del tipo de cilindro hidráulico que cumpla en la mayoría de especificaciones requeridas.

Para esto se ocupó las ecuaciones convencionales de estática (Ec. 2-3, 2-4 y 2-5), las cuales luego serán evaluadas en una hoja de cálculo, para encontrar las dimensiones adecuadas.

$$\sum Fx = 0 \quad \text{Ec. 2-3}$$

$$\sum Fy = 0 \quad \text{Ec. 2-4}$$

$$\sum Mo = 0 \quad \text{Ec. 2-5}$$

Para conocer la fuerza externa que se debe aplicar, se recurrió a la norma UNE EN-280, la cual señala que para cálculos estructurales se deben considerar una carga nominal que se calcula con la ecuación 2-6.

$$m = n * mp + me \quad \text{Ec. 2-6}$$

Donde:

m: Carga Nominal

n= Número de personas autorizadas sobre la plataforma de trabajo (2).

mp= Masa promedio de una persona (80 Kg).

me= Masa aproximada de las herramientas (40 kg).

$$m = 2 * 80kg + 50Kg = 200 Kg$$

La cargas debidas al viento, se los toma como un coeficiente en función del tipo de perfil, estos valores solo se multiplican a la fuerza encontrada mediante las ecuaciones de estática.

Tabla 2-8 Coeficiente debido al viento.

Tipo de perfil	Coeficiente
Perfiles en L, U, T, I.	1,6
Secciones cuadradas o rectangulares.	1,4
Grandes superficies planas.	1,2
Secciones circulares [Según dimensión].	0,8 - 1,2
Personas expuestas directamente.	1

Fuente: (UNE-EN280, 2002)

Por lo que de la tabla 2-8, se generó la tabla 2-9 que son los coeficientes a aplicar a cada uno de los elementos.

Tabla 2-9 Coeficiente para cada parte del elevador.

Parte	Coeficiente
Elemento Canasta	1,2
Elemento A	1,2
Eslabón B	1,4
Eslabón C	1,4
Eslabón D	1,4
Pistón #01	1
Pistón #02	1
Tensor #01	1,2
Tensor #02	1,4

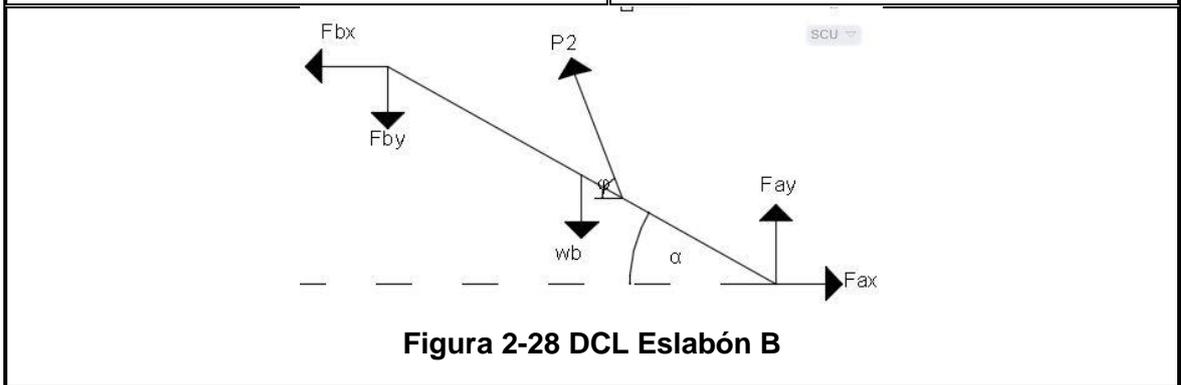
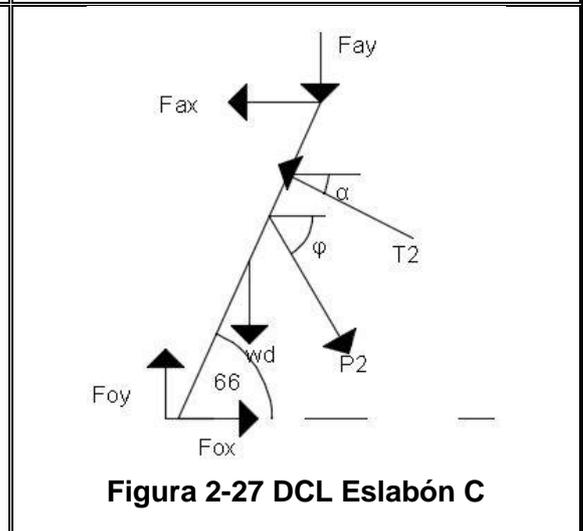
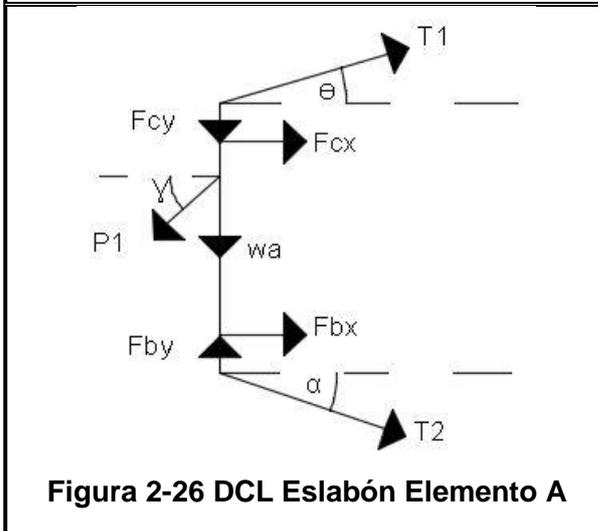
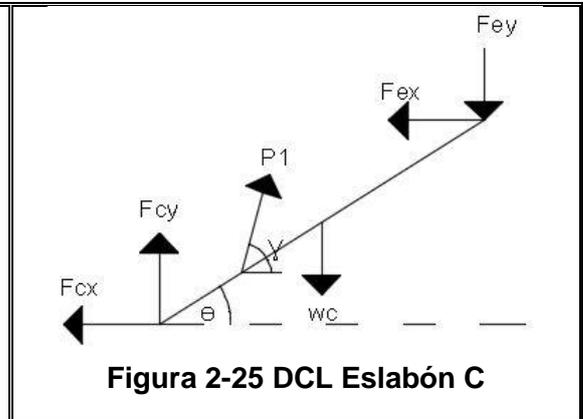
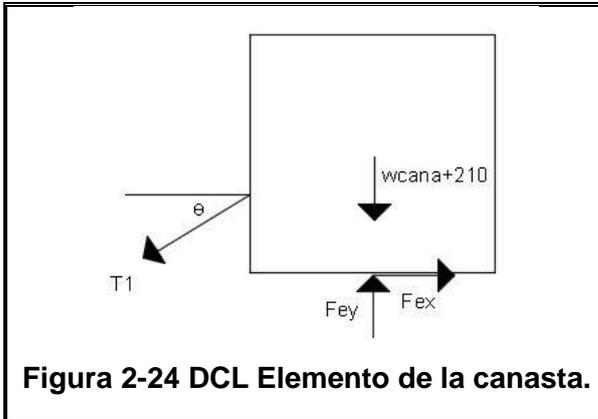
También se encontró las carga y fuerzas especiales, las cuales son resultados de métodos de trabajo y de condiciones de utilización particulares, este valor actúa con una modificación a las cargas nominales generalmente varía entre 1 y 1,2 según las dimensiones, por lo que se escogerá un valor $K = 1,1$.

Al valor de la carga nominal, para los cálculos, también se asumirá un valor de la canasta, debido a que se analizó la estructura a partir del elemento de la canasta, por lo tanto la fuerza aplicada es:

$$F = K * g * (m + m_{canasta}) \quad \text{Ec. 2-7}$$

$$F = 1,1 * 9,8 \frac{m}{s^2} * (200 Kg + 78Kg) \approx 3000 N$$

Para finalmente determinar las fuerzas se debe combinar las ecuaciones estáticas, con lo coeficientes y los respectivos diagramas de cuerpo libre mostrados en las figuras 2-24, 2-25, 2-26, 2-27 y 2-28 para cada elemento de la estructura.



A partir de estos Diagramas de cuerpo libre (DCL), combinados con las ecuaciones estáticas, se obtiene los resultados de las figuras 2-29, 2-30, 2-31, 2-32 y 2-33.

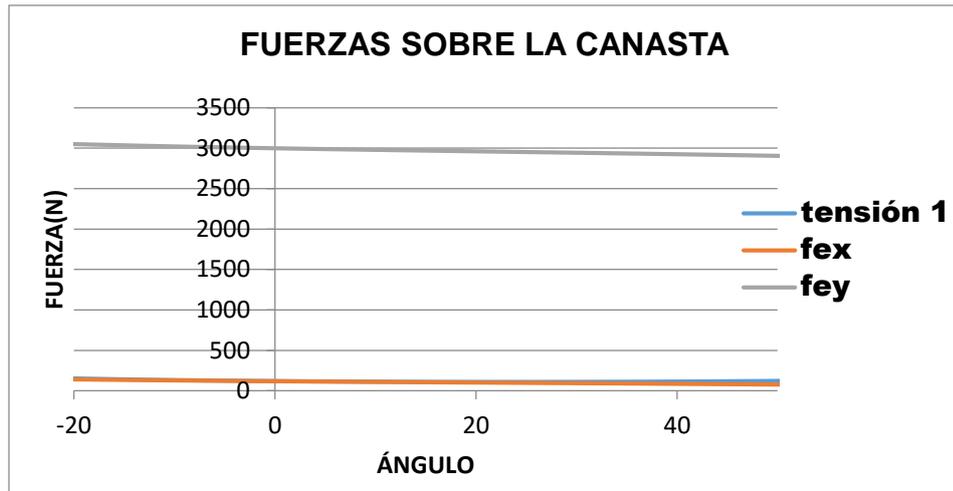


Figura 2-29 Valores de fuerzas actuantes sobre Elemento canasta.

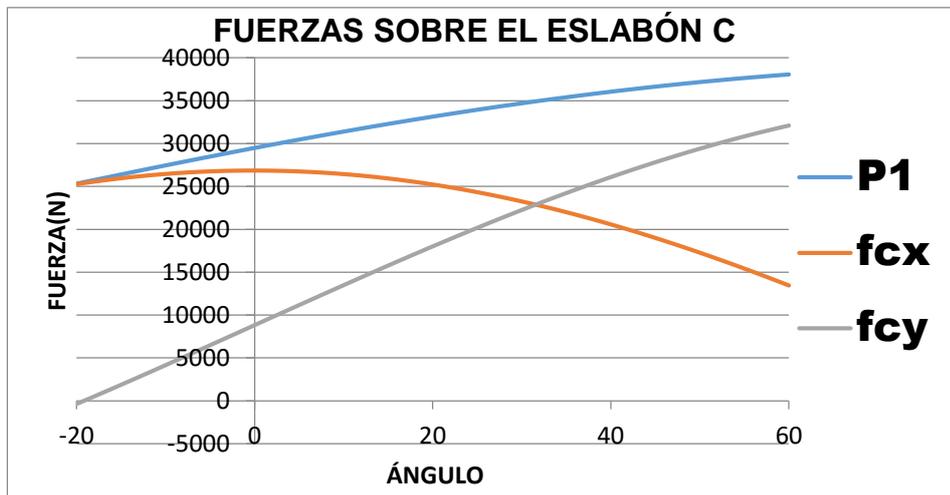


Figura 2-30 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón C.

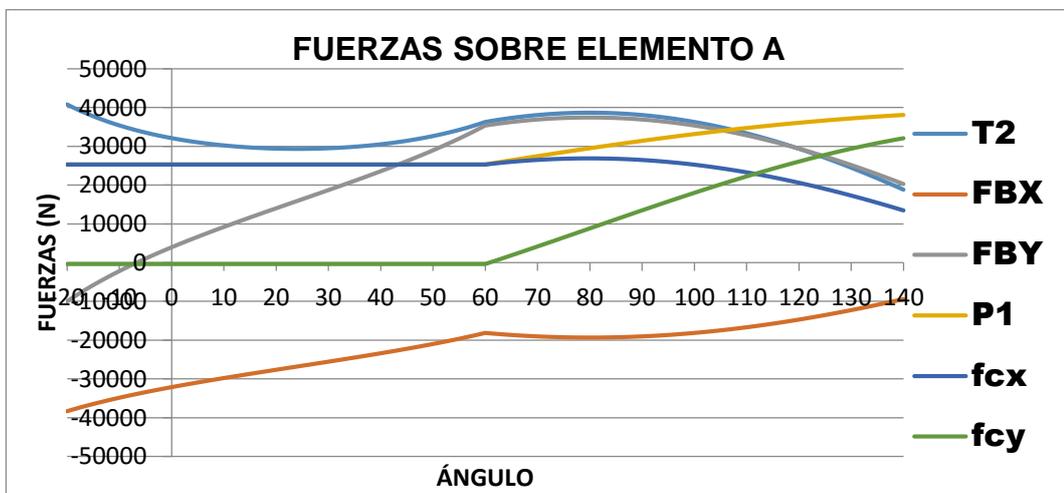


Figura 2-31 Valores de fuerzas actuantes sobre Elemento A.

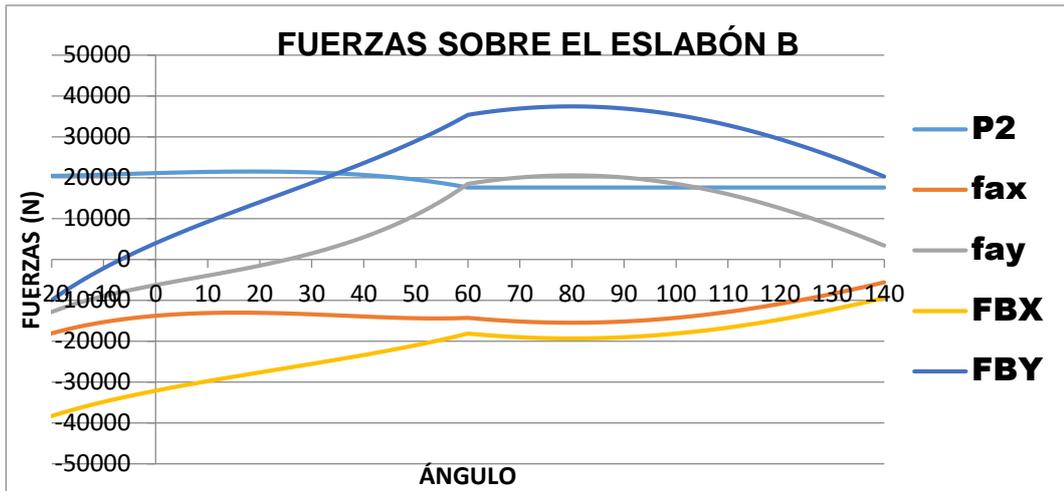


Figura 2-32 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón B.

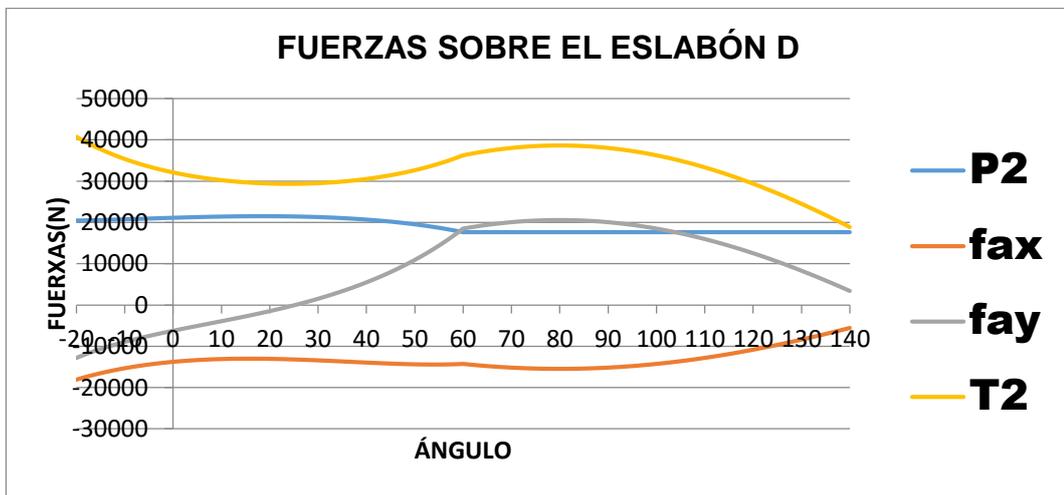


Figura 2-33 Valores de fuerzas actuantes sobre Eslabón D.

2.3.1 Requerimientos de los cilindros hidráulicos.

Para seleccionar el cilindro hidráulico, se debe buscar dentro de las opciones del mercado ecuatoriano, el que mejor se adapte a los requerimientos previamente calculados, para luego determinar el dimensionamiento final y hacer el cálculo de esfuerzos de Von Misses.

Tabla 2-10 Requerimientos para pistón #01.

Requerimientos	
Carrera [mm]	570
Long. Inic. [mm]	1140
Long. Ini. [mm]	1710
Diámetro [mm]	50
F [N]	38050
Presión [psi]	2810

Tabla 2-11 Requerimientos para pistón #02.

Requerimientos	
Carrera [mm]	790
Long. Inic. [mm]	970
Long. Ini. [mm]	1760
Diámetro [mm]	50
F [N]	23672
Presión [psi]	1750

2.4 Modelado en Ansys Mechanical APDL.

Mediante este programa se permite modelar las estructuras por medio de un análisis de elementos finitos donde se puede encontrar el esfuerzo equivalente de Von Misses, para pasar a la selección final de los elementos estructurales.

De las ecuaciones 2-3, 2-4 y 2-5 previamente calculadas, se encontró que el análisis se lo debe realizar en 4 posiciones, en las cuales se encuentran las mayores fuerzas, estas posiciones son la de máximo alcance vertical, máximo alcance horizontal, posición inicial (2 pistones recogidos), y la del pistón 2 estirado con pistón 1 recogido.

2.4.1 Tipo de elemento y Propiedades de los materiales.

Para comenzar el análisis en el programa, se definió los tipos de elementos a utilizar (element type) (Figura 2-34), la cual será igual para todas las posiciones a analizar.

- BEAM188; para los eslabones B, C y D; debido a la flexión que van a sufrir, además requieren asignar una sección transversal.
- LINK180; para los tensores y pistones debido a que se analizan como eslabones simples, para este tipo de elemento se necesita definir Real Const.

- SHELL181; es para el elemento A y el de la canasta, debido a que se crean como áreas, y se le asigna sus respectivos espesores.

```

LIST ELEMENT TYPES FROM 1 TO 3 BY 1
ELEMENT TYPE 1 IS BEAM188 3-D 2-NODE BEAM
KEYOPT( 1- 6)= 0 0 0 0 0 0
> KEYOPT( 7-12)= 0 0 0 0 0 0
KEYOPT(13-18)= 0 0 0 0 0 0

ELEMENT TYPE 2 IS LINK180 3-D SPAR
KEYOPT( 1- 6)= 0 0 0 0 0 0
KEYOPT( 7-12)= 0 0 0 0 0 0
KEYOPT(13-18)= 0 0 0 0 0 0

ELEMENT TYPE 3 IS SHELL181 4-NODE SHELL
KEYOPT( 1- 6)= 0 0 0 0 0 0
KEYOPT( 7-12)= 0 0 0 0 0 0
KEYOPT(13-18)= 0 0 0 0 0 0

CURRENT NODAL DOF SET IS UX UY UZ ROTX ROTY ROTZ
THREE-DIMENSIONAL MODEL

```

Figura 2-34 Element type ingresados a Ansys APDL.

Para las propiedades de los materiales se utiliza las del acero (Módulo de Young de 205MPa, Poisson de 0.29 y una densidad de 7800 kg/m³), debido a que este tipo de material se va a construir toda la estructura y se las ingresa al programa según la figura 2-35.

```

EVALUATE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIALS 1 TO 2 IN INCREMENTS OF 1
MATERIAL NUMBER = 1 EVALUATED AT TEMPERATURE OF 0.0000
EX = 0.20500E+12
NUXY = 0.29000
DENS = 7800.0
PRXY = 0.29000

MATERIAL NUMBER = 2 EVALUATED AT TEMPERATURE OF 0.0000
EX = 0.20500E+12
NUXY = 0.29000
PRXY = 0.29000

```

Figura 2-35 Propiedades de los materiales ingresados al programa.

2.4.2 Modelado.

Para el modelado, se crea la geometría a partir de coordenadas, que se determinan a partir de las longitudes asumidas, estos datos se ingresan como Keypoints (Figura 2-36), y nos permiten crear las respectivas líneas y áreas de la estructura (Figuras 2-37, 2-38, 2-39, 2-40 y 2-41).

```

LIST ALL SELECTED KEYPOINTS.  DSYS= 0

```

NO.	X,Y,Z LOCATION	THXY, THYZ, THZX ANGLES
1	0.000000 0.000000 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
2	0.5491000 1.233300 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
3	0.6235000 1.400300 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
4	0.8135000 1.827100 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
5	0.6235000 1.400300 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
6	0.9765000 4.171600 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
7	0.5491000 1.233300 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
8	0.1635000 2.952900 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
9	0.8135000 1.827100 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
10	0.1635000 2.952900 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
11	0.7865000 4.598400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
12	0.9765000 4.171600 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
13	0.7865000 4.598400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
14	0.8665000 5.158400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
15	0.8665000 5.718400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
16	0.9765000 5.968400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
17	0.8665000 5.158400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
18	0.2665000 6.757600 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
19	0.8665000 5.718400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
20	0.2665000 6.757600 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000

NO.	X,Y,Z LOCATION	THXY, THYZ, THZX ANGLES
21	1.383500 9.615500 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
22	0.9765000 5.968400 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
23	1.273500 9.865500 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
24	1.383500 9.615500 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
25	1.273500 9.865500 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
26	0.8735000 10.37550 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000
27	1.873500 10.37550 0.000000	0.0000 0.0000 0.0000

Figura 2-36 Ejemplo de keypoints ingresados a Ansys APDL.

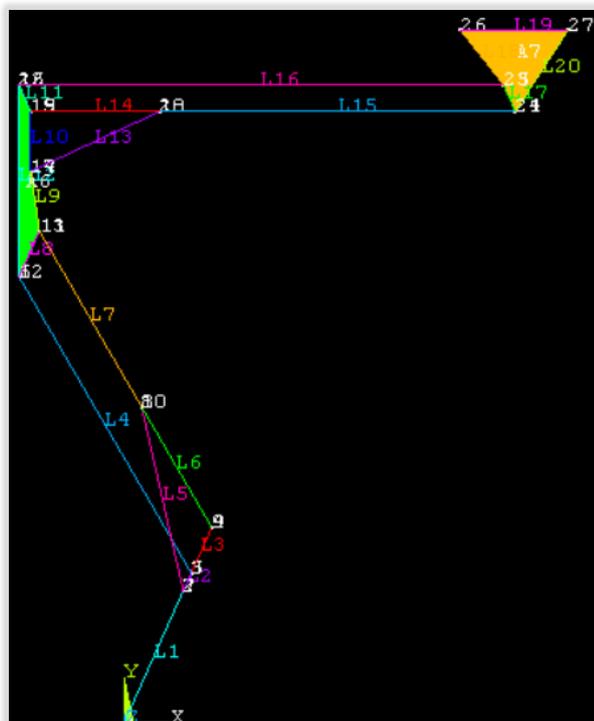


Figura 2-37 Ejemplo de keypoints, líneas y áreas graficados en Ansys APDL.

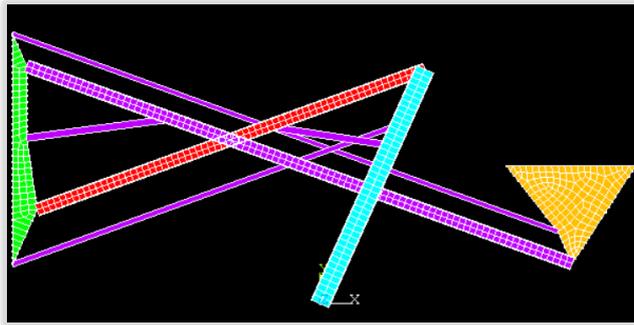


Figura 2-38 Elevador en posición inicial.

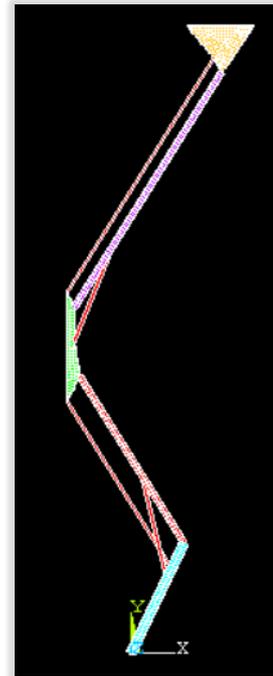


Figura 2-39 Elevador en posición de máx. alcance vertical.

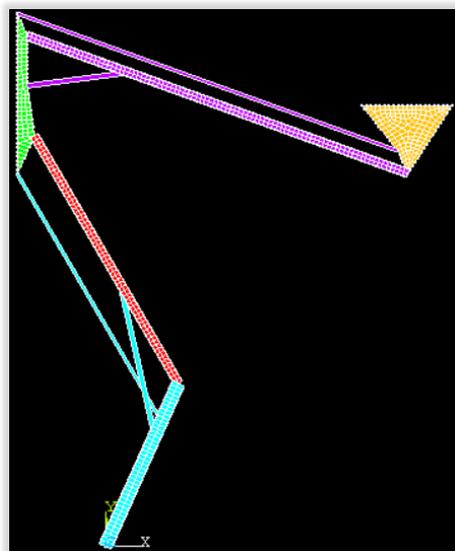


Figura 2-40 Elevador en posición de pistón 2 estirado con pistón 1 recogido.

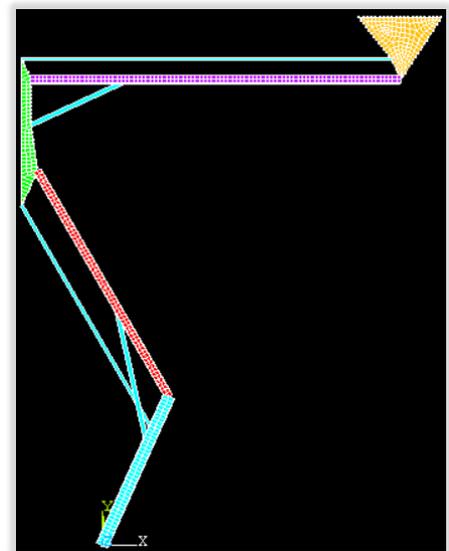


Figura 2-41 Elevador en posición de máximo alcance horizontal.

2.4.3 Acoplamientos y Cargas (Fuerzas y Desplazamientos).

Entre los puntos en conexión de dos diferentes elementos, se deben agregar acoplamientos (couplings), como los detallados en la figura 2-42, los cuales

permiten detallar el movimiento relativo entre estos dos puntos, en nuestro caso, solo tiene libertad de movimiento en una rotación en z.

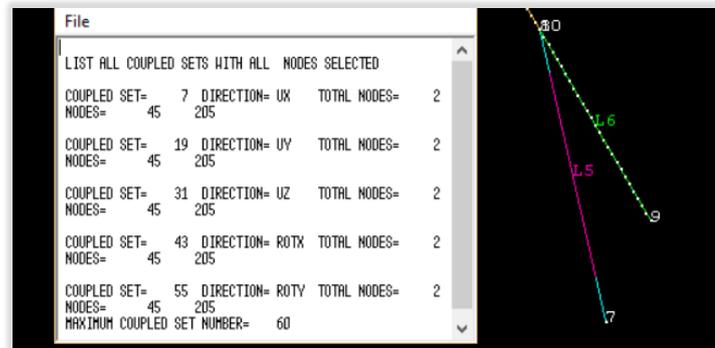


Figura 2-42 Ejemplo de acoplamiento entre pistón #02 y Eslabón B.

Las restricciones de desplazamiento (Figura 2-43) se aplican sobre los puntos que van fijados al suelo, en este caso, al remolque, debido a que el eslabón D es fijo se bloquea todos los grados de libertad en su punto de conexión con el remolque.

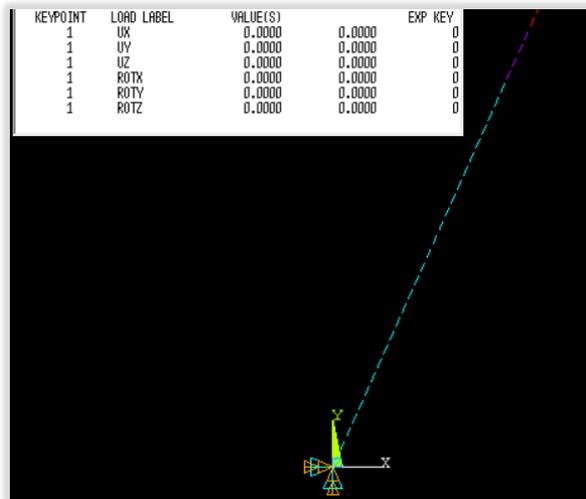


Figura 2-43 Restricción All Dof. entre el eslabón D y remolque.

La carga se aplica en un solo punto, sobre el elemento de la canasta, como en la figura 2-44, es decir es una fuerza puntual y su valor es igual a la carga nominal determinada con la ecuación 2-7 (3000 N).

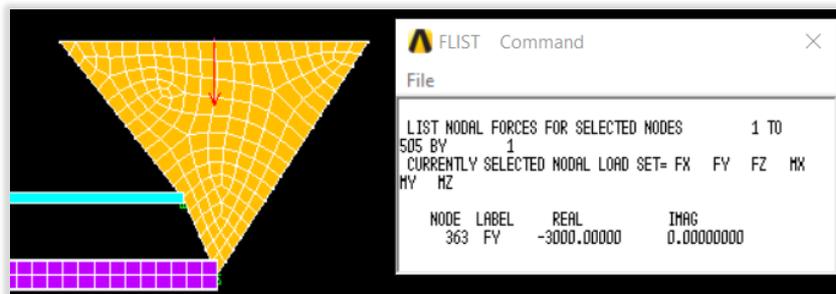


Figura 2-44 Carga Nominal sobre elemento de la canasta.

2.4.4 Resultados.

Ansyes APDL, permite determinar las fuerzas y esfuerzos actuantes sobre cada eslabón, estos se pueden visualizar mediante una tabla de valores, o con una gama de colores entre el azul (menor) y rojo (mayor), además los resultados se pueden seleccionar, para obsérvalos desde un nodo, hasta de toda la estructura. En este caso se utilizó las fuerzas para comparar los resultados, y los esfuerzos equivalentes de Von Misses que se detallan en las figuras 2-45, 2-46, 2-47 y 2-48, para determinar los factores de seguridad.

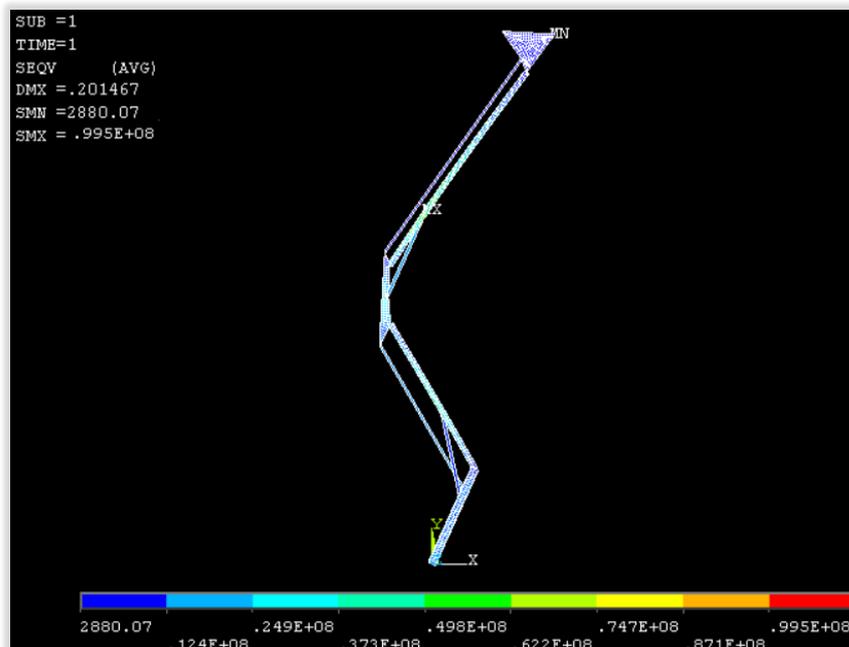


Figura 2-45 Esfuerzo Von Misses, Máximo alcance vertical.

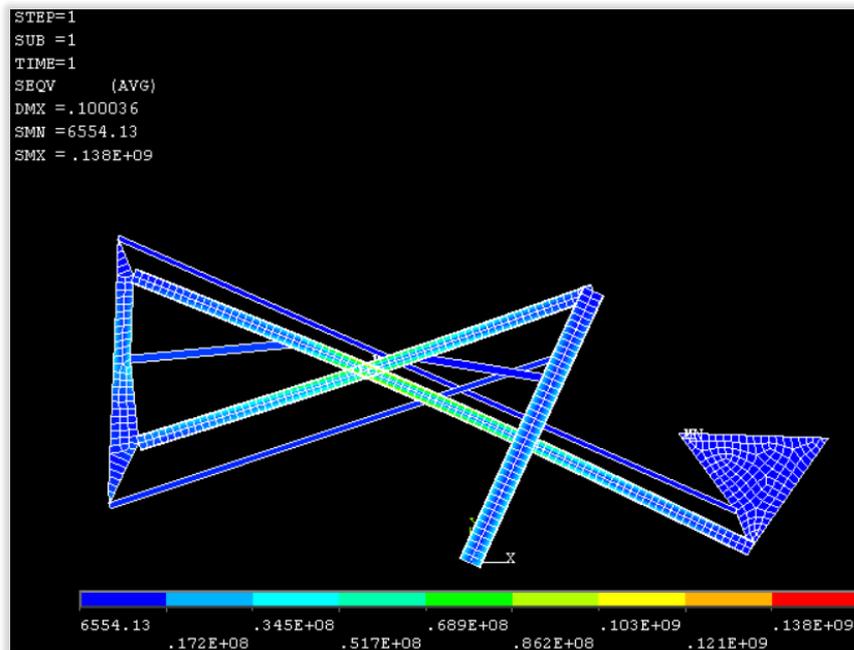


Figura 2-46 Esfuerzo Von Misses, Posición Inicial.

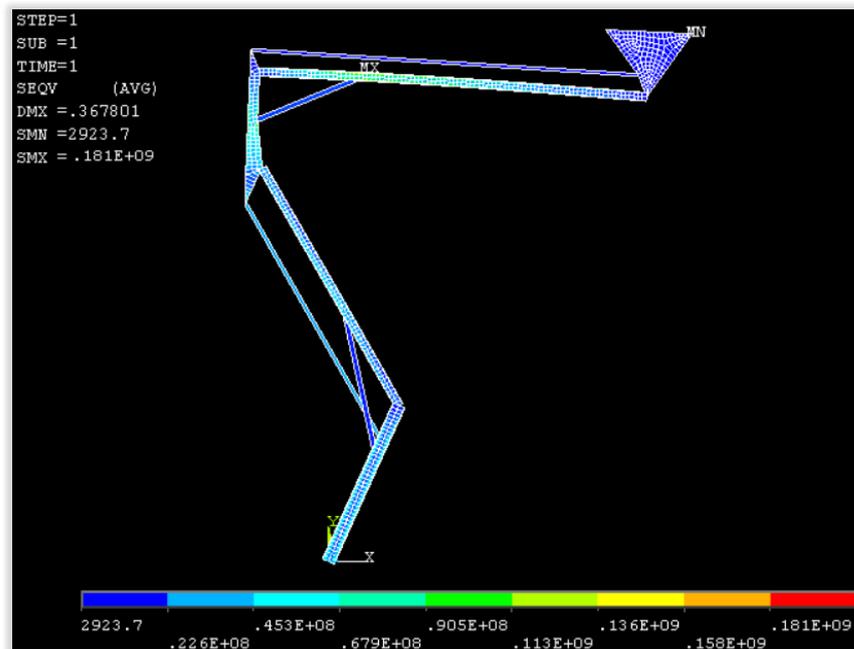


Figura 2-47 Esfuerzo Von Misses, Máximo alcance horizontal.

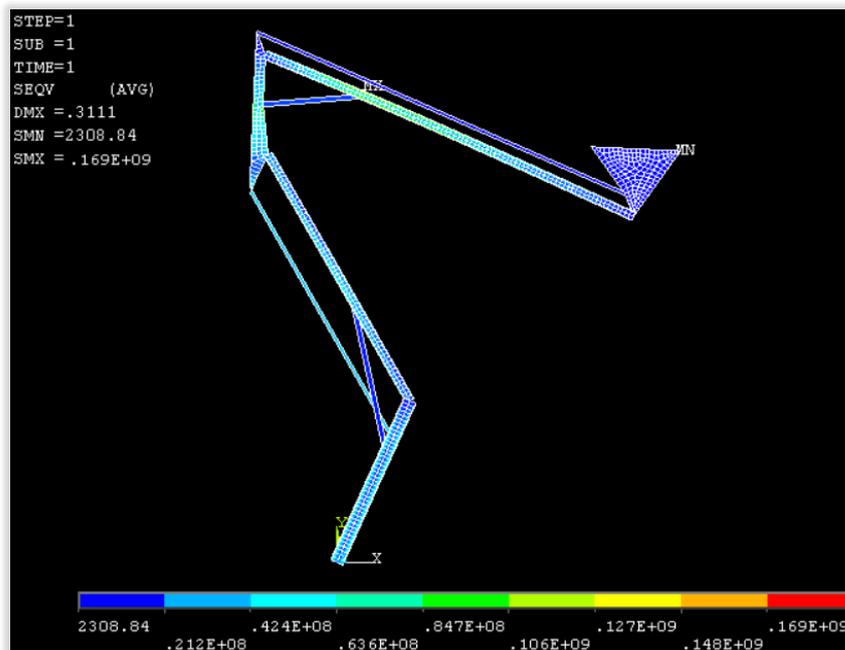


Figura 2-48 Esfuerzo Von Misses,

2.5 Selección de elementos estructurales.

Los elementos a utilizar para el elevador, tienen que estar disponibles dentro del mercado ecuatoriano, para lo cual se debe calcular los factores de seguridad recomendados en las normas.

Se recurrió a la norma Británica, BS 2573-2 “Reglas para el diseño de grúas (citada en UNE EN-280 como referencia)”, la cual da especificaciones para el cálculo de esfuerzos y diseño de mecanismo.

Primeramente pide seleccionar las horas de servicio, las cuales sirve para encontrar la clase de utilización del mecanismo.

Tabla 2-12 Clase de utilización del mecanismo.

Class of utilization	Service life hours	Remarks
T1	400	Irregular use
T2	800	
T3	1 600	
T4	3 200	Regular light use
T5	6 300	Regular intermittent use
T6	12 000	Regular intensive use
T7	25 000	Continuous intensive use
T8	50 000	
T9	> 50 000	

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

De la tabla 2-12, se escogió una vida útil de 25000 horas, que con uso normal del equipo, es decir 8 horas al día, 200 días al año, garantiza más de 15 años de vida útil, lo cual es lo recomendado por la normativa UNE-EN ISO 12944-1, apartado 4.4 para una máquina de durabilidad alta (clase H).

La normativa BS 2573-2, luego pide calcular el factor de espectro, con la ecuación 2-8, que representa una relación entre la carga normal y la carga máxima.

$$K_m = \sqrt{\left(\frac{P}{P_{max}}\right)^3} \quad \text{Ec. 2-8}$$

Donde:

P = Carga con la que normalmente funciona el mecanismo (160 Kg)

P_{max.} = Máxima carga aplicada al mecanismo (210 Kg)

$$K_m = \sqrt{\left(\frac{P}{P_{max}}\right)^3} = \sqrt{\left(\frac{160}{210}\right)^3} = 0,66$$

Tabla 2-13 Estados de carga del mecanismo.

States of loading	Nominal load spectrum factor, K_m	Remarks
L1 Light	0.50	Mechanisms subjected very rarely to their maximum load and, normally, to very light loads
L2 Moderate	0.63	Mechanisms occasionally subjected to their maximum load but, normally, to rather light loads
L3 Heavy	0.80	Mechanisms frequently subjected to their maximum load and, normally, to loads of medium magnitude
L4 Very heavy	1.00	Mechanisms regularly subjected to their maximum loads

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

Con el factor de espectro (K_m) se selecciona de la tabla 2-13, el estado de la carga, siendo este caso, un mecanismo con carga moderada.

Y finalmente con la clase de utilización y el estado de carga, se selecciona la clasificación del mecanismo de la tabla 2-14.

Tabla 2-14 Clasificación del mecanismo.

State of loading	Classes of utilization								
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M3	M3	M3	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M3	M3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

Por lo tanto el esfuerzo permisible para los elementos, se calcula según el tipo de esfuerzo al que se encuentra sometido el elemento (tensión, compresión, flexión, cortante o combinado), según la tabla 2-15.

Tabla 2-15 Clasificación del mecanismo.

Type of stress	Case of loading (see 5.1 and 5.2)		
	1	2	3 and 4
Axial tension	$0.285 \times G \times U_s$	$0.322 \times G \times U_s$	$0.40 \times U_s$
Axial compression	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$
Bending	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$
Shear	$0.20 \times G \times U_s$	$0.226 \times G \times U_s$	$0.288 \times U_s$
Combined stresses	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

Donde U_s , es la resistencia ultima a la tensión del material (400-550 MPa para Acero ASTM A36).

G es un factor de trabajo, en función de la clasificación del mecanismo y se lo selecciona de la tabla 2-16.

Tabla 2-16 Clasificación del mecanismo.

Group classification of mechanism						
	M3	M4	M5	M6	M7	M8
G	1.0	1.0	0.9	0.8	0.7	0.63

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

Los casos de carga, es la forma en la que está funcionando el mecanismo, según lo mostrado en la tabla 2-17.

Tabla 2-17 Casos de carga.

Caso	Tipo de operación
1	Operación normal sin viento.
2	Operación normal con viento.
3	Estacionado.
4	Operación irregular (no continua).

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

2.6 Diseño detallado del mecanismo.

El diseño detallado del sistema, incluye los cálculos y selección de los demás elementos del mecanismo, como pernos, pasadores o métodos de sujeción como la soldadura o rodamientos, que permiten que el sistema funcione.

2.6.1 Selección de pasadores y horquillas.

Para estos elementos también se usó como material, el acero, pero en este caso es el AISI-1018, el cual es el más comercializado dentro del país, para este tipo de aplicaciones debido a sus propiedades mecánicas detalladas en la tabla 2-18.

Tabla 2-18 Propiedades mecánicas Acero AISI 1018.

Propiedades Mecánicas AISI 1018		
Propiedad	Valor	Unidades
Dureza	126 o 71	[HB-HRb]
Esf. Fluencia	370 o 53,7	[MPa-Ksi]
Esf. Máximo	440 o 63,8	[MPa-Ksi]
Elong. Máx.	15	%
Mod. Elast.	205 o 29700	[Gpa-Ksi]

Fuente: (Norton, 2011, pág. 990)

También se recurrió a la norma americana ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero, la cual da información, para el dimensionamiento de los pasadores, a partir de factores de seguridad recomendados, y menciona que se debe calcular dos tipos de esfuerzos, el cortante y el de aplastamiento.

2.6.1.1 Esfuerzo cortante.

El esfuerzo cortante (Figura 2-49) se produce por tensiones paralelas a la sección transversal, lo cual haría que el pasador se corte y falle.

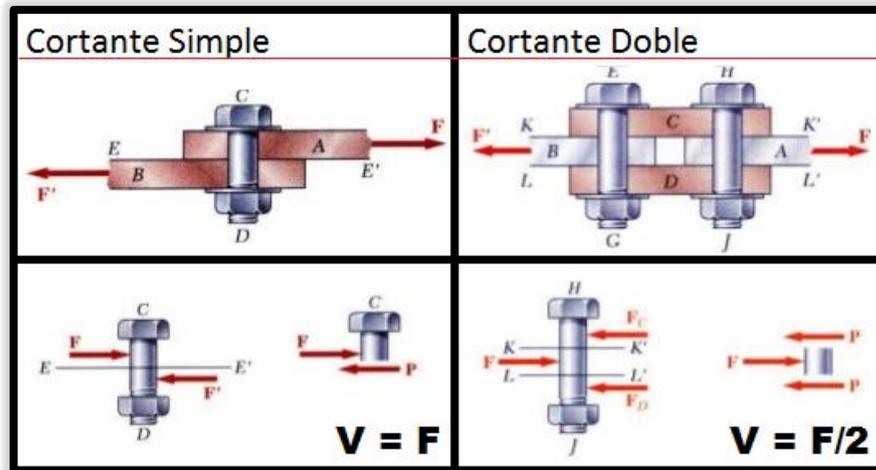


Figura 2-49 Fuerzas actuantes sobre pasadores y horquillas

Y el diámetro del pasador, se lo puede determinar con la ecuación 2-9.

$$D = \sqrt{4 * FS * V / 0,577 * \pi * Sy}$$

Ec. 2-9

Donde:

FS = Factor de seguridad.

V = Fuerza cortante sobre el pasador.

Sy = Esfuerzo de fluencia del material.

2.6.1.2 Esfuerzo de aplastamiento.

El esfuerzo de aplastamiento (Figura 2-50) se produce por la fuerza actuante sobre el área alrededor del perno, y se debe asegurar que este esfuerzo no produzca una deformación en esta área.

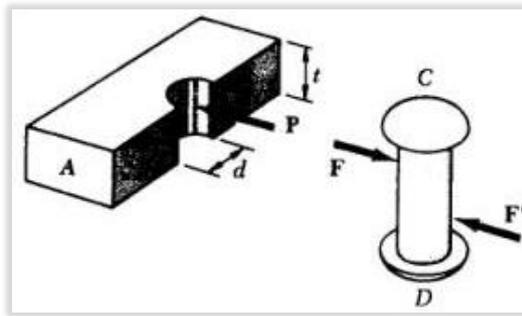


Figura 2-50 Esfuerzo de aplastamiento

Y el factor de seguridad para evitar la deformación, se lo puedo calcular con la ecuación 2-10.

$$F_s = \frac{t * d * S_y}{P} \quad \text{Ec. 2-10}$$

Donde:

t = Espesor de la placa.

d = D = Diámetro del pasador.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

P = Fuerza axial sobre el pasador.

2.6.2 Diseño de las juntas soldadas.

Para el diseño de las juntas soldadas se utilizó los procedimientos y sugerencias señalados en el Libro “Diseño de Maquinas” de, Robert L. Norton, el cual contiene las ecuaciones aceptadas por la AISC, y las recomendaciones de la AWS.

La soldadura a utilizar, es la SMAW tipo filete (Figura 2-51), debido a que es la más recomendada para uso estructural, por su facilidad de aplicación y por su bajo costo de implementación.

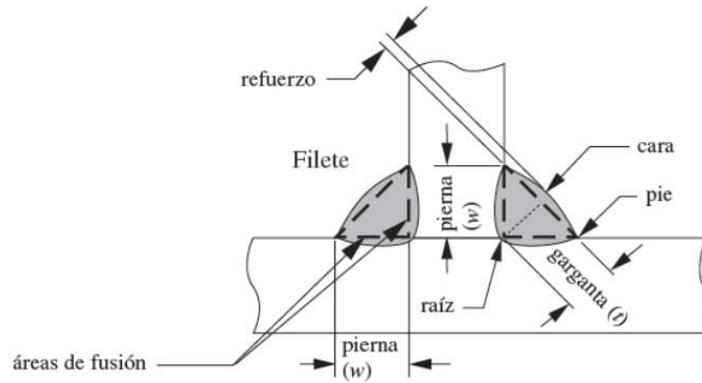


Figura 2-51 Partes de una soldadura de Filete

Para el dimensionamiento del cordón se debe considerar la soldadura como una línea, para lo cual la AWS recomienda que los esfuerzos cortantes se deben considerar como el 30% de la resistencia a la tensión del electrodo seleccionado.

En este caso el electrodo seleccionado es el E7018, debido a que es de amplio uso dentro del mercado nacional, por sus características detalladas en la tablas 2-19 y que incluye su alta resistencia a la tensión, por su fácil uso y bajo costo.

Tabla 2-19 Características del electrodo AW 7018--A1

Características AW 7018-A1		
Resistencia a la tensión	490 MPa	70000 psi
Limite Elástico	390 MPa	57000 psi
Elongación	2%	
Tipo de Revestimiento	Bajo Hidrógeno	
Posición de soldeo	F, V, OH, H (Todas posiciones)	
Corriente eléctrica	CA o CCPI Polaridad inversa	
Tipo de Arco	Mediano	
Penetración	Mediana	

$$\tau_{permissible} = 0,3 * Sut = 0,3 * 70 Ksi = 21 Ksi$$

Luego, ya que la soldadura es asumida como una línea, se calcula las cargas unitarias, de acuerdo al tipo de esfuerzo actuante, según la tabla 2-20.

Tabla 2-20 Cargas Unitarias de la Soldadura

CARGAS UNITARIAS	
Tensión o Comprensión	$f_n = P/A_w$
Cortante directo	$f_s = V/A_w$
Flexión	$f_b = M/S_w$
Torsión	$f_r = T^c/J_w$

Donde A_w es el área por unidad de longitud [m], S_w es el módulo de sección por unidad de longitud [m²] y J es el momento polar de inercia por unidad de longitud [m³]; y se determinan a partir de la Figura E-1

Por lo tanto la carga total unitaria es calculada mediante la ecuación 2-11.

$$f_t = \sqrt{f_n^2 + f_s^2 + f_b^2 + f_r^2} \quad \text{Ec. 2-11}$$

Luego se debe calcular la dimensión de la garganta (t) y la dimensión de su pierna (w) de la soldadura de filete, por medio de las ecuaciones 2-12 y 2-13.

$$t = \frac{f_t}{\tau_{\text{permisible}}} \quad \text{Ec. 2-12}$$

$$w = 1,414t \quad \text{Ec. 2-13}$$

Tabla 2-21 Tamaño mínimo de la soldadura

Espesor del metal base (T) de la soldadura	
<u>tamaño en pulgadas</u>	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
<u>tamaños en mm</u>	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

De la tabla 2-21 se selecciona el tamaño de soldadura mínimo, para comparar el valor de w y se define las dimensiones de la soldadura de filete.

2.6.3 Diseño de los tornillos de potencia

La forma de estabilizar y nivelar nuestra PEMP es de forma manual por medio de 4 tornillos de potencia colocados en los extremos del remolque los cuales permitirán el trabajo de nuestra máquina de manera segura. El torque necesario para ascender y descender la plataforma se lo puede calcular con las ecuaciones 2-14 y 2-15.

$$T_s = F * \frac{dm}{2} * \frac{l + \frac{\mu * \pi * dm}{\cos(\alpha f)}}{\pi * dm - \frac{\mu * l}{\cos(\alpha f)}} = F * \frac{dm}{2} * \frac{\tan(\gamma) + \frac{\mu}{\cos(\alpha f)}}{1 - \frac{\mu * \tan(\gamma)}{\cos(\alpha f)}} \quad \text{Ec. 2-14}$$

$$T_b = F * \frac{dm}{2} * \frac{\frac{\mu * \pi * dm}{\cos(\alpha f)} - l}{\pi * dm + \frac{\mu * l}{\cos(\alpha f)}} = F * \frac{dm}{2} * \frac{\frac{\mu}{\cos(\alpha f)} - \tan(\gamma)}{1 + \frac{\mu * \tan(\gamma)}{\cos(\alpha f)}} \quad \text{Ec. 2-15}$$

Donde:

Ts: torque de subida.

Tb: torque de bajada.

F: Peso de la plataforma dividida para 4.

Dm: es el diámetro medio del tornillo de potencia.

μ: coeficiente de rozamiento del material.

L: Avance del tornillo de potencia.

αf: Ángulo de inclinación de la rosca ACME.

Como el tornillo de potencia trabaja en compresión, es necesario verificar que no tenga problemas de pandeo y verificar los esfuerzos axiales y de torsión debido a la fuerza aplicada. Los cálculos se lo va a realizar con las ecuaciones 2-16, 2-17, 2-18 y 2-19.

$$\sigma = \frac{F}{8 * At} \quad \text{Ec. 2-16}$$

$$\tau = \frac{16 * Ts}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 2-17}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad \text{Ec. 2-18}$$

$$n = \frac{Sy}{\sigma'} \quad \text{Ec. 2-19}$$

2.6.4 Soporte de los estabilizadores.

El soporte de los estabilizadores por ser de una geometría especial se encuentra diseñado por tres placas rectangulares unidas por soldadura, como se observa en la figura 2-52, además cuenta con agujeros que permiten pivotear el estabilizador y a su vez asegurarlo en la posición de trabajo y traslado.

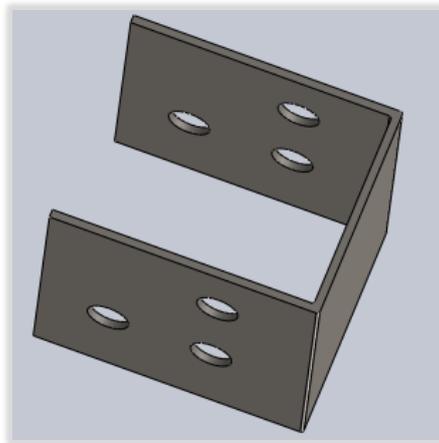


Figura 2-52 Sistema de fijación.

2.6.5 Estabilizadores.

Según la norma UNE EN 280 los estabilizadores deben estar diseñados para que la maquina trabaje hasta con un ángulo máximo de inclinación de 5 grados, además de soportar el 25 % del peso de la maquina cada uno y por fuerzas externas a este valor se le aumenta 200N.

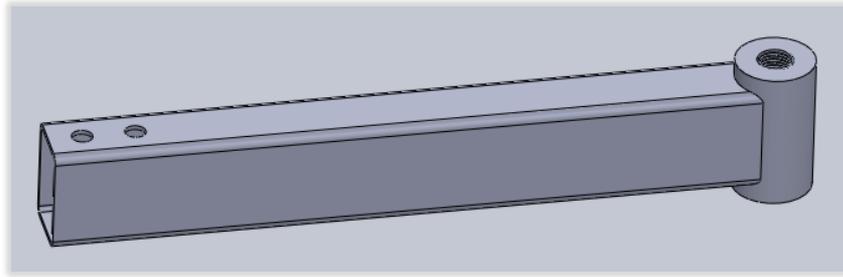


Figura 2-53 Estabilizadores.

Se pueden ubicar en dos posiciones y su movimiento está limitado a rotar 90 grados, además deben soportar la fuerza de los tornillos de potencia que levantan totalmente la máquina, en total son 4 estabilizadores, según la figura 2-53.

2.7 Sistema hidráulico.

El sistema hidráulico es el encargado de elevar la plataforma y llevarla a sus puntos de operación, por medio de los cilindros hidráulicos que empujan a los eslabones hasta una posición deseada. A continuación se colocan los requerimientos de cada una de las partes del sistema hidráulico.

2.7.1 Bomba hidráulica.

Según la norma UNE EN 280 la velocidad máxima de ascenso de los elevadores es de 0,4 m/s, por lo que la velocidad de ascenso seleccionada es de 0,2 m/s, con ello la plataforma de trabajo va a llegar a su altura máxima en un tiempo de 50 segundos, donde cada cilindro se va a mover de manera independiente.

Para determinar el caudal de la bomba se combinan expresiones matemáticas de continuidad y del movimiento rectilíneo uniforme para obtener la ecuación 2-20.

$$Q = V * A$$

Ec. 2-20

Donde:

V: velocidad de los pistones

A: Área del pistón

La velocidad de ascenso de la plataforma es de 200 mm/ seg. , y la velocidad de los pistones es de 30mm/seg. Como los pistones funcionan de manera independiente se puede calcular un solo caudal.

Para las pérdidas de las mangueras se debe calcular el número de Reynolds, según la ecuación 2-21.

$$Re = \frac{V * D}{\mu} \quad \text{Ec. 2-21}$$

Donde μ es la viscosidad cinemática del fluido hidráulico y D el diámetro de la manguera, además teniendo el flujo laminar se utiliza la ecuación 2-22 para calcular el coeficiente de fricción:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. 2-22}$$

Con el coeficiente de fricción se puede calcular las perdidas por cabezal con la ecuación 2-23

$$hf = f \frac{L * V^2}{D * 2g} \quad \text{Ec. 2-23}$$

Se calcula el peso específico con la ecuación 2-24 para finalmente poder obtener las perdidas en las tuberías con la ecuación 2-25.

$$\gamma = \rho g \quad \text{Ec. 2-24}$$

$$\nabla P = hf * \gamma \quad \text{Ec. 2-25}$$

Por lo tanto la presión real en la bomba se puede calcular con la ecuación 2-26.

$$P_{total} = P_{diseño} + \text{Perdidas por valvulas} + \nabla P \quad \text{Ec. 2-26}$$

2.7.2 Motor eléctrico

Para el cálculo del motor eléctrico se debe utilizar la ecuación 2-27.

$$\text{Pot} = \frac{Q * P_{\text{total}}}{60 * 746}$$

Ec. 2-27

Donde:

Pot: es la potencia del motor en HP.

Q: Es el caudal del sistema hidráulico en m³/min.

Ptotal: Presión total del circuito hidráulico en Pa.

2.7.3 Deposito hidráulico.

Los depósitos hidráulicos deben tener los siguientes componentes según la norma DIN 24339:

- Respiradero
- Filtro
- Mirilla
- Drenaje
- Tuberías de suministro y descarga

Y los requerimientos técnicos para la elección de un depósito hidráulico son los siguientes:

- Potencia
- Caudal de bomba
- Presión de trabajo
- Capacidad del tanque

Donde la capacidad del tanque en nuestro caso de máquina es de 4 veces el volumen de los cilindros hidráulicos.

2.7.4 Filtros

Los filtros hidráulicos se seleccionan dependiendo de la aplicación se escoge los grados de filtración, en la figura 2-54, se muestra las distintas aplicaciones de los filtros y la selección adecuada.

Grados de Filtración, en μm	Tipo de Sistema Hidráulico
1-2	Para impurezas finas en sistemas altamente sensibles con gran fiabilidad, preferentemente en aviación y laboratorios.
2-5	Para sistemas de mando y control sensibles y de alta presión, con aplicaciones frecuentes en la aviación, robots industriales y máquinas herramientas.
5-10	Para sistemas hidráulicos de alta calidad y fiabilidad, con previsible larga vida útil de sus componentes.
10-20	Para hidráulica general y sistemas hidráulicos móviles, que manejen presiones medianas y tamaños intermedios.
15-25	Para sistemas de baja presión en la industria pesada o para sistemas de vida útil limitada.
20-40	Para sistemas de baja presión con holguras grandes.

Figura 2-54 Grados de filtración y aplicaciones.

Por lo tanto de la Figura 2-54 se puede seleccionar filtros de 10-20 μm para nuestro sistema hidráulico.

2.7.5 Mangueras o ductos hidráulicos.

Para aplicaciones móviles y de distancias cortas, se suelen emplear mangueras flexibles, como la mostrada en la Figura 2-55.

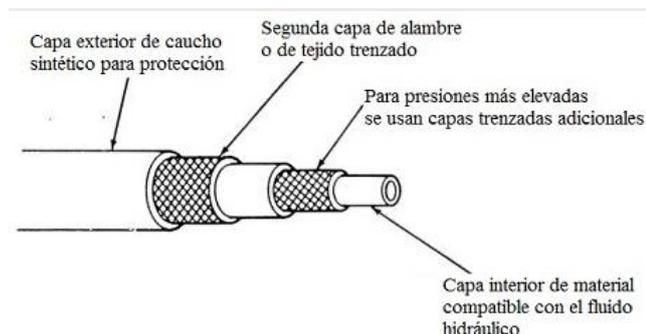


Figura 2-55 Manguera Flexible

En el caso de las mangueras flexibles, se debe considerar un factor de seguridad en función de la presión de servicio a la que trabaja la manguera, los cuales se detallan en la Figura 2-56.

Factor de Seguridad en mangueras flexibles, F_s	
Presión de servicio, en bares	F_s
De 0-70	8
De 70-175	6
> 175	4

Figura 2-56 Factor de seguridad en mangueras flexibles

2.7.6 Motor de rotación del cuerpo de la máquina.

Uno de los grados de libertad de la plataforma elevadora es la rotación de la estructura extensible, la cual permite el giro de 360 grados. Según la norma UNE EN 280 la velocidad de rotación no debe ser mayor a 0,7m/s.

Para el cálculo de la potencia se utiliza la ecuación 2-28.

$$Pot = \frac{Iy * wf^2}{t} \quad \text{Ec. 2-28}$$

Donde:

Iy: inercia que debe vencer el motor para rotar la estructura extensible, por programas de diseño nos da un valor de 3614 Kg-m².

Wf: la velocidad angular máxima de la estructura a una distancia crítica de 0,78 m nos da un valor de 0,9 rad/seg.

T: es el tiempo de estabilización del equipo y nos indica la norma que no debe ser mayor a 2 segundos.

CAPÍTULO 3

3 RESULTADOS

En este capítulo se encuentra detallado los elementos estructurales y demás elementos escogidos para formar parte del elevador hidráulico articulado, cada uno se detalla con sus respectivas características y su selección se basa en las condiciones que tiene que cumplir del capítulo 2.

3.1 Cilindros Hidráulicos.

A través del catálogo disponible de una empresa ecuatoriana, y con las características de las tablas 2-10 y 2-11, se selecciona dos cilindros de la marca Kompass, con las características de las tablas 3-1 y 3-2 e ilustrados en las figuras 3-1 y 3-2, los cuales pueden ser adecuados a carrera requerida por el cliente y deben trabajar por debajo de la presión para la cual fueron diseñados.

Tabla 3-1 Características finales del pistón #01.

Selección	
Carrera [mm]	700
Long. Inic. [mm]	904
Long. Ini. [mm]	1604
Diámetro [mm]	50
Diam. Vast. [mm]	35
F [N]	40000
Presión [psi]	3000

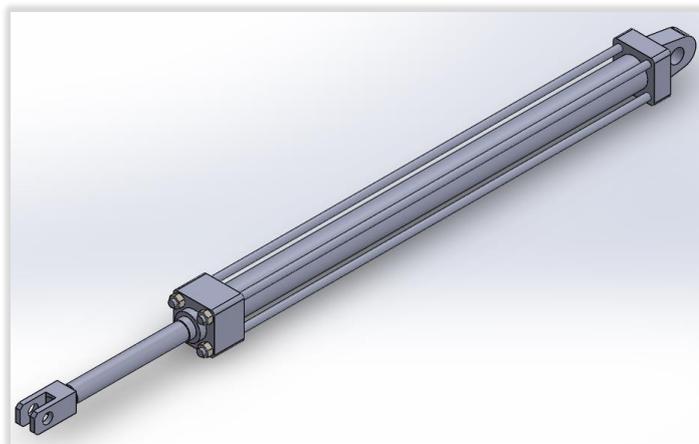


Figura 3-1 Cilindro Hidráulico #01.

Tabla 3-2 Características finales del pistón #02.

Selección	
Carrera [mm]	800
Long. Inic. [mm]	1004
Long. Ini. [mm]	1804
Diámetro [mm]	40
Diam. Vast. [mm]	25
F [N]	26000
Presión [psi]	3000

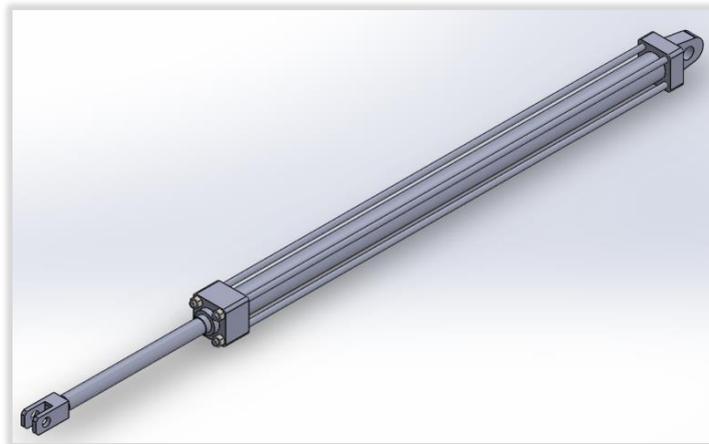


Figura 3-2 Cilindro Hidráulico #02.

3.2 Plataforma de trabajo y elemento de la canasta.

Según la norma UNE EN-280, para dos personas, se debe usar una superficie igual o menor a 1 m², con ningún lado mayor a 1,4 m, por lo que se escogió una superficie de trabajo de 1,1m x 0,9m.

La norma también señala que se debe tener un pretil superior o barandal a 1,10 m de altura mínima, un zócalo (rodapié) de 0,15 m de altura y una barra intermedia a menos de 0,55 m del zócalo o del pretil superior; se debe tener una puerta de acceso o un elementos móvil que no deben abrirse hacia el exterior, los cuales deben ser contruidos para cerrarse y bloquearse automáticamente.

El suelo debe ser antideslizante y la estructura de la canastilla como los barandales se realizará con perfiles de acero.

Para la plataforma de trabajo se recomienda un factor de seguridad mayor a 5, entre el esfuerzo equivalente de Von Misses y el esfuerzo de fluencia.

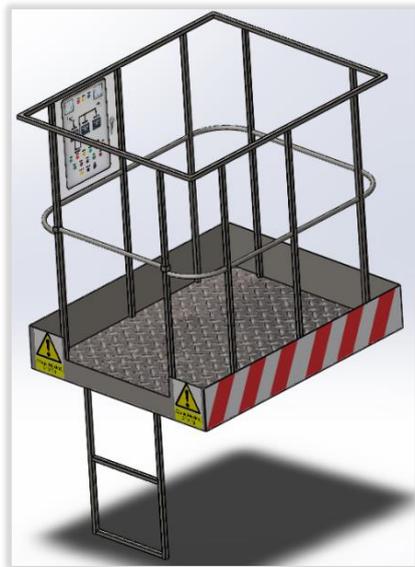


Figura 3-3 Plataforma de trabajo.

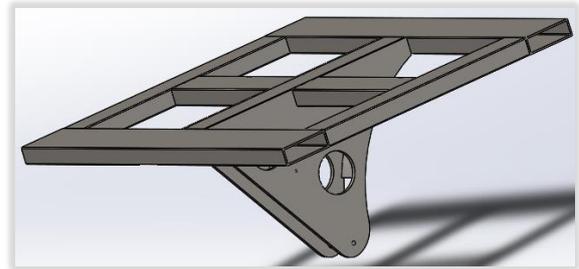


Figura 3-4 Base de la plataforma y elemento de la canasta.

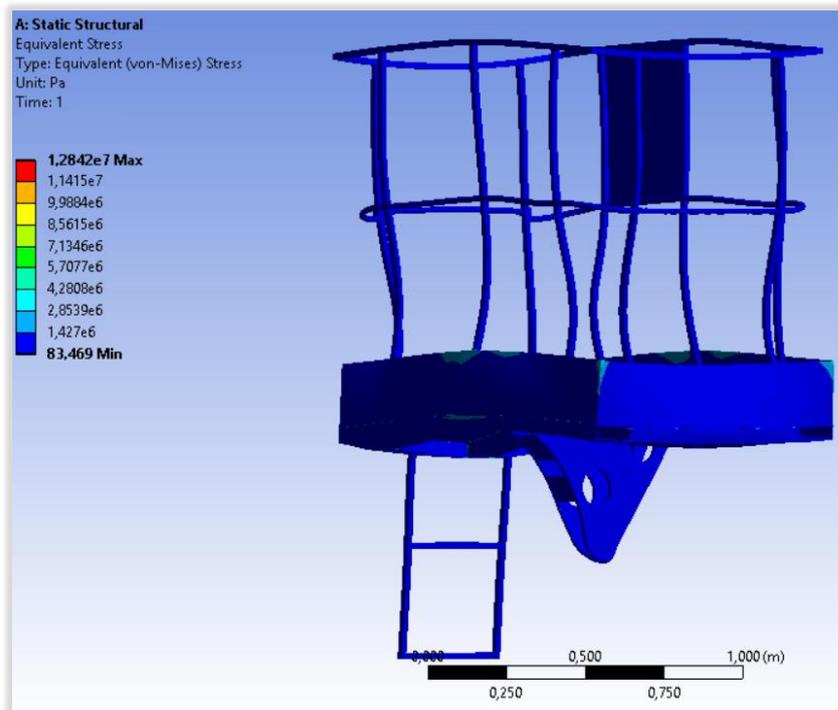


Figura 3-5 Esfuerzo Von Mises para plataforma de trabajo.

Las figuras 3-3 y 3-4 ilustran la canasta elaborada con un programa de modelado 3D, la figura 3-5 detalla los esfuerzos de Von Mises actuantes sobre la canasta, para lo que se utilizó un análisis de elementos finitos, que permite obtener los resultados de la tabla 3-3 y se selecciona los materiales detallados en la tabla 3-4.

Tabla 3-3 Resultados de Plataforma de trabajo.

Esfuerzo a la fluencia	Esfuerzo equivalente de Von Misses	Factor de seguridad
246MPa	Máximo 19,79MPa	12

Tabla 3-4 Materiales utilizados para la plataforma de trabajo.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Plancha antideslizante	1	-----	1100x900x3	ASTM A36
Perfil cuadrado	12	1100	20x20x2	ASTM A500 Gr. A
Perfil cuadrado	2	900	20x20x2	ASTM A500 Gr. A
Perfil cuadrado	2	750	20x20x2	ASTM A500 Gr. A
Perfil cuadrado	2	350	20x20x2	ASTM A500 Gr. A
Tubería estructural.	4	380	¾ pulg x 2 mm	ASTM A500 Gr. A
Tubería estructural doblada a 90°	4	120	¾ pulg x 2 mm	ASTM A500 Gr. A
Tubería estructural.	2	590	¾ pulg x 2 mm	ASTM A500 Gr. A
Platinas	4	-----	26x26x2	ASTM A36
Plancha laminada en caliente	2	-----	1112x150x6	ASTM A36
Plancha laminada en caliente	2	-----	900x150x6	ASTM A36
Perfil rectangular	2	1112	150x50x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	3	612	100x50x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	3	406	100x50x5	ASTM A500 Gr. A
Plancha laminada en caliente	2	-----	612x500x6	ASTM A36

3.3 Elemento A.

Para esfuerzos combinados, la norma británica BS 2573-2 recomienda que el factor de seguridad FS, entre el esfuerzo equivalente de Von Mises y la resistencia última a la tracción debe ser de 4, lo cual se calcula a partir de la tabla 2-16 para el caso más crítico.

El elemento A, es una de las piezas más complejas del elevador hidráulico, como se observa en la figura 3-6, debido a que tiene que soportar a 5 elementos, incluido un cilindro hidráulico, por lo que después de modelarlo en un programa 3D, se le realizó nuevamente un análisis de elemento finitos que se muestra en la figura 3-7.

Los resultados de la figura 3-7, permiten calcular el factor de seguridad mostrado en la tabla 3-5 y seleccionar los elementos de la tabla 3-6.

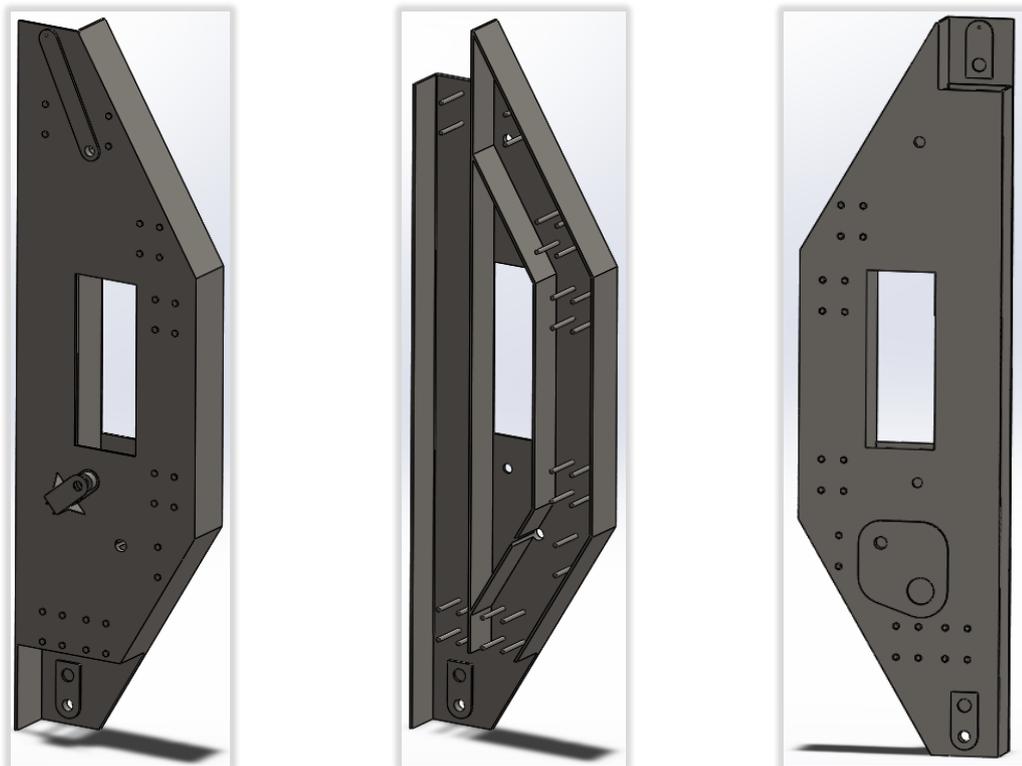


Figura 3-6 Características del elemento A.

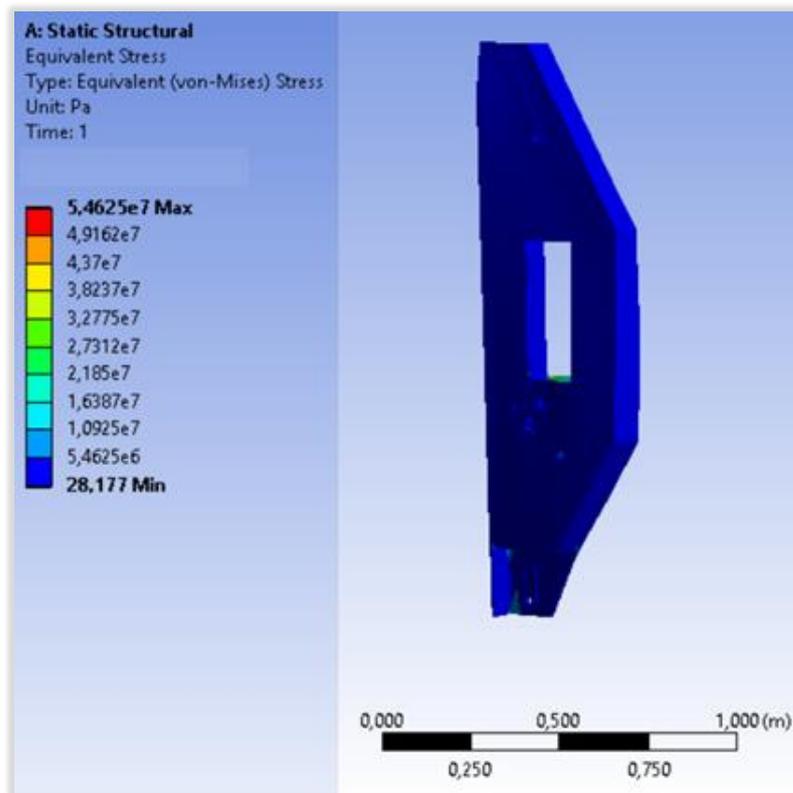


Figura 3-7 Esfuerzo Von Misses para elemento A.

Tabla 3-5 Resultados Elemento A.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo equivalente de Von Misses	Factor de seguridad
345MPa	Máximo 72,11MPa	4,8

Tabla 3-6 Materiales utilizados para el Elemento A.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Plancha laminada en caliente	2	-----	1650x452x6	ASTM A36
Perfil rectangular	1	1650	150x100x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	2	603	150x100x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	1	605	150x100x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil cuadrado	4	43,5	20x20x2	ASTM A500 Gr. A

Plancha laminada en caliente	2	-----	612x500x6	ASTM A36
Platinas	1	-----	310x46x6	ASTM A36
Platinas	1	-----	215x210x6	ASTM A36
Platinas	2	-----	120x50x2	ASTM A36
Platinas	3	-----	120x50x6	ASTM A36
Platinas	4	-----	47,5x30x2	ASTM A36

3.4 Eslabones (B, C y D)

Los eslabones también están sometidos a esfuerzos combinados, por lo que, igual al elemento A, se debe asegurar que su factor de seguridad con respecto al esfuerzo equivalente de Von Mises detallados en las figuras 3-9, 3-11 y 3-13, sea mayor a 4 (Tablas 3-7, 3-9 y 3-11)

3.4.1 Eslabón C

El eslabón C (Figura 3-8) es el ubicado en la parte superior y conecta el elemento A con la plataforma de trabajo, además soporta el cilindro hidráulico de diámetro 50 mm, sus componentes se detallan en la tabla 3-8.

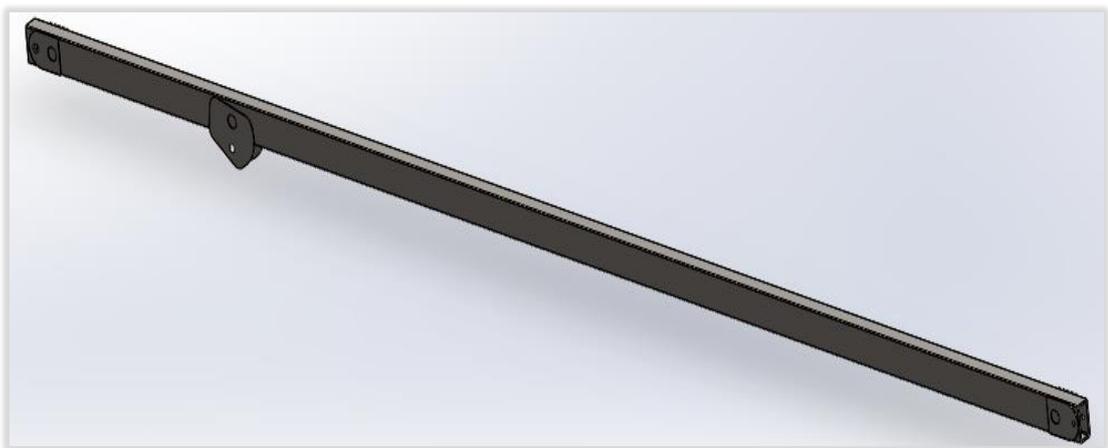


Figura 3-8 Eslabón C.

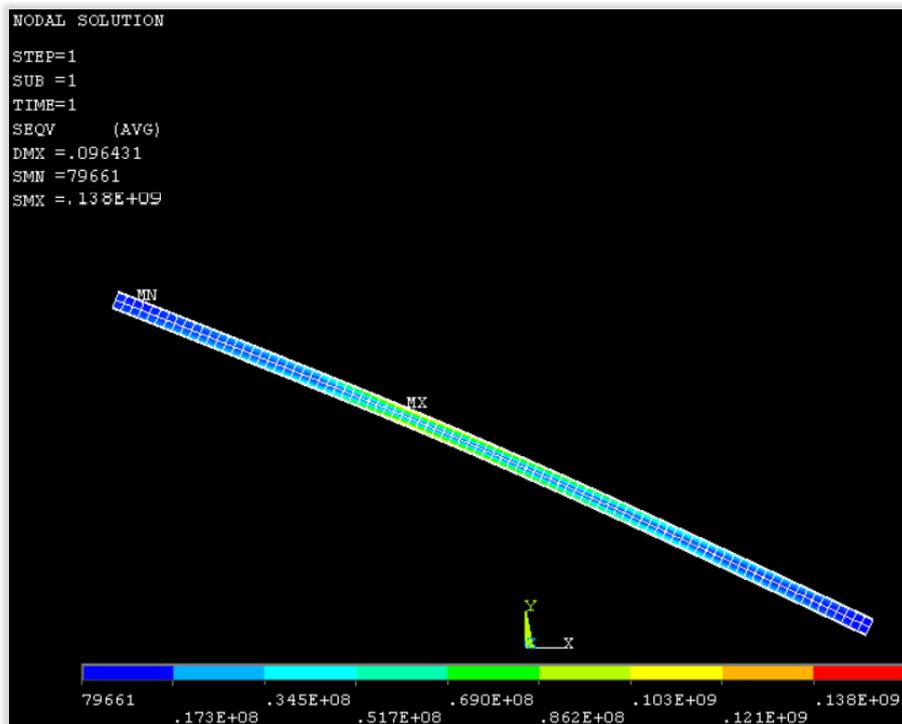


Figura 3-9 Esfuerzo Von Misses para eslabón C.

Tabla 3-7 Resultados Eslabón C.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo equivalente de Von Misses	Factor de seguridad
427MPa	Máximo 138MPa	3,1
	Real 103MPa	4,1

Tabla 3-8 Materiales utilizados para el Eslabón C.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	4560	100x50x6	ASTM A500 Gr. C
Platina	2	-----	200x150x2	ASTM A36
Platina	4	-----	132x100x2	ASTM A36

3.4.2 Eslabón B

El eslabón B (Figura 3-10), se encuentra en la parte intermedia y conecta el elemento A con el eslabón D, además soporta el cilindro hidráulico de diámetro 40 mm, sus componentes se detallan en la tabla 3-10.

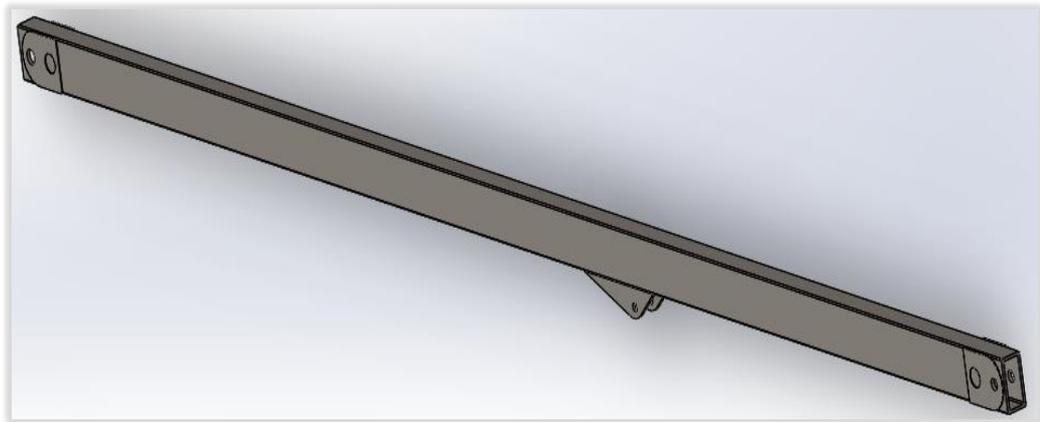


Figura 3-10 Eslabón B.

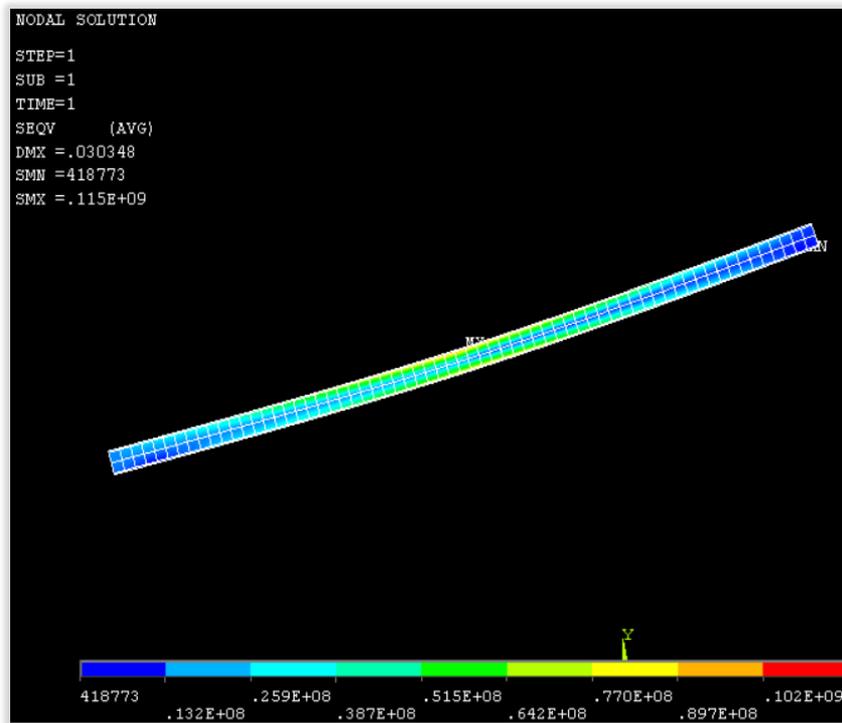


Figura 3-11 Esfuerzo Von Misses para eslabón B.

Tabla 3-9 Resultados Eslabón B.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo equivalente de Von Misses	Factor de seguridad
427MPa	Máximo 115MPa	3,7
	Real 90MPa	4,7

Tabla 3-10 Materiales utilizados para el Eslabón B.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	3575	100x50x6	ASTM A500 Gr. C
Platina	2	-----	250x60x2	ASTM A36
Platina	1	-----	250x50x2	ASTM A36
Platina	4	-----	132x100x2	ASTM A36

3.4.3 Eslabón D

El eslabón D (Figura 3-12), es el encargado de conectar toda la estructura extensible, con el remolque, es un eslabón fijo a 66° y permite la rotación de todo el sistema.

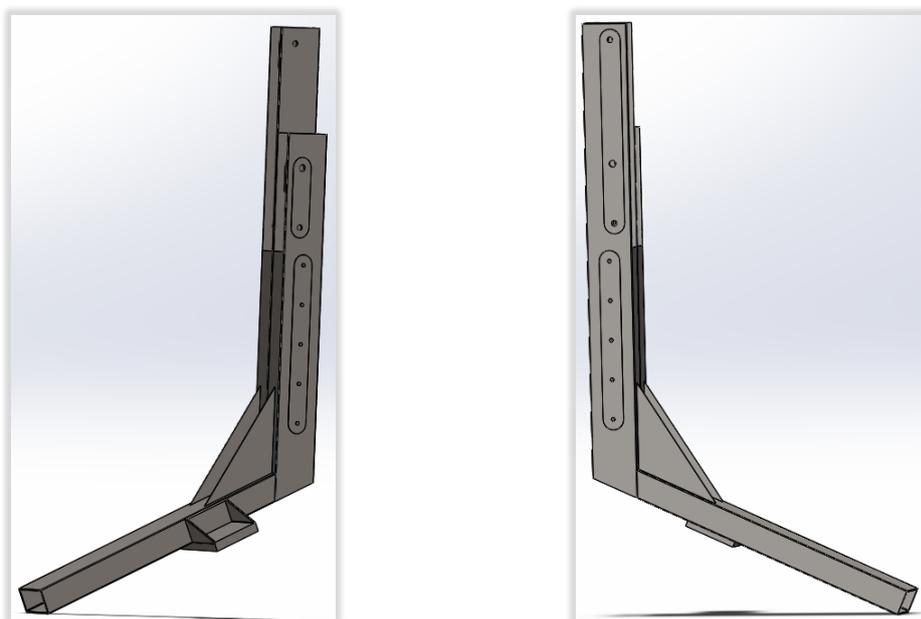


Figura 3-12 Vistas del Eslabon D.

El eslabón D se lo construyó a partir de dos vigas, debido a que en el mercado ecuatoriano, no se disponían de vigas, con las dimensiones requeridas, sus componentes se detallan en la tabla 3-12.

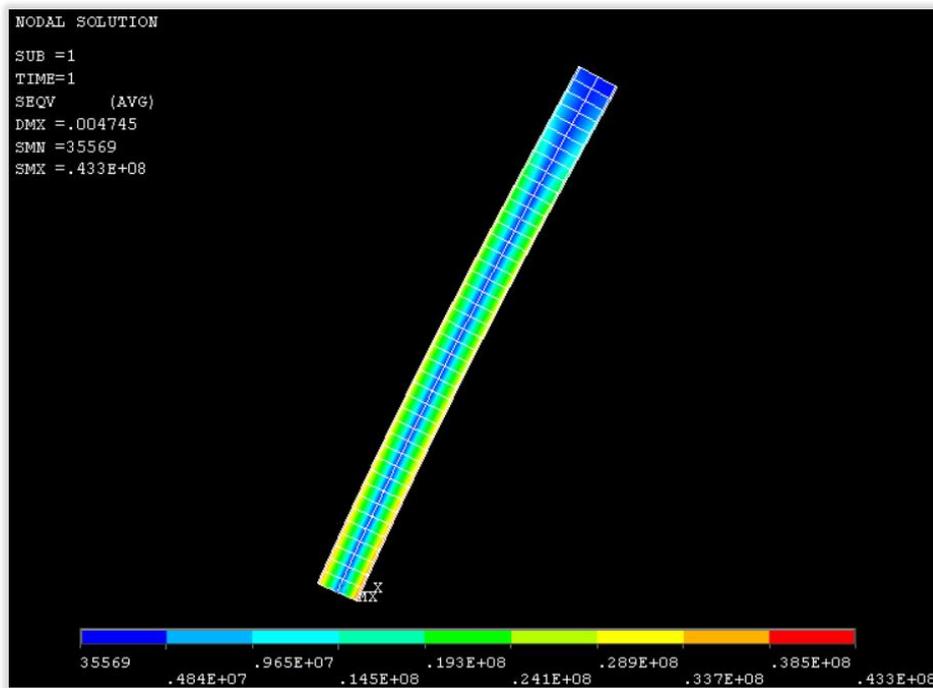


Figura 3-13 Esfuerzo Von Misses para Eslabón D.

Tabla 3-11 Resultados para Eslabón D.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo equivalente de Von Misses	Factor de seguridad
312MPa	Máximo 43,3MPa	7,2

Tabla 3-12 Materiales usados en Eslabón D.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	1800	175x75x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	1	1400	175x75x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	1	1145	150x100x5	ASTM A500 Gr. A
Perfil rectangular	1	150	200x100x6	ASTM A500 Gr. A
Platina	3	-----	125x50x6	ASTM A36
Platina	1	-----	125x50x2	ASTM A36
Platina	3	-----	780x80x2	ASTM A36

Platina	1	-----	306x80x2	ASTM A36
Platina	2	-----	330x330x2	ASTM A36

3.5 Tensores (1 y 2).

Los tensores actúan de manera diferente a los eslabones, debido a que no están sometidos a esfuerzos combinados, ellos solo actúan bajo esfuerzos de tensión y compresión axiales, para lo cual la norma británica recomienda, que el factor de seguridad entre el esfuerzo (Figuras 3-15 y 3-17) y la resistencia última a la tracción sea de 5 para tensión (Tabla 3-16) y 4 para compresión (Tabla 3-14)

3.5.1 Tensor #01

El tensor #01 (Figura 3-14) es el conector entre el elemento A y la plataforma de trabajo, ayuda principalmente a asegurar que la canasta permanezca horizontal en su ascenso, es decir evita el giro, que se produciría a estar conectado con un solo eslabón.

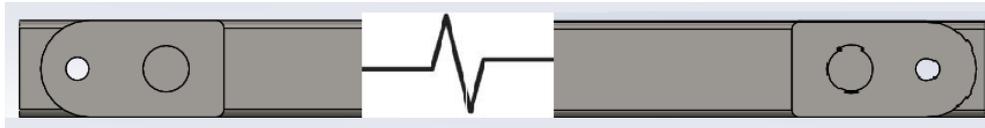


Figura 3-14 Tensor #01

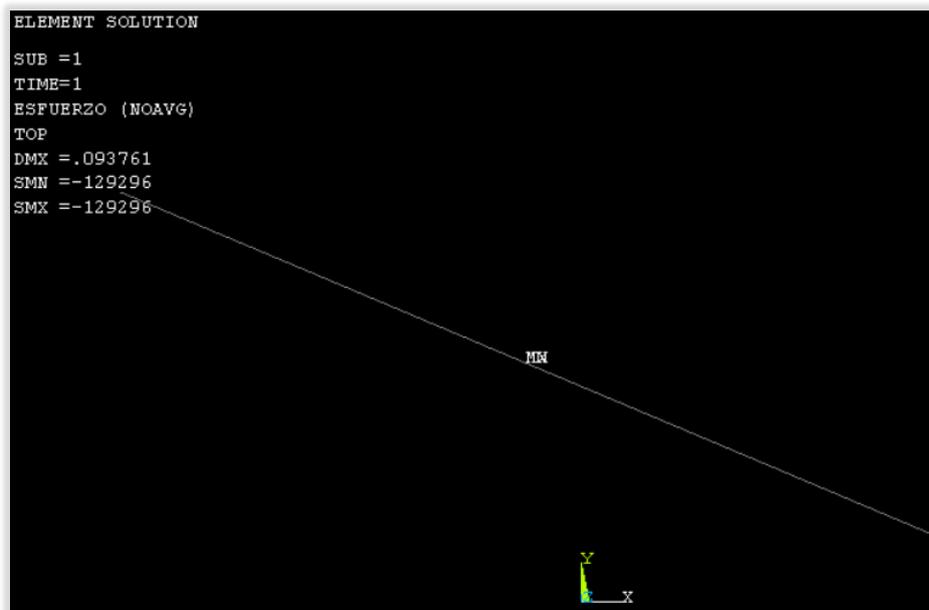


Figura 3-15 Esfuerzo axial de compresión del tensor #01.

Tabla 3-13 Resultados de Tensor #01 con dimensiones iniciales.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo axial de compresión.	Factor de seguridad
312MPa	Máximo 129,3KPa	>1000

Como el factor de seguridad fue muy elevado, se decidió escoger la mínima viga disponible en el mercado, generando los resultados de la tabla 3-14.

Tabla 3-14 Resultados de Tensor #01 con dimensiones finales.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo axial de compresión.	Factor de seguridad
312MPa	Máximo 5,4MPa	57,8

Tabla 3-15 Materiales utilizados en el tensor #01.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	4560	25X25x2	ASTM A500 Gr. A
Platina	4	-----	132x25x2	ASTM A36

3.5.2 Tensor #02

El tensor #02 (Figura 3-16) es el conector entre el elemento A y el eslabón D, su función principal es hacer que el elemento A, baje en posición vertical, pero debido a que la fuerza generada en esta sección también es alta, ayuda a distribuir los esfuerzos, entre el tensor y el eslabón C.



Figura 3-16 Tensor #02

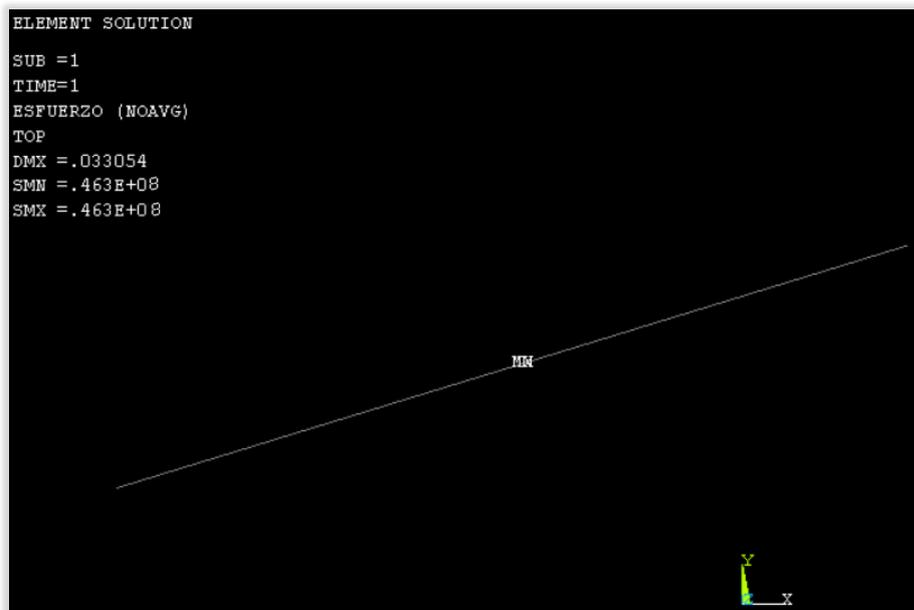


Figura 3-17 Esfuerzo axial de tensión del Tensor #02

Tabla 3-16 Resultados para tensor #02.

Esfuerzo último a la tracción	Esfuerzo axial de compresión.	Factor de seguridad
312MPa	Máximo 46,3MPa	6,7

Tabla 3-17 Materiales usados para el Tensor #02.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	3560	100X50x6	ASTM A500 Gr. A
Platina	4	-----	215x150x2	ASTM A36

3.6 Pasadores.

Los pasadores están diseñados con acero AISI 1018, ya que es un material muy resistente y fácil de maquinar, están ubicados de forma que permitan la rotación entre los elementos de la figura 3-18 y permitan que el equipo se pueda elevar.

Debido a que los pasadores, están sometidos a esfuerzos cortantes, la norma británica recomienda que el factor de seguridad con respecto al esfuerzo ultimo a la tracción (440 MPa para acero AISI 1018), este por arriba de los 7,2, como lo detallado en la tabla 3-18.

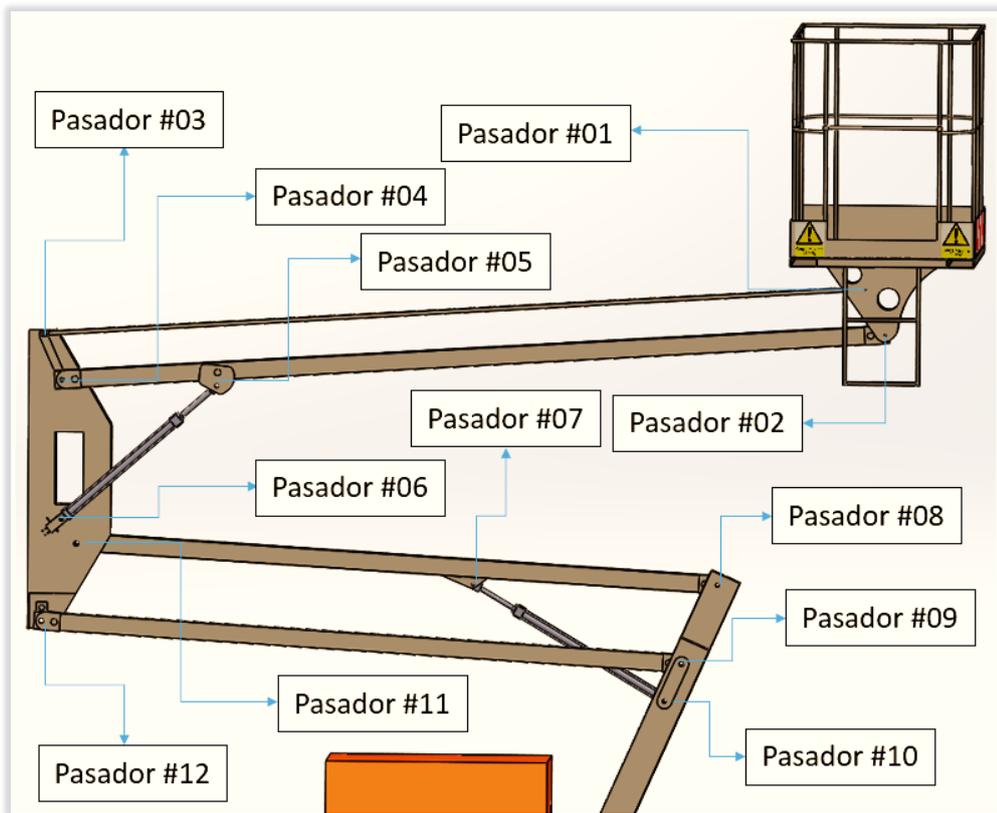


Figura 3-18 Ubicación de los pasadores en el elevador.

Tabla 3-18 Pasadores seleccionados.

# de Pasador	Selección [mm]	Esf. Cort. [Mpa]	FS Estático	FS recom.
1	M4	13,39	19	24,9
2	M12	29,69	8,5	11,2
3	M4	13,39	19	24,9
4	M24	37,63	6	7,88
5	M26	42,47	5,9	7,7
6	M26	42,47	5,9	7,7
7	M22	43,41	6	7,8
8	M22	37,22	6,8	9
9	M26	42,24	6	7,8
10	M22	43,41	6	7,8
11	M28	37,63	6,8	8,8
12	M26	42,24	6	7,8

3.7 Platinas.

En algunos casos, se pudo observar que el factor de seguridad producido contra el máximo esfuerzo, es menor al recomendado por la normas, pero estos esfuerzos

solamente se concentran en áreas muy pequeñas, por eso solo se reforzó esta área con las platinas de las figuras 3-19 a la 3-23 y se evitó tener que selección vigas de mayor tamaño, que producirían que se eleve el costo del elevador.

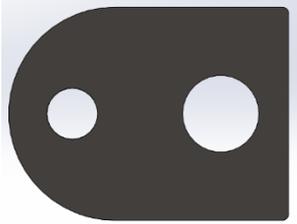


Figura 3-19 Platina de sujeción para extremos

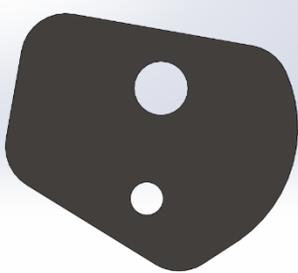


Figura 3-20 Platina de apoyo para el cilindro hidráulico #01.

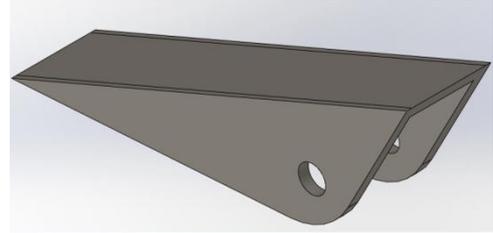


Figura 3-21 Platina de apoyo para el cilindro hidráulico #02

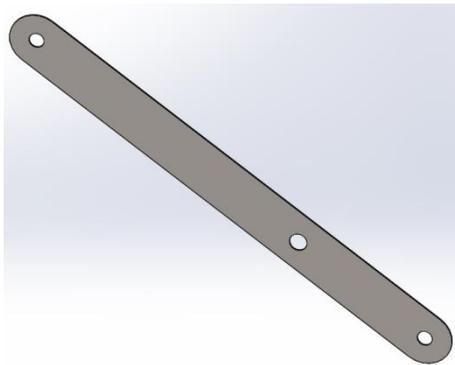


Figura 3-22 Platina de sujeción para varias conexiones.

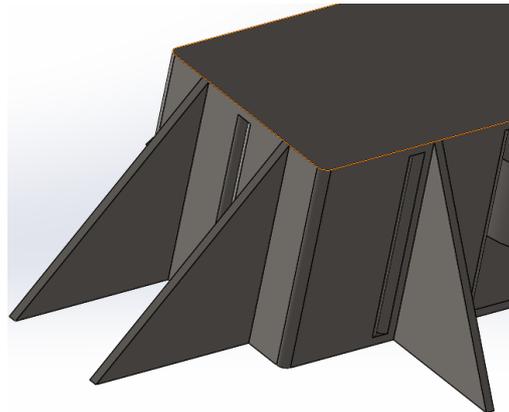


Figura 3-23 Platina de sujeción para mayor área de soldadura.

Tabla 3-19 Factor de seguridad de las platinas

Tipo de Platina	Espesor [m]	Fuerza [N]	FS aplast.
Platina Tensor #01 [x2]	0,004	1100	5,5
Platina Tensor #02 [x2]	0,016	35000	3,0
Platina Eslabon C con Canasta	0,004	3358,3	3,6
Platina Eslabon C con Piston #01	0,016	38050	2,7
Platina Eslabon C con Elemento A	0,016	38265,7	2,5
Platina Eslabon B con Elemento A	0,016	42124	2,7
Platina Eslabon B con Piston #02	0,012	23672	3,3
Platina Eslabon B con Eslabon D	0,012	25722	2,6
Piston #01 con Elemento A	0,016	38050	2,7
Piston #02 con Elemento D	0,012	23672	3,3

3.8 Tornillo de potencia.

El material que se va a utilizar para los tornillos de potencia será acero AISI 1018 (módulo de elasticidad 2×10^5 MPa y límite de fluencia 370 MPa), con una longitud de los tornillos de 1000 mm, un tipo de rosca trapezoidal o ACME con las características de la tabla 3-20 y de la figura 3-24.

Tabla 3-20 Características tornillo de potencia.

Diámetro mayor	2 in
Diámetro medio	1,875 in
Diámetro menor	1,75 in
Paso	0,25 in
Hilos por pulgada	4
Área	2,58 in ²
Coefficiente de rozamiento (μ)	0,15
Angulo para rosca ACME (α)	14,5°

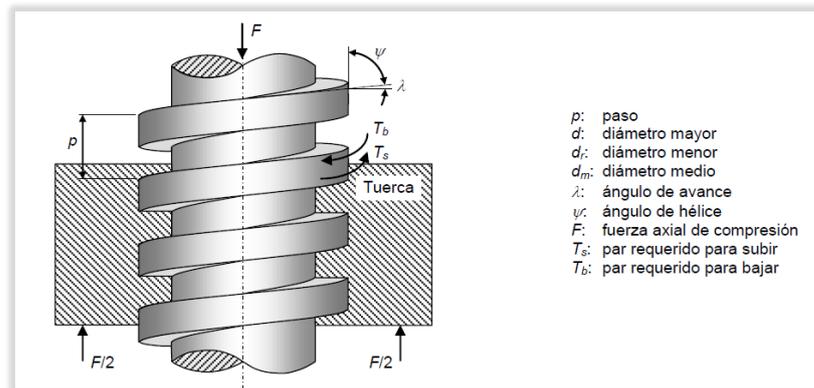


Figura 3-24 Partes de un tornillo de potencia.

3.8.1 Cálculo de los torque de subida y bajada.

El torque necesario para subir y para bajar el elevador se debe hacer el cálculo con el peso del equipo de 1350 kg, este valor se lo debe dividir para 4 y multiplicarlo por la gravedad el cual nos da un valor de 3500 N que debe soportar cada tornillo de potencia, y sin olvidar lo que la norma nos indica que se debe sumar a ese valor 200 N por fuerzas externas de estabilización por lo tanto con estos datos se puede calcular el torque de subida y bajada:

$$T_s = 9,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_b = 3,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Figura 3-25 Tornillo de potencia.

El mecanismo va a funcionar un brazo de palanca de 20 centímetros, lo cual la fuerza que debe aplicar el operario al subir o bajar es la siguiente ($F=T/d$):

$$F_s = 48,25 \text{ N } \text{ ó } 4,92 \text{ Kg}$$

$$F_b = 17,61 \text{ N } \text{ ó } 1,8 \text{ Kg}$$

Para facilitar el buen agarre y mejor comodidad del operario con la subida y bajada del tornillo de potencia (Figura 3-25) se coloca un mango en el extremo de la palanca. Tendrá un diámetro de 25 milímetros con teflón lo cual ayudará a la ergonomía del sistema acoplado.

3.9 Selección de elementos estructurales del remolque.

Para movilizar nuestra maquina se diseñó un remolque (Figura 3-26) que sea de fácil traslado a pequeñas y largas distancias, que se pueda acoplar fácilmente a distintos vehículos realizando pequeñas modificaciones. La base del remolque debe ser capaz de soportar la estructura extensible y la plataforma de trabajo al transportar. En el funcionamiento de la maquina los 4 estabilizadores ayudan a que el equilibrio de la maquina sea confiable y su uso seguro y así poder evitar los posibles volcamientos.

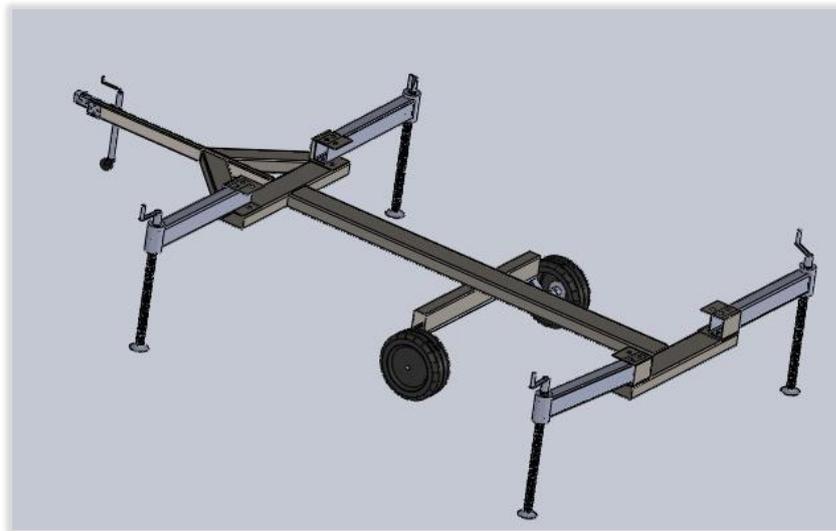


Figura 3-26 Estructura del Remolque

3.9.1 Esqueleto del remolque.

Sobre el esqueleto de la figura 3-27 se monta la estructura extensible.

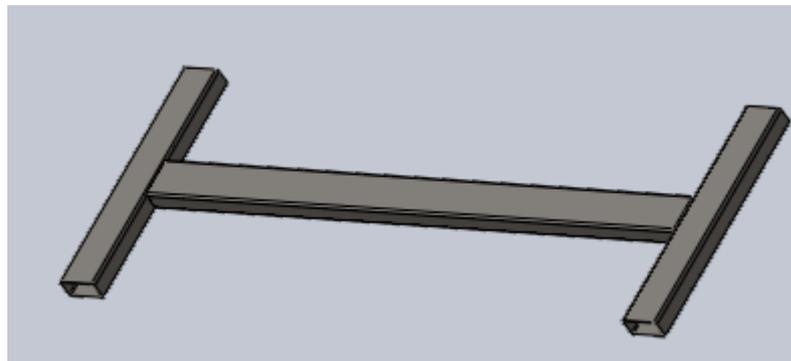


Figura 3-27 Esqueleto del remolque.

Tabla 3-21 Materiales usados en el esqueleto del remolque.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	3000	200x100x6	ASTM A500 Gr. C
Perfil rectangular	2	1200	200x100x6	ASTM A500 Gr. C

3.9.2 Estabilizador del conector remolque vehículo.

Es la estructura que da estabilidad al conector, se utilizan dos estabilizadores iguales a los de la figura 3-28 en el remolque.

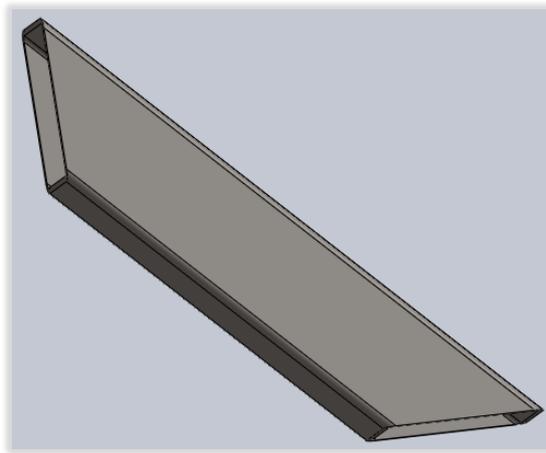


Figura 3-28 Estabilizador del remolque.

Tabla 3-22 Materiales usados para el estabilizador.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular con corte en los extremos de 45°	2	850	150x100x6	ASTM A500 Gr. C

3.9.3 Sistema de fijación al remolque

Es un mecanismo como el detallado en la figura 3-29, que une la viga del conector remolque con el vehículo.

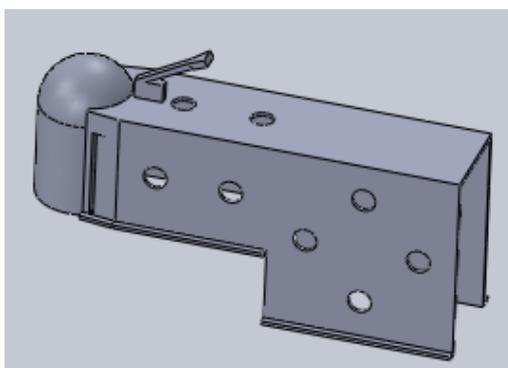




Figura 3-29 Sistema de fijación

Este mecanismo es muy común para remolques de yates, se los puede obtener conociendo la capacidad o peso de lo que se debe jalar, las especificaciones del sistema de fijación de detallan en la tabla 3-23.

Tabla 3-23 Materiales usados en el sistema de fijación.

Descripción.	Cant.	Dimensiones. [mm]	Material.
Conector tortuga	1	Para bola de 50	Aleación de Fe
Bola	1	50 diámetro	
Conector del vehículo	1	Depende del vehículo	

3.9.4 Pata mecánica de remolque o pata delantera

Es el mecanismo ilustrado en la figura 3-30, que permite movilizar la PEMP en cortas distancias ejerciendo una fuerza por el operador. Además cuenta con un tornillo de potencia que permite levantar o regular la altura de la parte delantera.

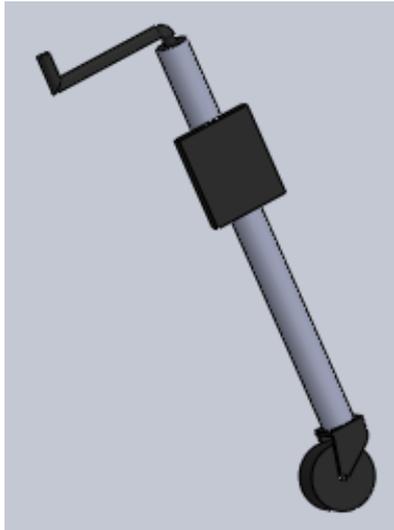


Figura 3-30 Ruedas delanteras.

3.9.5 Base para las llantas.

Es la estructura de la figura 3-31, que se encarga de sujetar el mecanismo de amortiguación de las llantas.

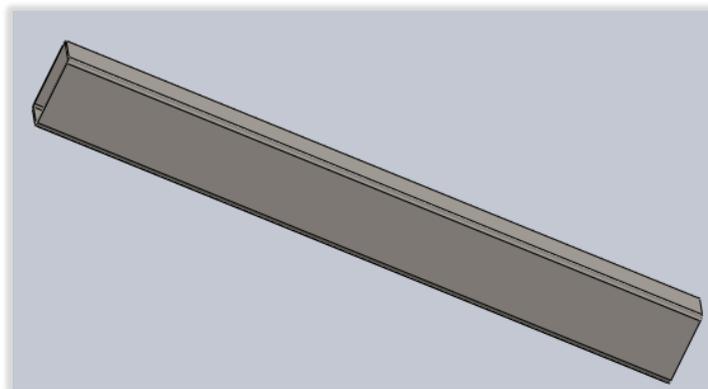


Figura 3-31 Base para las llantas.

Tabla 3-24 Materiales usados para la base de las llantas.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	1300	150x100x6	ASTM A500 Gr. C

3.9.6 Sistema de amortiguación.

Para la amortiguación se utiliza un mecanismo común en los remolques (Figura 3-32), el cual puede soportar hasta dos toneladas y como la PEMP pesa aproximadamente 1,5 toneladas funciona de buena manera.



Figura 3-32 Sistema de amortiguación.

3.9.7 Ruedas traseras

Se muestran en la figura 3-33 y permiten el traslado del elevador a pequeñas y largas distancias, son muy comunes en el mercado y fáciles de reemplazar.



Figura 3-33 Ruedas traseras

Tabla 3-25 Características rueda trasera.

Descripción.	Cant.	Dimensiones.	Material.
Llanta	2	175 70 R13	Caucho comercial

3.9.8 Sistema de fijación del estabilizador

Es un elemento estructural (Figura 3-34) que permite unir la base del remolque con el estabilizador, además permite la rotación del estabilizador y se lo ajusta con un perno de sujeción.

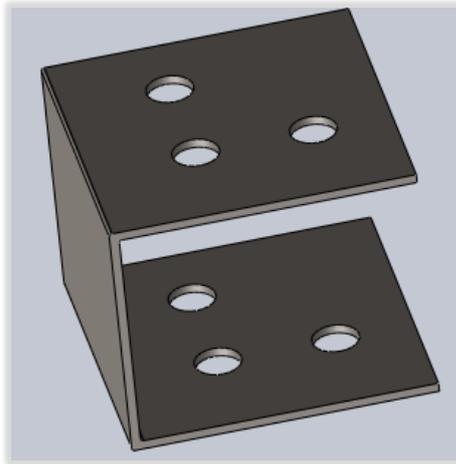


Figura 3-34 Sistema de fijación.

Tabla 3-26 Materiales usados en el sistema de fijación.

Descripción.	Cant.	Dimensiones. [mm]	Material.
Platina	2	196x196x6	AISI 4340
Platina	1	196x1152x6	AISI 4340

3.9.9 Estabilizador

Este perfil estructural tiene la forma de la figura 3-25, tiene una rotación de 90° y es el que permite unir la base del remolque con el tornillo de potencia, y a su vez, soporta la elevación de la plataforma, los componentes se detallan en la tabla 3-27 y se unen mediante soldadura.

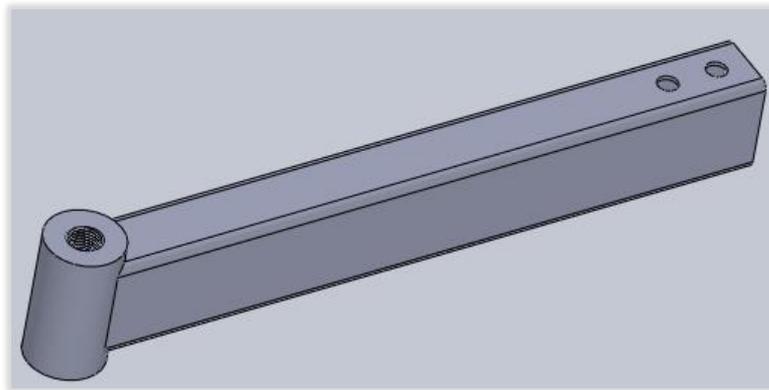


Figura 3-35 Estabilizador

Tabla 3-27 Materiales usados para el estabilizador.

Descripción.	Cant.	Long. [mm]	Dimensiones. [mm]	Material.
Perfil rectangular	1	1000	150x100x6	ASTM A500 Gr. C
Cilindro	1	175	Diametro:114	

3.10 Componentes del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico de la PEMP está compuesta de una bomba de engranaje, un motor, válvulas de alivio de presión, una electroválvula de posición de 3 vías 3 posiciones la cual debe ser pulsada para el ingreso o salida del fluido hidráulico, dos electroválvulas de 2 vías 2 posiciones que deben accionarse para subir o bajar la PEMP, una válvula reguladora de caudal, filtros, un deposito hidráulico, una válvula anti retorno y dos pistones hidráulicos.

Los componentes del sistema hidráulico se los puede visualizar en el diagrama detallado en la figura 3-36.

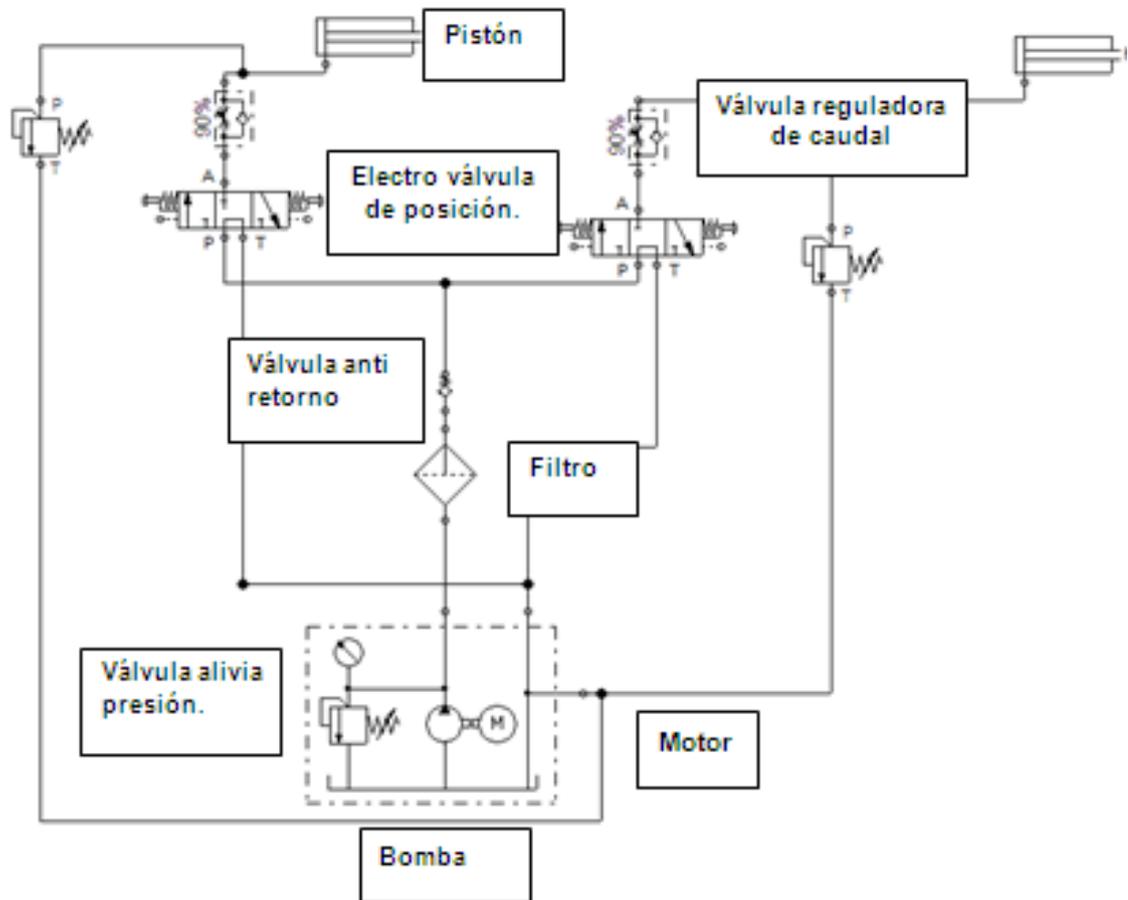


Figura 3-36 Diagrama del sistema hidráulico.

3.10.1 Bomba hidráulica.

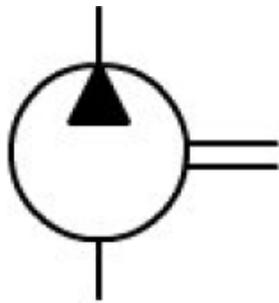
Para la bomba hidráulica de la figura 3-37 se tienen los siguientes requerimientos:

$$Q = 2 \text{ GPM}$$

$$P = 6000 \text{ psi}$$

El caudal es similar para los dos cilindros y nos da 0,6 GPM aunque funcionan de manera independiente se desea prevenir que al accionar las dos electroválvulas de posicionan que permite el ingreso del fluido hidráulico la velocidad de la PEMP disminuya, por esa razón se coloca una válvula reguladora de caudal antes de los cilindros. La presión en el pre diseño nos dio un valor de 5500 psi con las pérdidas

por ductos, accesorios del sistema hidráulico y variación de presión, donde se calculó dando un valor de 200 psi, por ello se redondeó a 6000 psi.



Especificaciones de la bomba de engranajes:

Q= 2GPM

Presión: 6000 psi

RPM= 1800

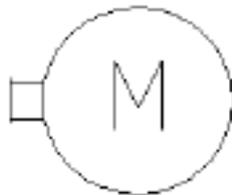
Figura 3-37 Simbología y características de la bomba hidráulica.

3.10.2 Motor eléctrico.

El cálculo para el motor eléctrico que se va a seleccionar nos da:

$$Pot = 1,55 HP$$

Como el motor tiene una eficiencia del 80% por lo tanto se va a seleccionar un motor de 2 HP con las características de la figura 3-38.



Especificaciones del motor eléctrico:

V=110/220

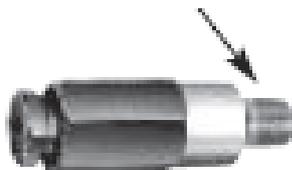
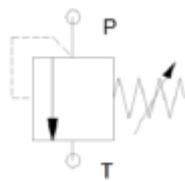
RPM=1800

Pot(HP)= 2HP

Figura 3-38 Simbología y características del motor eléctrico.

3.10.3 Válvula aliviadora de presión.

Las válvulas seleccionadas son de las características de la figura 3-39 y se accionan a presiones de 6500 psi, su ajuste es por medio de tornillo.



Especificaciones para la válvula reguladora de presión:

Presión= 6500 Psi

Ajuste por tornillo.

Caudal= 2 GPM

Figura 3-39 Simbología y características de la válvula aliviadora de presión.

3.10.4 Filtro.

Como se mencionó en el capítulo 2, los filtros deben tener de 10 a 20 micrómetros de capacidad de filtración por ser para maquinas hidráulica, por lo que se va a utilizar dos filtros (Figura 3-40), uno para el depósito hidráulico y uno para la línea.



Especificaciones del filtro:

Presión= 6500 Psi

Ajuste por tornillo.

Caudal= 2 GPM

Figura 3-40 Simbología y características del filtro.

3.10.5 Válvula anti-retorno.

Para la válvula anti-retorno de la figura 3-41, se necesita que la presión máxima sea de 6500 psi y 2 GPM.



Especificaciones de la válvula anti-retorno:

Presión= 6500 Psi

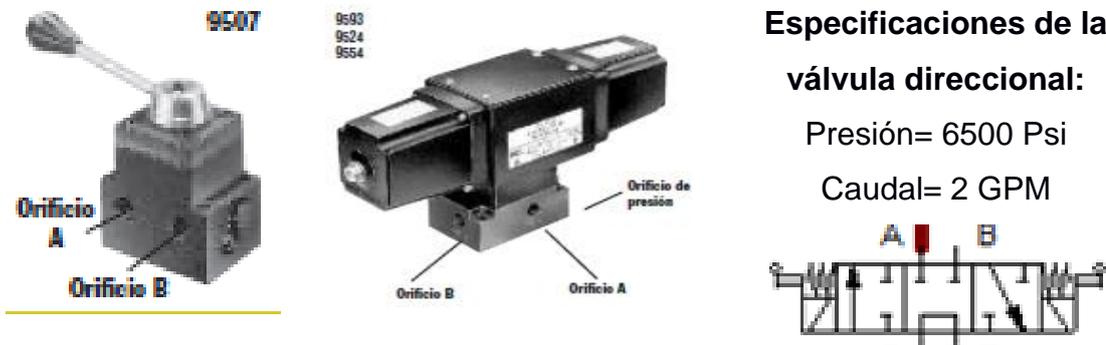
Caudal= 2 GPM

Figura 3-41 Simbología y características de la válvula anti-retorno.

3.10.6 Válvula direccional.

Se van a utilizar dos válvulas de dirección de flujo detallas en la figura 3-42, una que permita el ingreso y retorno del fluido hidráulico que es de 3 vías y tres

posiciones, la otra que permita seleccionar que cilindro se desea accionar y es de dos vías dos posiciones.



Especificaciones de la válvula direccional:

Presión= 6500 Psi

Caudal= 2 GPM

Figura 3-42 Simbología y características de la válvula direccional.

La válvula de 3 vías y tres posiciones se la va accionar mediante pulsador, donde el operador de la maquina va a tener presionado para que el fluido hidráulico ingrese a los cilindros, para la otra válvula su accionamiento va a ser mediante palanca que permita accionar el cilindro hidráulico.

3.10.7 Deposito hidráulico.

Para el depósito hidráulico de la figura 3-43, se va a mantener recomendaciones de los diseñadores del mismo, los cuales indican que el volumen del depósito hidráulico debe ser al menos 4 veces mayor al volumen de los cilindros hidráulicos, por lo tanto el volumen de los cilindros son de 1,5 litros cada uno.



Figura 3-43 Simbología y características del depósito hidráulico.

3.11 Costos del elevador hidráulico articulado.

En las listas a continuación, se incluyen detallan los elementos necesarios que se deben adquirir, para construir todas las partes anteriormente mencionadas, los precios han sido investigados dentro del mercado ecuatoriano, y su fin es que el

costo aquí calculado, sea lo más real posible, si se quisiera llevar a cabo la construcción.

3.11.1 Costos estructurales.

Detallados en la tabla 3-28 los cuales incluyen los perfiles, planchas, tubos y demás elementos hechos de acero.

Tabla 3-28 Lista de elementos estructurales.

Componente	Longitud (m)	Material	Cant.	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Plancha de 1220x2440x6 mm	-	ASTM A36	1	103.75	103.75
Plancha de 1220x2440x2 mm	-	ASTM A36	1	35.60	35.60
Tubo rectangular de 100x150x5 mm	6	ASTM A500	4	115	460
Tubo rectangular de 20x20x2 mm	6	ASTM A500	4	11	44
Tubo rectangular de 150x100x6 mm	6	ASTM A500	1	27	81
Tubo rectangular de 200x100x6 mm	6	ASTM A500	1	179.89	539.67
Tubo rectangular de 175x75x5 mm	6	ASTM A500	1	135	135
Plancha antideslizante de 1220x2440x2 mm	-	ASTM A36	1	43.28	43.28
Eje 2"	4	AISI 1018	1	55.45	221.8
Sub-total de elementos estructurales (USD)					1664.10

3.11.2 Costos del sistema de control

Detallados en la tabla 3-29, son los costos relacionados con el sistema hidráulico incluido los cilindros hidráulicos.

Tabla 3-29 Lista componentes hidráulicos.

Componente	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Bomba de engranajes	1	158.00	158.00
Manguera hidráulica (15 metros)	1	25	25.00
Primer cilindro hidráulico	1	957.00	957.00
Segundo cilindro hidráulico	1	1 100.00	1 100.00
Aceite hidráulico (6 litros)	1	100.00	100.00
Válvula aliviadora de presión	1	82.40	82.40
Válvula reguladora de caudal	2	45	90
Válvula direccional 4/3	1	275	275
Válvula direccional 2/2	1	146.93	146.93
Válvula anti-retorno	2	12.94	25.88
Filtro de descarga con cabeza de filtro	1	30.00	30.00
Filtro de depósito	1	25.00	25.00
Depósito de aceite (Incluye motor de 5 HP)	1	850.00	850.00
Motor eléctrico 1/3 HP	1	239.23	239.23
Brida V5	1	73	73
Reductor angular M170	1	368	368
Batería 6V-171A/h	2	140	280
Generador 5 KVA	1	830	830
Sub-total de sistema control (USD)			7878.44

3.11.3 Costos adicionales

Detallado en la tabla 3-30 y son los costos relacionados con los elementos comerciales del remolque.

Tabla 3-30 Otros componentes importantes.

Componente	Cant.	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Llantas 175/70/13	2	50.00	100.00
Eje de torsión para carretones	1	275.00	275.00
Pata mecánica para remolques	1	50	50.00
Conector para vehículos (Carretones)	1	25.00	25.00
Bola para remolque	1	10.00	10.00
Acople para remolque	1	45.00	45.00
Sub-total de adicionales (USD)			505.00

3.11.4 Costos de mecanizado

Detallados en la tabla 3-31 e incluyen los costos de trabajo necesario para dar la forma final de los elementos estructurales.

Tabla 3-31 Lista de operaciones para el maquinado de las piezas.

Operación	Costo por hora (USD/h)	Total de horas (h)	Costo total (USD)
Torneado	5	1	5.00
Taladrado	5	2	10.00
Soldadura	12	100	1200.00
Corte por plasma	15	20	300.00
Fresado	8	10	80.00
Tronzado	3	8	24.00
Pulido	3	5	15.00
Tecles	5	3	15.00
Esmerilado	2	2	4.00
Cizalla	5	2	10.00
Sub-total de mecanizado (USD)			1663.00

3.11.5 Costos totales

Resumen de los costos necesarios para construir el elevador.

Tabla 3-32 Lista para estimación de costos finales.

Estructurales	1664.10
Sistema de control	7878.44
Costos adicionales	505.50
Costos de mecanizado	1663.00
Gran Sub-total	11711.04
IVA (12%)	1405.32
Total (USD)	13 116. 60

Con el precio referencial de la tabla 3-32, se fija el precio en 14 000 USD.

Se debe tomar en cuenta, que no se incluyen precios de elementos eléctricos, ni costos de ingeniería.

3.11.6 Precio del equipo en el exterior.

La importación de este tipo de máquinas genera costos adicionales. Se presenta en la tabla 3-33 la estimación del costo total de un elevador articulado de 13 500 USD proveniente de Estados Unidos (Figura 3-44).

2011 SNORKEL TL34 Plataforma Aérea

Precio: \$13,500 USD USD ▾

Cooleys Truck & Equipment

Contacto: Jeff Cooley
877-398-2085
814-398-2085

Información del Vendedor

Mapa 27994 Gravel Run Rd
CAMBRIDGE SPRINGS, PA 16403
USA

Contacte al Vendedor

Nombre:*

[Register](#)

Email:*

Teléfono:*

Figura 3-44 Precio de un elevador hidráulico en EEUU.

Fuente: (Rock & Dirt, 2016)

Tabla 3-33 Costos de importación.

1. Costo	\$	13500.00
2. Valor CIF desde origen a Guayaquil (Costo , seguro y flete)		16 970.00
2.1 Flete de origen a Guayaquil		3200.00
2.2 Seguro (CFR)	2%	270.00
3. Nacionalización		2110.00
3.1 Agente afianzado		250.00
3.2 Almacenamiento (Bodega temporal)		500.00
3.3 Transporte local		600.00
3.4 Collect fee		160.00
3.5 Gastos en destino con naviera		600.00
4. Impuestos local		3442.50
4.1 FODINFA (Fondo de desarrollo para la infancia)	0.5%	67.50
4.2 ARANCEL	20%	2700.00
4.4 Salvaguardia	0%	-
4.4 Impuesto a la salida de divisas	5%	675
Total	\$	22 522.00

El costo adicional por la importación es de un 62%.

CAPÍTULO 4

4 DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Discusión

Se analizó los elementos estructurales en función de la normativa británica BS 2573-2:1980 “Rules for the design of cranes”, la cual estaba referenciada en la norma española UNE EN-280; en esta norma se calcula el factor de seguridad en función de la vida útil que se desea a nuestra máquina, los elementos seleccionados, aseguran que estos factores siempre sean mayores a los recomendados, para asegurar que nuestro elevador tenga una vida útil mayor a 24000 horas, lo cual con uso normal de 8 horas al día, 5 días a la semana, nos proporciona más de 15 años de vida útil para esta máquina, lo cual es recomendado en la UNE EN-280 como un tiempo de vida promedio y estándar.

La mayoría de elementos estructurales fueron seleccionados en acero ASTM A500, ya que es un acero que tiene una mayor resistencia que el estándar ASTM A36, además es el más comúnmente utilizado para perfiles cuadrados y rectangulares, los cuales eran los tipos de perfiles que más se ocupó para este diseño.

Los pasadores fueron diseñados con acero AISI 1018, el cual es el más utilizado dentro del país, para estas aplicaciones, debido a que su resistencia es mayor al acero estándar y principalmente porque es fácil de maquinar.

El acero estándar ASTM A36 fue utilizado en principalmente en las planchas, debido a que, de estas se extrajo las platinas y demás elementos pequeños, cuya función es reforzar ciertos lugares donde se concentra el esfuerzo, o de simplemente evitar pequeños desplazamiento hacia los costados entre los elementos estructurales; también las planchas antideslizantes fueron adquiridas en este material, porque las fuerzas a las que son sometidas, son muy bajas.

La capacidad de carga de nuestra plataforma es de 210 Kg, lo cual nos permite tener dos operadores de unos 80 Kg c/u y herramientas con una masa equivalente a los 40 Kg, la cual para temporadas de bajo viento se la puede aumentar hasta 50 Kg.

Al comparar nuestro diseño con el de fabricante que nos sirvió de guía, se pudo observar que es el peso del equipo es muy parecido, como también sucede con las dimensiones de sus elementos.

Al comparar las características del elevador de referencia, se pudo observar que son prácticamente iguales, los motores que se calculó son de 2 HP, y los del fabricante son 1,5 KW, el depósito usado por el fabricante es de 7 litros, y el que se calculó es de 6 litros, por lo que estas características nos ayudan a comprobar lo cálculos se encuentran dentro de los límites esperados.

4.2 Conclusiones.

- Se diseñó una plataforma elevadora hidráulica articulada móvil de personal que permita ser remolcada distintos tipos de vehículos, con materiales que se puedan encontrar dentro del mercado local.
- El prototipo diseñado es de fácil instalación y mantenimiento, así mismo, las diferentes partes pueden ser reemplazadas de manera rápida; además cumple con los requerimientos establecidos en la norma UNE EN 280 de origen española para asegurar su operación, y dando una vida útil de 15 años.
- Con la ayuda de software de análisis de elementos finitos se realizó un análisis estructural y con un programa CAD 3D se simuló el mecanismo para evitar interferencias y posibles fallas en el futuro montaje.
- La PEMP diseñada tiene una capacidad de 210 Kg, capaz de soportar a dos personas y sus herramientas de trabajo, puede alcanzar una altura de 12 metros y un alcance horizontal de 5 metros ideales para trabajos industriales y con posibles obstáculos en el camino, la estructura extensible puede rotar a 360° y que es de tipo remolcable lo que ayuda en su transportación a pequeñas y largas distancias.
- El precio estimado de la PEMP es de 14,000 USD y comparando con una del extranjero cuyo valor es de 13,000 USD pero al ser importada el valor se eleva al 62% lo cual costaría 22,500USD, se obtuvo un beneficio al construirlas dentro del país, además de su venta de mantenimiento que se la podría realizar de manera rápida.

4.3 Recomendaciones.

- Es importante conocer la norma o normas con la que se va a trabajar para el diseño, para estos tipos de elevadora no existe una norma fija, por lo que se debe trabajar con normas que relacionen el prototipo, la norma UNE EN 280 se base en plataformas elevadoras en general, por lo que se debe buscar información extra.
- Para la selección de los pistones hidráulicos se deben conocer las fuerzas que actúan, que se las obtiene de manera estática y la norma nos da factores de corrección adecuada para las distintas fuerzas.
- En el diseño de los elementos estructurales se deben considerar una ingeniería inversa para poder conocer dimensiones y formas adecuadas para cada una de las partes, además tener en consideración las dimensiones de las vigas que se encuentran en el mercado local.
- El uso de software para la simulación en elementos finitos y dibujo son de mucha importancia para este tipo de diseños para poder presentar el prototipo agradable a la vista y su movimiento final.
- Para el diseño se debe considerar factores de influencia como transporte, mantenimiento, seguridad, ergonomía. Ya que deben ser de fácil uso y no pueden representar un riesgo.

BIBLIOGRAFÍA

AINSA, Soluciones Industriales. (2014). Obtenido de <http://www.ainsa.com.ec/>

BRITISH STANDARD. (2000). *BS 2573-2:1980.*

Etudesur S.L. (2015). Obtenido de <http://usamaqui.com/>

General Sales Services. (2010). Obtenido de <http://www.gss-lift.com/>

JLG Industries. (2015). *JGL REACHINGOUT.* Obtenido de <http://www.jlg.com/es-mx/equipo/elevadores-motorizados-de-pluma>

MAQUINZA. (2014). Obtenido de <http://www.maquinza.co/>

Matilsa. (2015). Obtenido de <http://www.matilsa.es/>

NIFTYLIFT. (2014). *NIFTYLIFT.* Obtenido de <http://www.niftylift.com/>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas.* Pearson.

Rock & Dirt. (2016). Obtenido de <http://espanol.rockanddirt.com/equipment-for-sale/SNORKEL/TL34/invnum=38057724>

Snorkel. (2009). Obtenido de Snorkel: <http://www.snorkelusa.com/>

SOOS Maquinaria. (2015). Obtenido de <http://www.soosmaquinaria.com/>

Terex Corporation. (2015). Obtenido de Genie: <http://www.genielift.com/>

UNE EN-280. (2011). *Plataformas Elevadoras Móviles de Personal.*

APÉNDICE A

Determinación de la carrera de los cilindros hidráulicos.

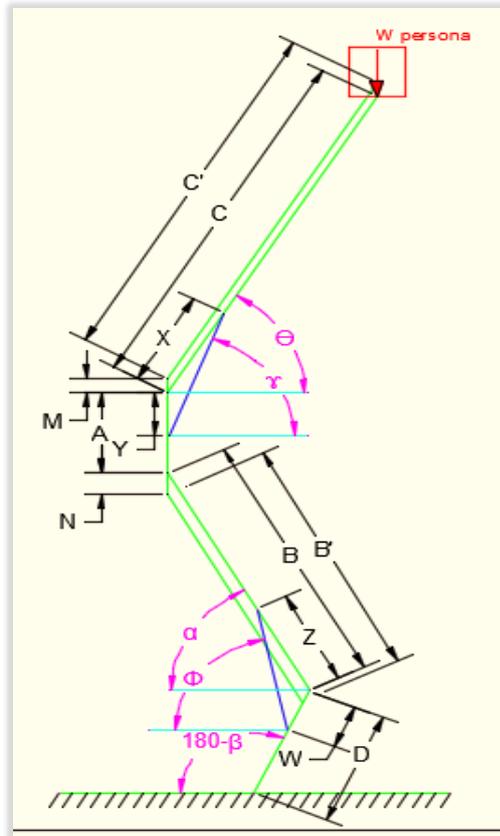


Figura A-1 Simbología del Elevador Hidráulico Articulado.

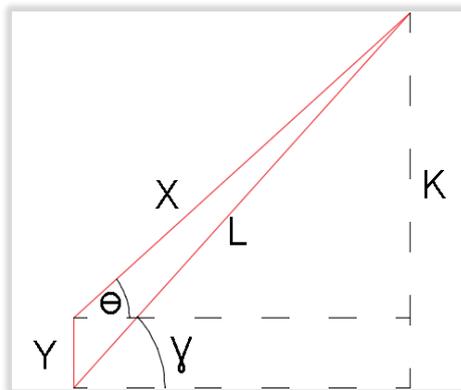


Figura A-2 Posición del cilindro hidráulico #01.

$$\sin(\gamma) = \frac{K + Y}{L}$$

Ec. A-1

$$\sin(\theta) = \frac{K}{X};$$

Ec. A-2

DESPEJAMOS \$K\$ DE 2 Y LO REEMPLAZAMOS EN 1

$$L * \sin(\gamma) = X * \sin(\theta) + Y \quad \text{Ec. A-3}$$

Se aplicó ley del seno:

$$\frac{L}{\sin(90 + \theta)} = \frac{X}{\sin(90 - \gamma)}$$

$$\frac{L}{\sin(90) \cos(\theta) + \cos(90) \sin(\theta)} = \frac{X}{\sin(90) \cos(\gamma) - \cos(90) \sin(\gamma)}$$

$$\frac{L}{\cos(\theta)} = \frac{X}{\cos(\gamma)} \quad \text{Ec. A-4}$$

Elevo la ecuación A-3 y A-4 al cuadrado:

$$L^2 * \sin^2(\gamma) = X^2 * \sin^2(\theta) + 2 * X * Y * \sin(\theta) + Y^2$$

$$L^2 * \cos^2(\gamma) = X^2 * \cos^2(\theta)$$

Sumo lo anterior_

$$L^2 = X^2 + 2 * X * Y * \sin(\theta) + Y^2$$

$$L1 = \sqrt{X^2 + 2 * X * Y * \sin(\theta) + Y^2} \quad \text{Ec. A-5}$$

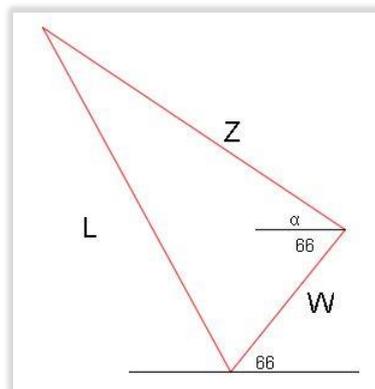


Figura A-3 Posición del cilindro hidráulico #02.

Ley del coseno:

$$L^2 = Z^2 - 2 * Z * W * \cos(\alpha + \beta) + W^2$$

$$L2 = \sqrt{Z^2 - 2 * Z * W * \cos(\alpha + \beta) + W^2} \quad \text{Ec. A-6}$$

Donde β es una constante igual a 66°

APÉNDICE B

Análisis Estático de los elementos del elevador

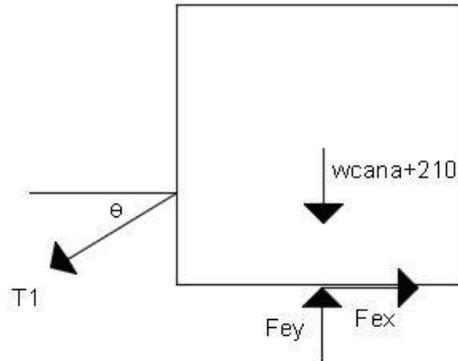


Figura B-1 Diagrama de Cuerpo Libre del elemento de la canasta

$$\sum F_x = 0$$

$$T1 * \cos(\theta) = F_{ex}$$

Ec. B-1

$$\sum F_y = 0$$

$$T1 * \sin(\theta) + w_{can} + 210 = F_{ey}$$

Ec. B-2

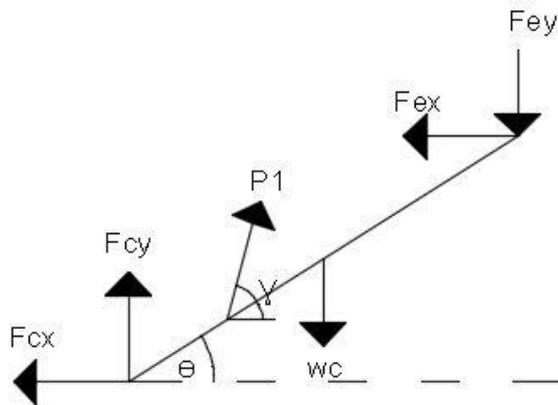


Figura B-2 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón C.

$$\sum F_x = 0$$

$$P1 * \cos(\gamma) = F_{cx} + F_{ex}$$

Ec. B-3

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{cy} + P1 * \sin(\gamma) = w_c + F_{ey} \quad \text{Ec. B-4}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$P1 * \sin(\gamma) * X * \cos(\theta) + F_{ex} * C * \sin(\theta) \quad \text{Ec. B-5}$$

$$= w_c * C * \frac{\cos(\theta)}{2} + P1 * \cos(\gamma) * X * \sin(\theta) + F_{ey} * C * \cos(\theta)$$

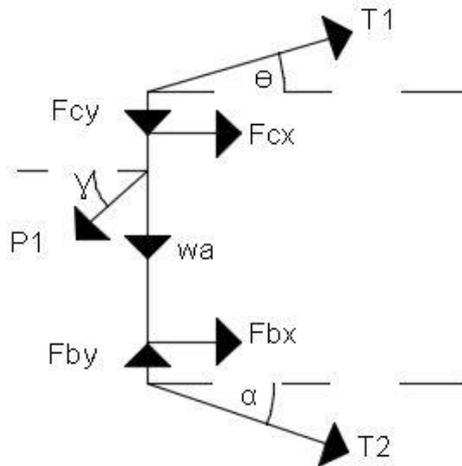


Figura B-3 Diagrama de Cuerpo Libre del elemento A.

$$\sum F_x = 0$$

$$T1 * \cos(\theta) + F_{cx} + F_{bx} + T2 * \cos(\alpha) = P1 * \cos(\gamma) \quad \text{Ec. B-6}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$T1 * \sin(\theta) + F_{by} = w_a + T2 * \sin(\alpha) + F_{cy} + P1 * \sin(\gamma) \quad \text{Ec. B-7}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$T1 * \cos(\theta) * M + P1 * \cos(\gamma) * Y = F_{bx} * A + T2 * \cos(\alpha) * (A + N) \quad \text{Ec. B-8}$$

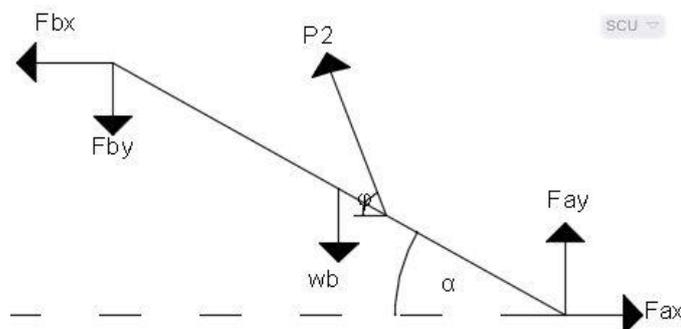


Figura B-4 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón B.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{ax} = F_{bx} + P2 * \cos(\varphi) \quad \text{Ec. B-9}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ay} + P2 * \sin(\varphi) = w_b + F_{by} \quad \text{Ec. B-10}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$F_{bx} * \sin(\alpha) * B + F_{by} * \cos(\alpha) * B + w_b * B * \frac{\cos(\alpha)}{2} + P2 * \cos(\varphi) * Z \quad \text{Ec. B-11}$$

$$* \sin(\alpha) = P2 * \sin(\varphi) * Z * \cos(\alpha)$$

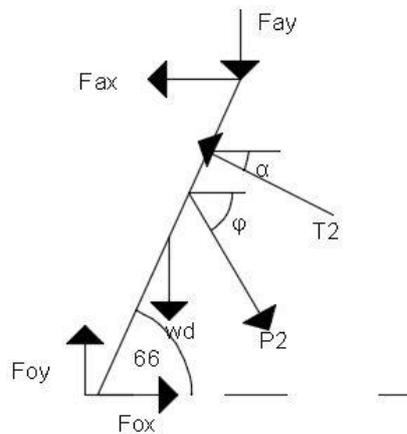


Figura B-5 Diagrama de Cuerpo Libre del eslabón D.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{ox} + P2 * \cos(\varphi) = T2 * \cos(\alpha) + F_{ax} \quad \text{Ec. B-12}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{oy} + T2 * \sin(\alpha) = w_o + F_{ay} + P2 * \sin(\varphi) \quad \text{Ec. B-13}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$w_d * D * \frac{\cos(66)}{2} + P2 * \sin(\varphi) * (D - W) * \cos(66) + P2 * \cos(\varphi) * (D - W) \quad \text{Ec. B-14}$$

$$* \sin(66) + F_{ay} * D * \cos(66)$$

$$= F_{ax} * \sin(66) * D + T2 * \sin(\alpha) * (D - 0.3) * \cos(66) + T2$$

$$* \cos(\alpha) * (D - 0.3) * \sin(66)$$

APÉNDICE C

Cálculo de los factores de seguridad.

La normativa británica BS 2573-2:1980, nos señala factores de seguridad con respecto a la resistencia última a tracción, los cuales aseguran que el sistema resistirá perfectamente los esfuerzos de fatiga como se puede observar en la tabla C-1, hay factores de seguridad para diferentes casos, pero para cuestiones de diseño se escoge el caso más crítico, es decir el #1, cuando el sistema está trabajando con velocidades del viento de hasta 12,5 m/seg.

Tabla C-1 Factores de seguridad recomendados

Type of stress	Case of loading (see 5.1 and 5.2)		
	1	2	3 and 4
Axial tension	$0.285 \times G \times U_s$	$0.322 \times G \times U_s$	$0.40 \times U_s$
Axial compression	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$
Bending	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$
Shear	$0.20 \times G \times U_s$	$0.226 \times G \times U_s$	$0.288 \times U_s$
Combined stresses	$0.36 \times G \times U_s$	$0.40 \times G \times U_s$	$0.50 \times U_s$

Fuente: (BRITISH STANDARD, 2000)

Como se encontro en el capitulo 2, el valor de G era 0,7 para una vida util de 24000 horas, lo cual con un uso normal nos asegura una vida util de mas de 15 años.

Por lo tanto los factores de seguridad a cumplir son:

Esfuerzo Axial de Tensión.

$$FS_{ax\ ten} = 1/0,285 * G \quad \text{Ec. C-1}$$

$$FS_{ax\ ten} = 1/0,285 * 0,7 = 5,01$$

Esfuerzo Axial de Compresión.

$$FS_{ax\ com} = 1/0,36 * G \quad \text{Ec. C-2}$$

$$FS_{ax\ com} = 1/0,36 * 0,7 = 3,97$$

Esfuerzo de Flexión.

$$FS_{flexion} = 1/0,36 * G$$

Ec. C-3

$$FS_{flexion} = 1/0,36 * 0,7 = 3,97$$

Esfuerzo Cortante

$$FS_{cortante} = 1/0,20 * G$$

Ec. C-4

$$FS_{cortante} = 1/0,20 * 0,7 = 7,14$$

Esfuerzos Combinados (Von Misses)

$$FS_{Von Misses} = 1/0,36 * G$$

Ec. C-5

$$FS_{Von Misses} = 1/0,36 * 0,7 = 3,97$$

APÉNDICE D

Cálculo de la dimensiones de los eslabones.

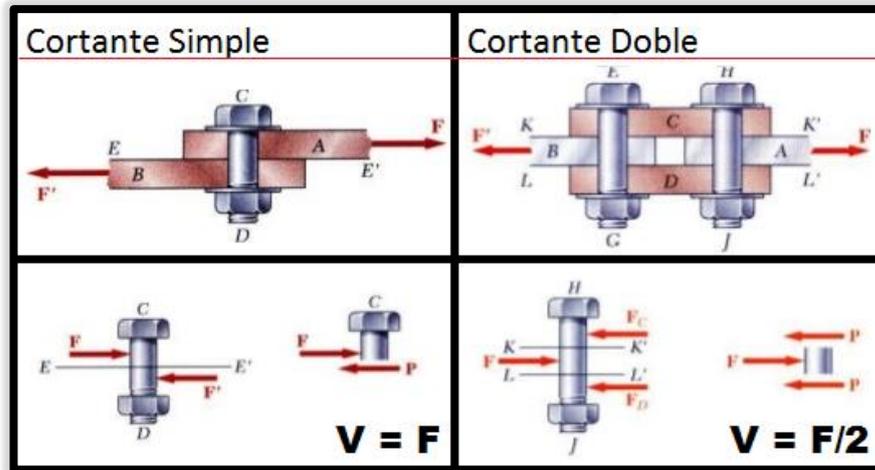


Figura D-1 Fuerzas actuantes sobre los eslabones

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. D-1}$$

$$FS = 0,577 * S_y / \tau \quad \text{Ec. D-2}$$

Insertamos la ecuación E-1 en E-2

$$FS = 0,577 * S_y * A / V \quad \text{Ec. D-3}$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{Ec. D-4}$$

Insertamos la ecuación E-4 en E-3, y despejamos

$$FS = 0,577 * S_y * \pi * D^2 / 4 * V \quad \text{Ec. D-5}$$

$$D^2 = 4 * FS * V / 0,577 * \pi * S_y$$

$$D = \sqrt{4 * FS * V / 0,577 * \pi * S_y} \quad \text{Ec. D-6}$$

Donde:

FS es el factor de seguridad y se lo asume >5, para todos los cálculos.

Sy es la resistencia a la fluencia (370 MPa para Acero AISI 1018), para todos los cálculos.

V es la fuerza cortante y varia con la fuerza aplicada.

Tabla D-1 Cálculos de diámetros de pasadores.

# Pasador	F. total [N]	V[N]	D^2	D [m]	D [mm]	D Estandar
1	1100	1100,0	3,28E-05	0,0057	6	M6
2	3358,3	3358,3	1,00E-04	0,0100	10	M12
3	1100	1100,0	3,28E-05	0,0057	6	M6
4	38265,7	19132,9	5,71E-04	0,0239	24	M24
5	41855	20927,5	6,24E-04	0,0250	25	M26
6	41855	20927,5	6,24E-04	0,0250	25	M26
7	26039,2	13019,6	3,88E-04	0,0197	20	M22
8	28294,2	14147,1	4,22E-04	0,0205	21	M22
9	44854,7	22427,4	6,69E-04	0,0259	26	M26
10	26039,2	13019,6	3,88E-04	0,0197	20	M22
11	46336,4	23168,2	6,91E-04	0,0263	26	M28
12	44854,7	22427,4	6,69E-04	0,0259	26	M26

Se calcula los diámetros de los pasadores con la Ec. D—6, se selecciona diámetros estándar y se recalcula el factor de seguridad estático con la Ec. D—5, y el factor de seguridad recomendado con la formula Ec. D—7.

$$FS_{norma} = S_{ut}/\tau \geq 7 \quad \text{Ec. D-7}$$

Donde:

S_{ut} es la resistencia última a la tracción (370 MPa para Acero AISI 1018), para todos los cálculos.

τ Es el esfuerzo cortante y se lo calcula con Ec. D—1.

Tabla D-2 Cálculos de Factores de Seguridad de los pasadores.

# Pasador	D Estandar	FS estático	Area [m^2]	τ [PA]	FS recom.
1	M6	6,53	2,83E-05	38904542	8,57
2	M12	8,55	1,13E-04	29693891	11,23
3	M6	6,53	2,83E-05	38904542	8,57
4	M24	6,00	4,52E-04	42292884	7,88
5	M26	6,44	2,83E-05	38904542	8,57
6	M26	6,44	2,83E-05	38904542	8,57
7	M22	7,41	3,80E-04	34250144	9,73
8	M22	6,75	3,80E-04	37216213	8,96
9	M26	6,01	5,31E-04	42241700	7,89
10	M22	7,41	3,80E-04	34250144	9,73
11	M28	6,82	6,16E-04	37625853	8,86
12	M26	6,01	5,31E-04	42241700	7,89

APÉNDICE E

Factor de seguridad de aplastamiento.

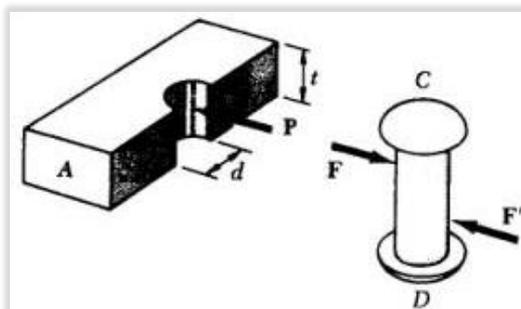


Figura E-1 Esfuerzo de aplastamiento

$$FS_{apla} = t * d * Sy / P$$

Ec. E-1

Para Tensor #01

$Sy = 250 \text{ MPa}$ [Esfuerzo de fluencia, Material de la platina (Acero ASTM A36)].

$t = 2 \text{ mm}$ (Espesor de la platina)

$d = 6 \text{ mm}$ (Diámetro del pasador)

$P = 550 \text{ N}$ (Fuerza actuante sobre la platina /2)

$$FS_{apla \text{ tensor \#01}} = 0,002 * 0,006 * 250E6 / 550 = 5,5$$

El procedimiento es igual para todas las platinas, donde varía t , d y P .

Tabla E-1 Factor de Seguridad de Aplastamiento.

Tipo de Platina	Espesor [m]	Fuerza [N]	Diam [m]	Sy [Mpa]	FS aplast.
Platina Tensor #01 [x2]	0,002	550	0,006	2,50E+08	5,45
Platina Tensor #02 [x2]	0,008	17500	0,026	2,50E+08	2,97
Platina Eslabon C con Canasta	0,002	1679,15	0,012	2,50E+08	3,57
Platina Eslabon C con Piston #01	0,008	19025	0,026	2,50E+08	2,73
Platina Eslabon C con Elemento A	0,008	19132,85	0,024	2,50E+08	2,51
Platina Eslabon B con Elemento A	0,008	21062	0,028	2,50E+08	2,66
Platina Eslabon B con Piston #02	0,006	11836	0,026	2,50E+08	3,30
Platina Eslabon B con Eslabon D	0,006	12861	0,022	2,50E+08	2,57
Piston #01 con Elemento A	0,008	19025	0,026	2,50E+08	2,73
Piston #02 con Elemento D	0,006	11836	0,026	2,50E+08	3,30

APÉNDICE F

Cálculo de uniones soldadas

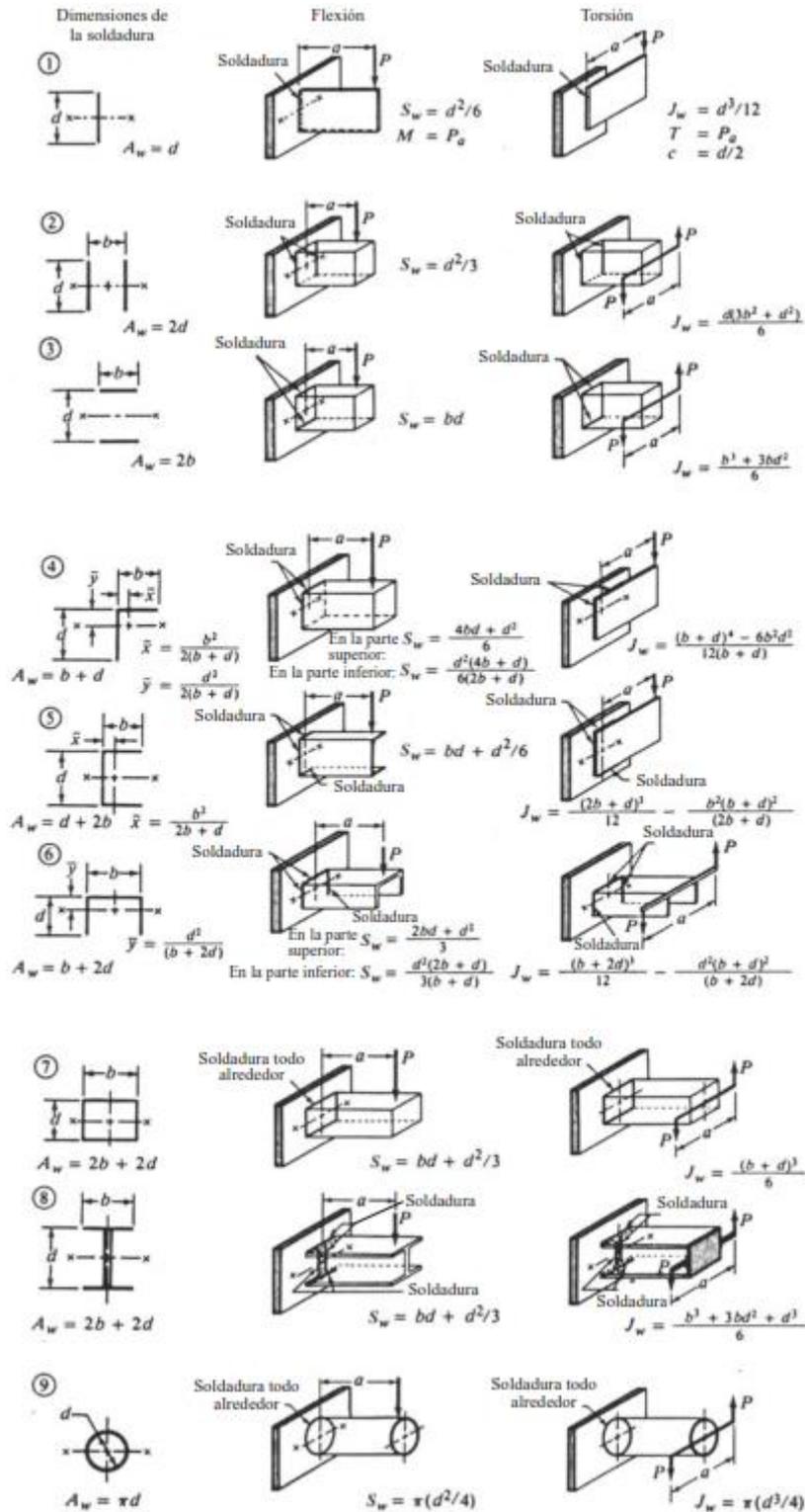


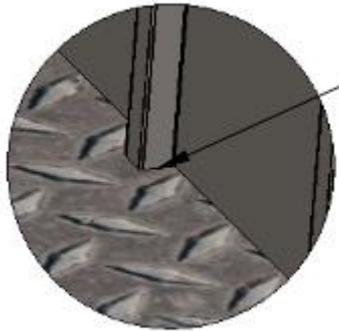
Figura F-1 Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea.

Fuente: (Norton, 2011, pág. 811)

$$\tau_{permissible} = 0,3 * Sut = 0,3 * 70 Ksi = 21 Ksi, \text{ para todas las soldaduras.}$$

Soldaduras en la canasta.

Perfil cuadrado de soporte x10.



$$20 \times 20 \times 2 \text{ mm} = 0.787 \times 0.787 \times 0.0787 \text{ in}$$

Cargas:

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{2b + 2d} = \frac{674,43 \text{ lbf}}{2(0.787) + 2(0.787)} = 214,24 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 214^2} = 214.24 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{214,24}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

$$w = 0.014 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.01 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{212.24}{0.707 * 1/8''} = 2402 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permissible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{2402} = 8,74$$

Piso con rodapié.



$$V = 500 \text{ N} = 112,4 \text{ lbf}$$

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{112,4 \text{ lbf}}{59} = 2 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{674,43 \text{ lbf}}{59} = 11,43 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{2^2 + 11,43^2} = 11,6 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{11,6}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

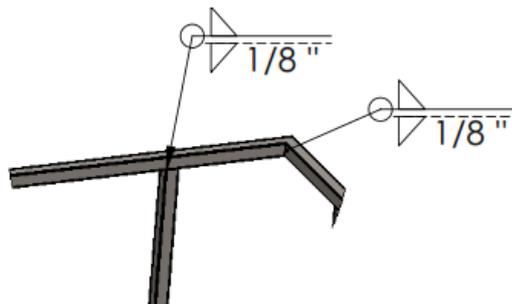
$$w = 0,0008 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0,0006 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0,707 * w} = \frac{11,6}{0,707 * 1/8''} = 132 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{132} = 159$$

Entre barandales cuadrados.



$$V = 500 \text{ N} = 112,4 \text{ lbf}$$

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{V}{A_w} = \frac{P}{2b + 2d} = \frac{674,43 \text{ lbf}}{2(0.787) + 2(0.787)} = 214,24 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}$$

$$f_v = \frac{P}{2b + 2d} = \frac{112,4 \text{ lbf}}{2(0.787) + 2(0.787)} = 35,7 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{35,7^2 + 214,24^2} = 217,3 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{217,3}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

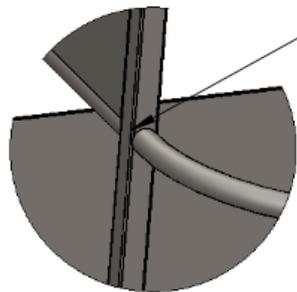
$$w = 0.015 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.01 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{217,3}{0.707 * 1/8''} = 2459 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permissible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{2459} = 8,5$$

Entre barandal circular y cuadrado.



$$V = 500 \text{ N} = 112,4 \text{ lbf}$$

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{P}{\pi * d} = \frac{112,4 \text{ lbf}}{\pi * 3/4''} = 47,7 \text{ lbf/pulg}$$

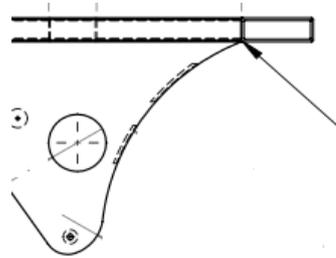
$$w = 0.012 \text{ pulg y } t = 0.008 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{176}{0.707 * 1/8''} = 1992 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{1992} = 10,5$$

Entre Elemento Canasta y la Base.



$$V = 500 \text{ N} = 112,4 \text{ lbf}$$

$$P = 3000 \text{ N} = 674,43 \text{ lbf}$$

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{112,4 \text{ lbf}}{1,97} = 57 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{674,43 \text{ lbf}}{1,97} = 342,4 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{57^2 + 342,4^2} = 347 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{347}{21000 * 0,707} \text{ y } t = 0,707 * w$$

$$w = 0.023 \text{ pulg y } t = 0.017 \text{ pulg}$$

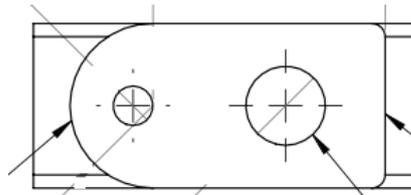
Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{347}{0.707 * 1/8''} = 3927 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{3927} = 5,3$$

Soldaduras en la estructura extensible.

Entre platinas y tensor #01.



$$P = 1000 \text{ N} = 224,8 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{224,8 \text{ lbf}}{0,14} = 1687 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 1687^2} = 1687 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{1687}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

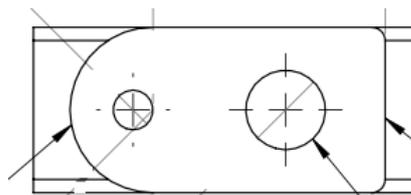
$$w = 0.11 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.08 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de ¼ debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{1687}{0.707 * 1/4''} = 9545 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{9545} = 2,2$$

Entre platinas y tensor #02.



$$P = 41000 \text{ N} = 9217 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{9217 \text{ lbf}}{4,65} = 1982 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 1982^2} = 1982 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{1982}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

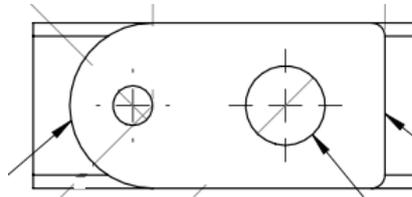
$$w = 0.13 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.09 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de 5/16 debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{1982}{0.707 * 5/16''} = 8971 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{8971} = 2,3$$

Entre platinas y eslabón C.



$$P = 35000 \text{ N} = 7870 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{7870 \text{ lbf}}{4,65} = 1690 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 1690^2} = 1690 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{1690}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

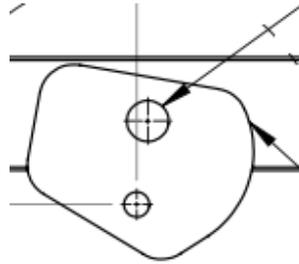
$$w = 0,114 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.081 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de ¼ debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{1690}{0.707 * 1/4''} = 9560 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{9560} = 2,2$$

Entre platinas de pistón #01 y eslabón C



$$P = 41000 \text{ N} = 9217 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{9217 \text{ lbf}}{3,2} = 2880 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 2880^2} = 2880 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{2880}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

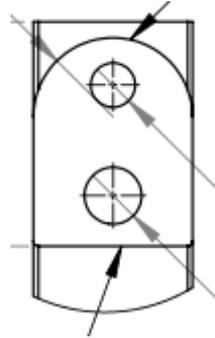
$$w = 0.194 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.137 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de ½ debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{2880}{0.707 * 1/2''} = 8150 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{8150} = 2,6$$

Entre platinas y eslabón B.



$$P = 42000 \text{ N} = 9440 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{9440 \text{ lbf}}{3,2} = 2950 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 2950^2} = 2950 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{2950}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

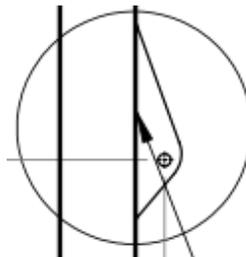
$$w = 0.199 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.14 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de ½ debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{2950}{0.707 * 1/2''} = 8345 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{8345} = 2,53$$

Entre platinas de pistón #02 y eslabón B



$$P = 24000 \text{ N} = 5400 \text{ lbf}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{5400 \text{ lbf}}{4,65} = 1160 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{0^2 + 1160^2} = 1160 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{1160}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

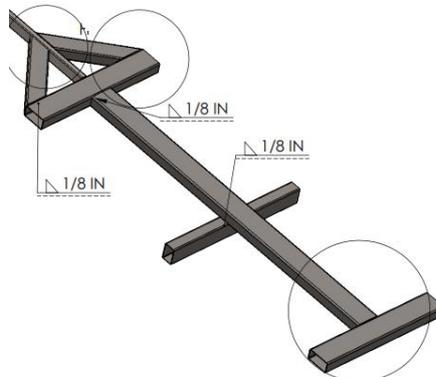
$$w = 0.078 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.055 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Pero se escoge una soldadura de 1/4 debido a la fuerza actuante.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{1160}{0.707 * 1/4''} = 6570 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{6570} = 3,2$$

Soldaduras en el remolque.



$$V = 500 \text{ N} = 112,4 \text{ lbf}$$

$$P = 7840 \text{ N} = 1760 \text{ lbf}$$

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{112,4 \text{ lbf}}{7,87} = 14,28 \text{ lbf/pulg}$$

$$f_n = \frac{P}{A_w} = \frac{P}{d} = \frac{1760 \text{ lbf}}{7,87} = 223.6 \text{ lbf/pulg}$$

$$F_t = \sqrt{f_s^2 + f_n^2} = \sqrt{14,3^2 + 223.6^2} = 225 \text{ lbf/pulg}$$

$$w = \frac{F_t}{\tau_{perm} * 0,707} = \frac{225}{21000 * 0,707} \quad y \quad t = 0,707 * w$$

$$w = 0.015 \text{ pulg} \quad y \quad t = 0.011 \text{ pulg}$$

Según la tabla 2.9 para un espesor menor a ¼ de pulgada se debe tener un tamaño mínimo de soldadura de 1/8 de pulgada. Ahora con los valores obtenidos se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad respectivamente.

$$\tau_{xy} = \frac{F_t}{0.707 * w} = \frac{225}{0.707 * 1/8''} = 2550 \text{ psi}$$

$$\eta = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{xy}} = \frac{21000}{3927} = 8,2$$

APÉNDICE G

Diseño del tornillo de potencia.

Para el diseño del tornillo de potencia que van a estabilizar la PEMP se seleccionó un tipo de rosca ACME cuyas características se detallan a continuación:

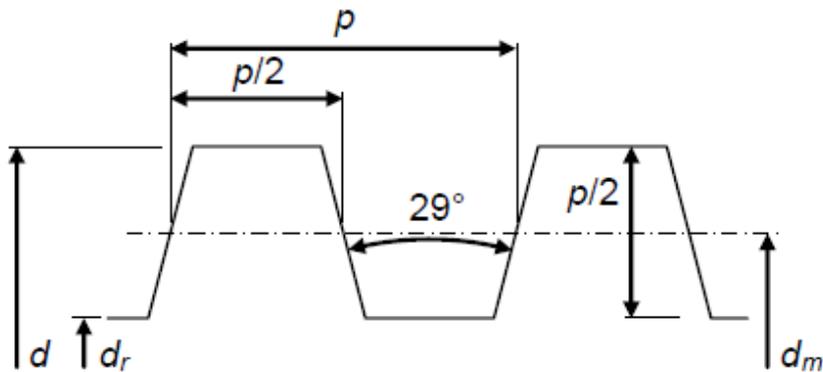


Figura G-1 Rosca Trapezoidal

Las variables de la figura son:

p: paso de la Rosca.

d: Diámetro mayor del tornillo.

dm: Diámetro medio del tornillo.

dr: Diámetro menor del tornillo.

Para la selección de los tornillos de potencia se selecciona de la siguiente tabla el diámetro mayor, se puede seleccionar diámetros de 1 a 3 pulgadas por el peso que debe soportar y la carga dinámica, por lo que en la siguiente tabla se tomó un diámetro de 2 pulgadas y se seleccionó los valores adecuados para determinar las fuerzas, torques y factores de seguridad.

El material que se va a utilizar para los tornillos de potencia será acero AISI 1018 (módulo de elasticidad 2×10^5 MPa y límite de fluencia 370 MPa), con una longitud de los tornillos de 1000 mm.

Tabla G-1 Principales dimensiones de las roscas trapezoidales

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

Con estos valores se procede a continuación a calcular los torque de subida y bajada de los tornillos de potencia, pero antes se transforman los valores en unidades equivalentes del sistema internacional.

$$T_s = F * \frac{dm}{2} * \frac{l + \frac{\mu * \pi * dm}{\cos(\alpha f)}}{\pi * dm - \frac{\mu * l}{\cos(\alpha f)}} = F * \frac{dm}{2} * \frac{\tan(\gamma) + \frac{\mu}{\cos(\alpha f)}}{1 - \frac{\mu * \tan(\gamma)}{\cos(\alpha f)}}$$

Ec. G-1

$$T_b = F * \frac{dm}{2} * \frac{\frac{\mu * \pi * dm}{\cos(\alpha f)} - l}{\pi * dm + \frac{\mu * l}{\cos(\alpha f)}} = F * \frac{dm}{2} * \frac{\frac{\mu}{\cos(\alpha f)} - \tan(\gamma)}{1 + \frac{\mu * \tan(\gamma)}{\cos(\alpha f)}}$$

Ec. G-2

Donde:

Ts: torque de subida.

Tb: torque de bajada.

F: Peso de la plataforma dividida para 4.
 Dm: es el diámetro medio del tornillo de potencia.
 μ : coeficiente de rozamiento del material.
 L: Avance del tornillo de potencia.
 α : Ángulo de inclinación de la rosca ACME.

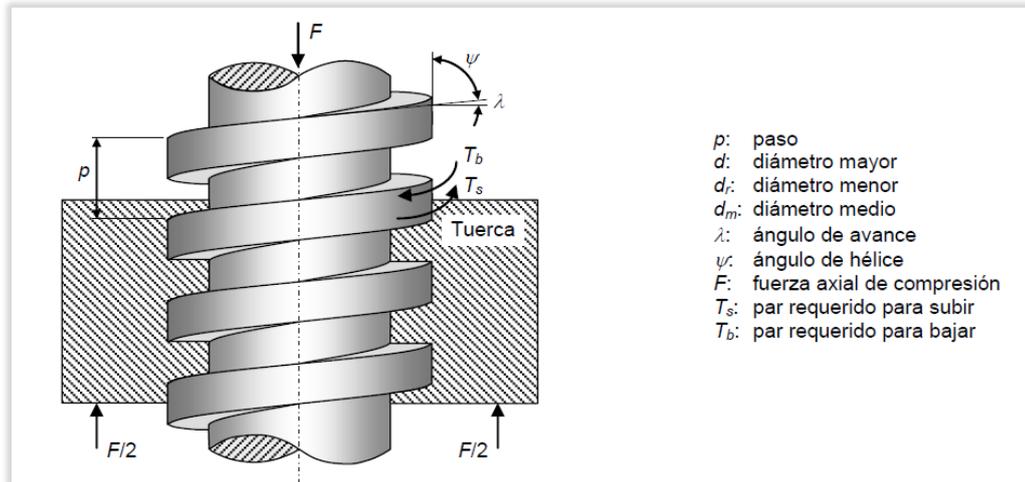


Figura G-2 Perfil de Rosca.

Tabla G-2 Características de la rosca seleccionada.

Diámetro mayor	2 in
Diámetro medio	1,875 in
Diámetro menor	1,75 in
Paso	0,25 in
Hilos por pulgada	4
Área	2,58 in ²
Coeficiente de rozamiento (μ)	0,15
Ángulo para rosca ACME (α)	14,5°

$$T_s = 3700 * \frac{0,02286}{2} * \frac{0,00508 + \frac{0,15 * 3,1416 * 0,02286}{\cos(14,5)}}{3,1416 * 0,02286 - \frac{0,15 * 0,00508}{\cos(14,5)}} = 9,65 \text{ N} * \text{m}$$

Y además se debe realizar el cálculo de la fuerza que debe aplicar el operario sobre un brazo de palanca de 20 centímetros, lo cual se puede calcular de la siguiente manera.

$$F = \frac{T}{d} \quad \text{Ec. G-3}$$

$$F_s = 48,25 \text{ N} \text{ ó } 4,92 \text{ Kg}$$

Es la fuerza que debe aplicar el operario para elevar la PEMP.

Como el tornillo de potencia trabaja en compresión, es necesario verificar que no tenga problemas de pandeo y verificar los esfuerzos axiales y de torsión debido a la fuerza aplicada. Los cálculos se lo va a realizar con las ecuaciones G-4, G-5, G-6 y G-7

$$\sigma = \frac{F}{8At} = \frac{3700}{8 * 0,001665} = 8,2MPa \quad \text{Ec. G-4}$$

$$\tau = \frac{16Ts}{\pi d^3} = \frac{16 * 9,65}{3,1416 * 0,02286^2} = 2,5 MPa \quad \text{Ec. G-5}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}; 8,81 MPa \quad \text{Ec. G-6}$$

$$\eta = \frac{Sy}{\sigma'} = \frac{370}{8,81} = 42 \quad \text{Ec. G-7}$$

APÉNDICE H

Diseño del Sistema hidráulico.

Para el sistema hidráulico se solicitó ayuda a una de las empresas de Guayaquil que venden sistemas hidráulicos, por lo que se consiguió una guía de posibles sistemas hidráulicos. A continuación el diagrama del sistema hidráulico.

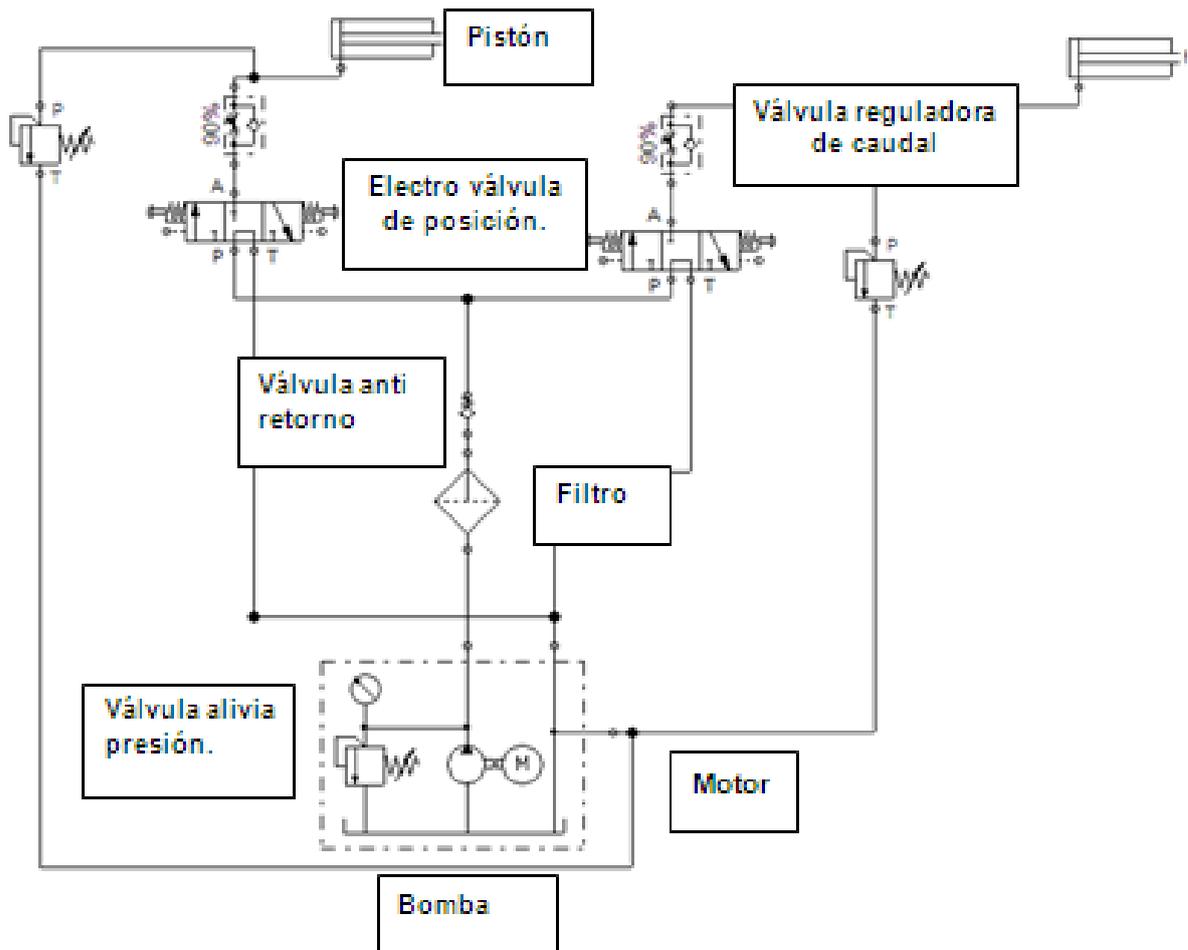


Figura H-1 Diagrama del circuito hidráulico.

Para el cálculo del caudal de la bomba se usan las formulas básicas de caudal:

$$Q = v * A$$

Ec. H-1

Donde la velocidad de los pistones es de 30 mm/seg. Y el área se la calcula con un diámetro de cilindro de 40 cm, por lo tanto:

$$Q = v * \pi * \frac{d^2}{4} = 0,03 * \pi * \frac{0,4^2}{4} = 3,78 * \frac{10^{-5}m^3}{seg} = 0,6 \text{ galones por minuto}$$

Por factores de seguridad, se debe considerar pérdidas y una posible activación de los dos pistones al mismo tiempo por lo que el caudal seleccionado es de 2GPM.

Para el cálculo de la potencia del motor s debe tener el caudal y la presión del sistema hidráulico, por lo que para el cálculo de la presión se debe considerar la siguiente expresión:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{3700}{\pi * \frac{0,4^2}{4}} = 3,8 * 10^8 Pa = 5500 Psi \quad \text{Ec. H-2}$$

A este valor que es el valor de pre diseño, se debe considerar las pérdidas por las tuberías:

$$P_{total} = P_{diseño} + P_{perdidasporvalvulas} + \nabla P \quad \text{Ec. H-3}$$

El valor calculado de pérdidas por válvulas y tuberías, y por variación de presión nos da un valor de 200 psi, por lo que para la potencia del motor en caso de alguna no consideración se va a colocar el valor de 6000 psi en total, con lo que la potencia del motor nos da:

$$Pot = \frac{Q * P_{total}}{60 * 746} \quad \text{Ec. H-4}$$

Donde:

Pot: es la potencia del motor en HP.

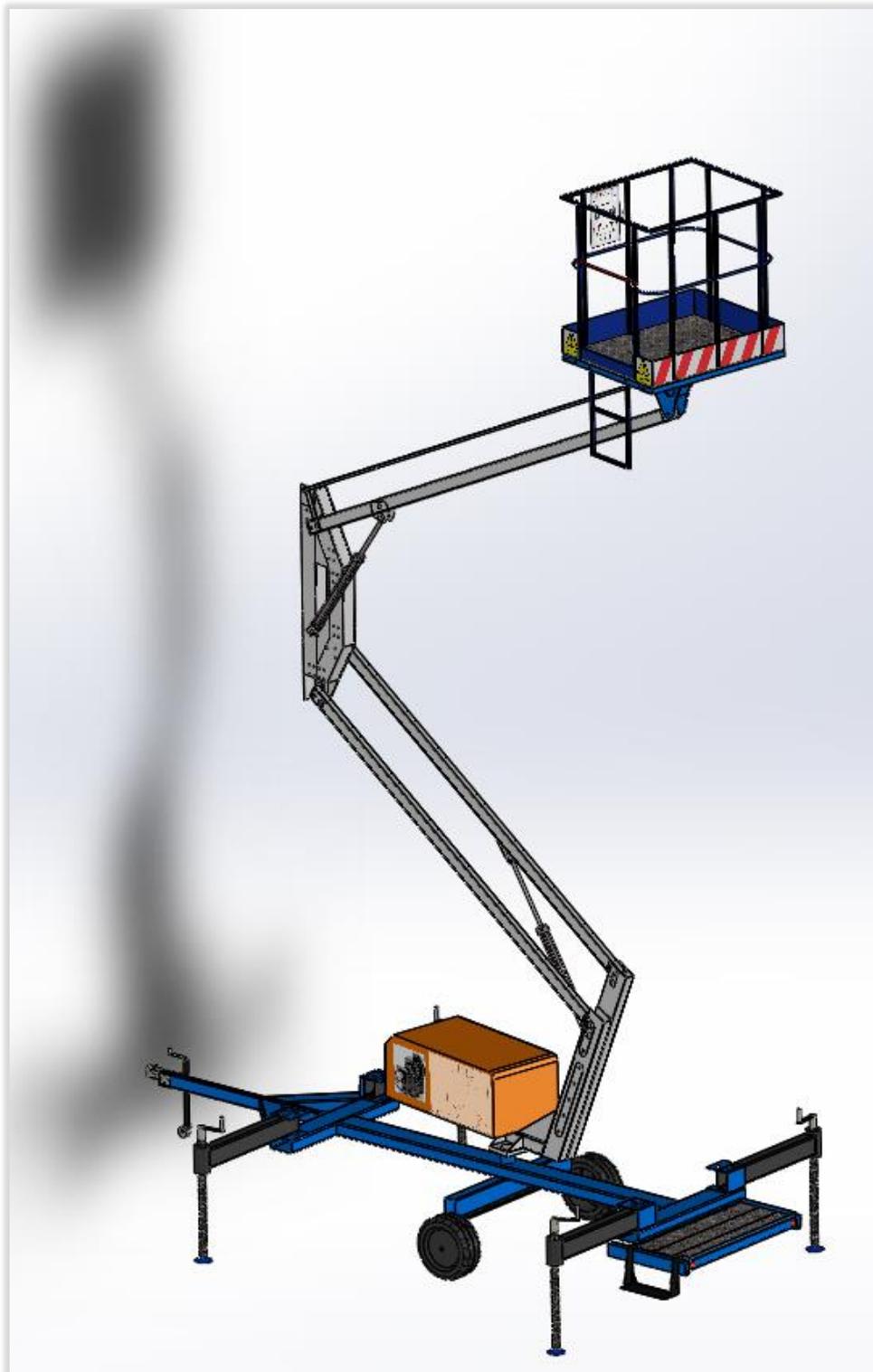
Q: Es el caudal del sistema hidráulico en m³/min.

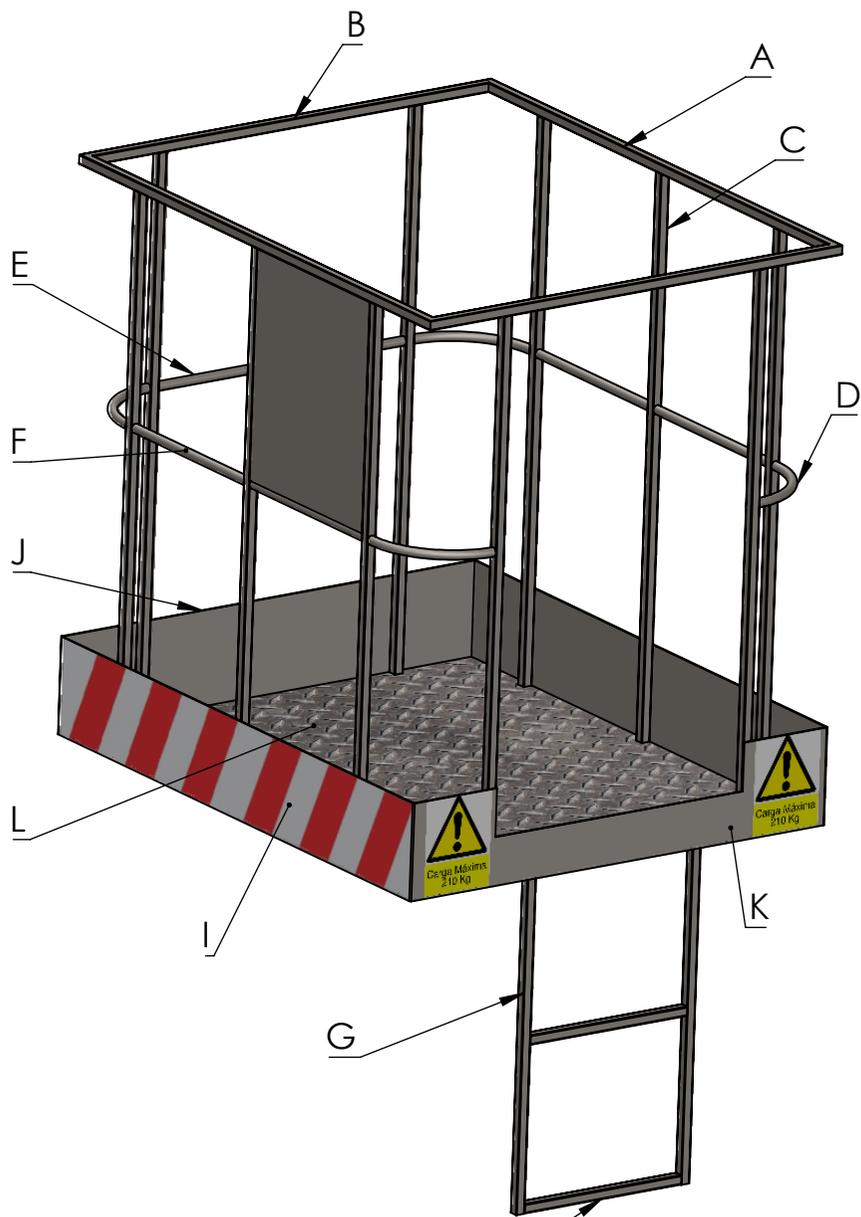
Ptotal: Presión total del circuito hidráulico en Pa.

$$Pot = \frac{4,14 * 10^8 * 0,00757}{60 * 746} = 1,6HP$$

Con una eficiencia de motor del 80 % la potencia del motor a seleccionar es de 2HP.

PLANOS ESQUEMÁTICOS





(1 : 15)

# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
A	Barandal Superior	1100 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	2
B	Barandal Superior	900 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	2
C	Barandal Vertical	1100 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	10
D	Barandal intermedio doblado a 90	126 mm	Perfil Circular 3/4 in x 2 mm	4
E	Barandal Intermedio	700 mm	Perfil Circular 3/4 in x 2 mm	1
F	Barandal Intermedio	440 mm	Perfil Circular 3/4 in x 2 mm	4
G	Escalera	740 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	2
H	Escalera	350 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	2
I	Rodapie		Plancha 1112 x 153 x 6 mm	2
J	Rodapie		Plancha 900 x 153 x 6 mm	1
K	Rodapie		Plancha 900x153x6 mm Agujero 80x700 mm	1
L	Base		Plancha antideslizante 1100 x 900 x 3 mm	1

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

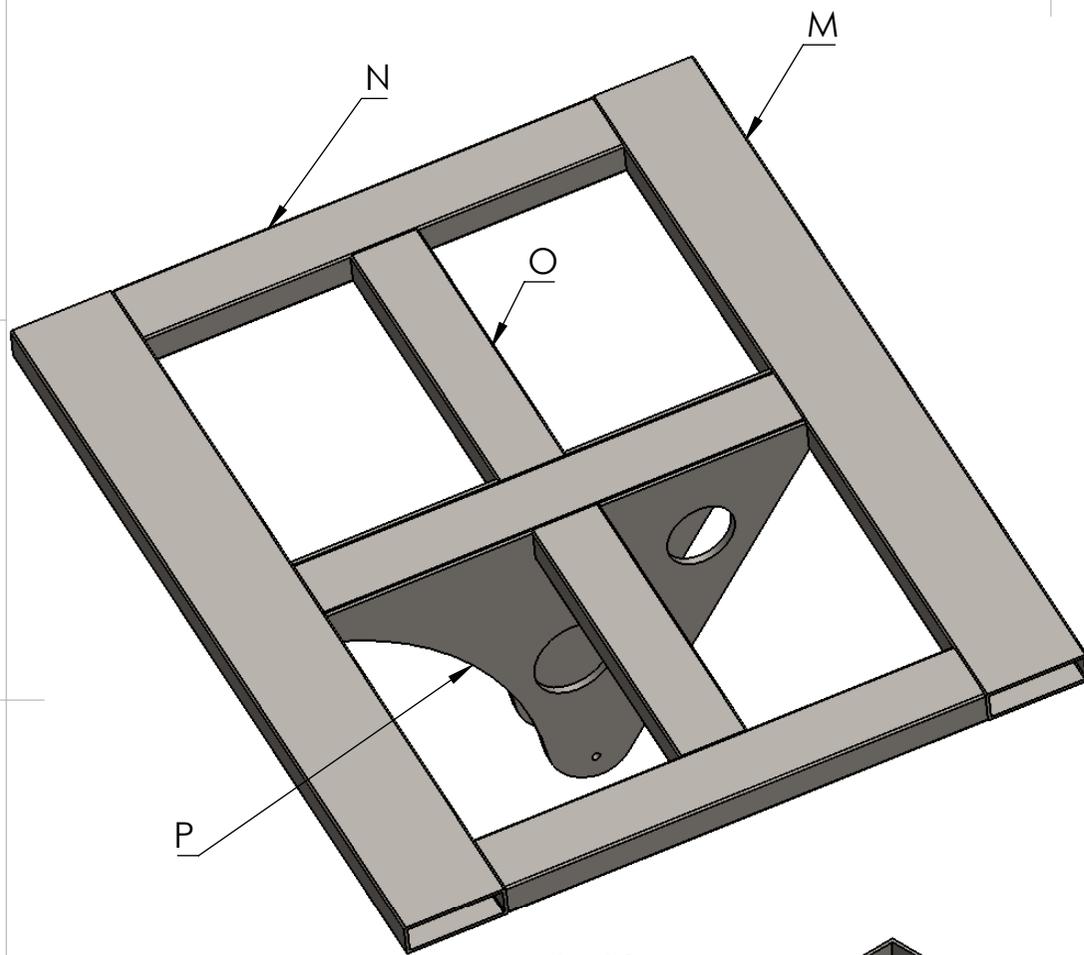
Plano #01 Canasta

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

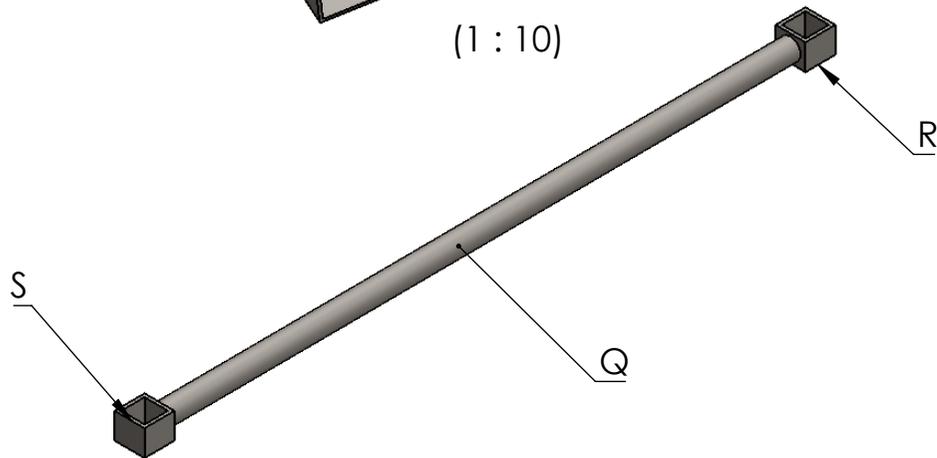
N.º DE DIBUJO

Elementos Estructurales

A4



(1 : 10)



# Elem.	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
M	Base	1112 mm	Perfil Rectangular 150x50x6 mm	2
N	Base	612 mm	Perfil Rectangular 100x50x5 mm	3
O	Base	406 mm	Perfil Rectangular 100x50x5 mm	2
P	Elemento Canasta		Plancha de 6 mm	2
Q	Elemento Movil	694 mm	Perfil Circular 3/4 in x 2 mm	1
R	Elemento Movil		Platina 26x22x2mm	4
G	Elemento Movil		Platina 22x22x2 mm	4

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

Canasta

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #02 Canasta

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

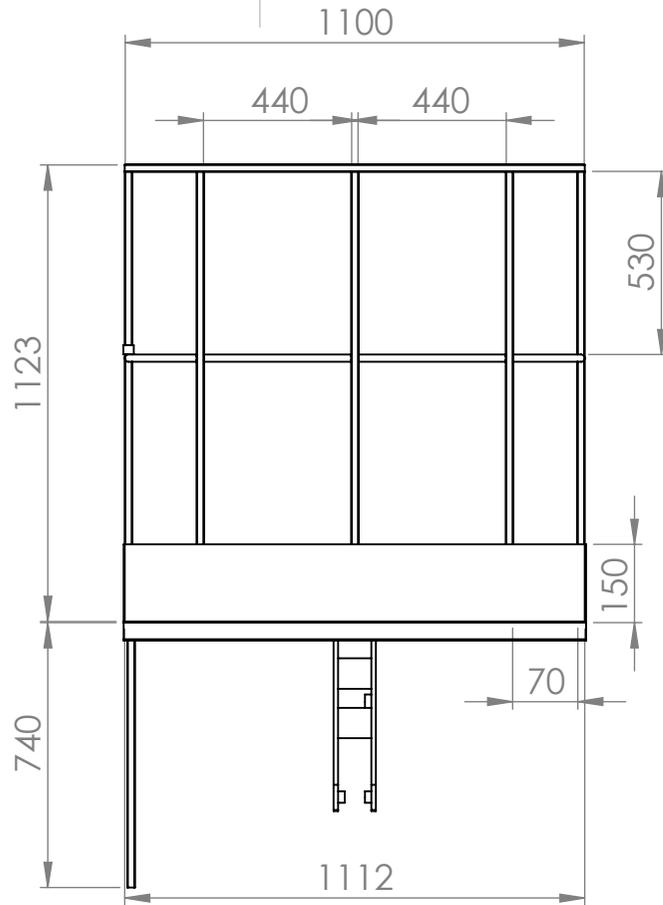
N.º DE DIBUJO

Elementos Estructurales

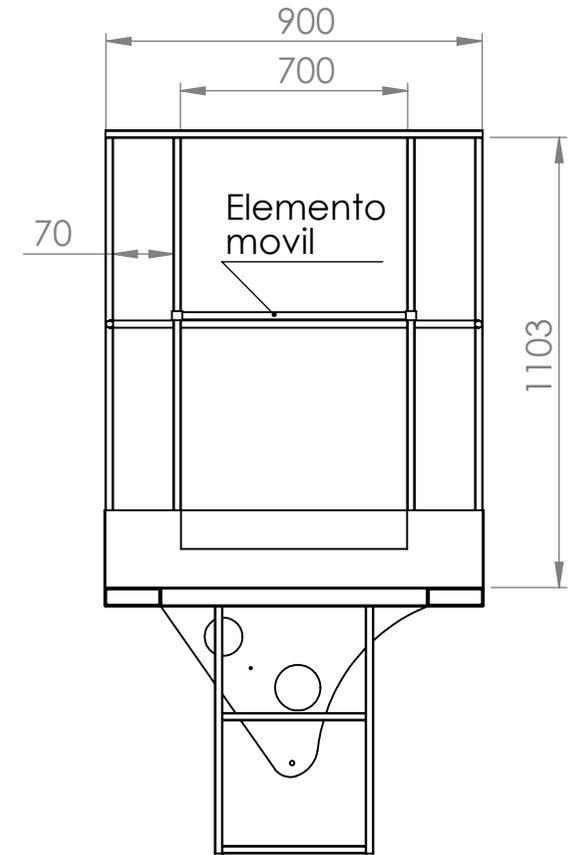
A4



(1 : 20)



(1 : 20)



(1 : 20)

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

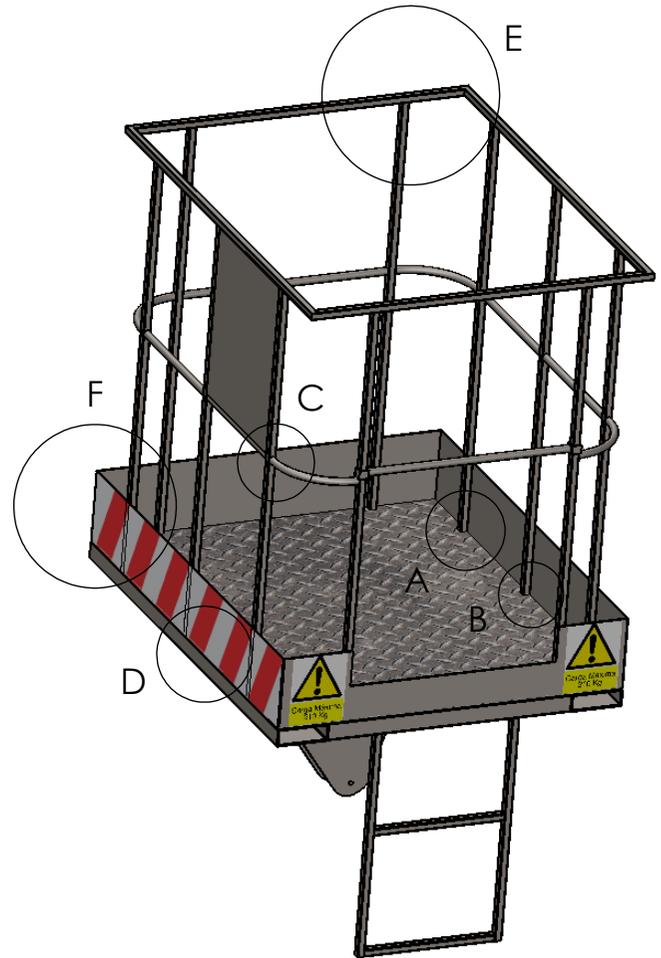
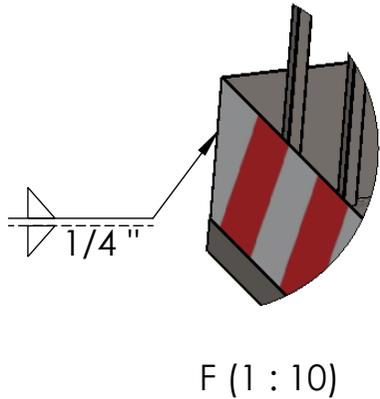
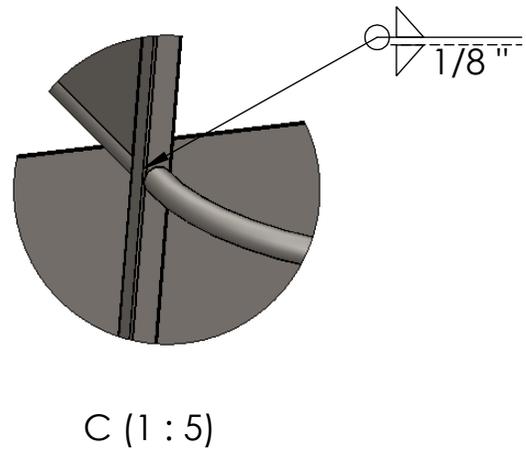
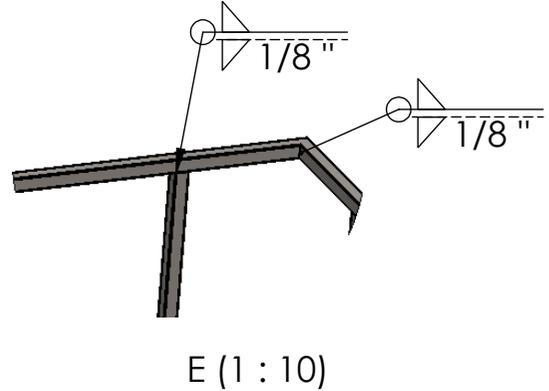
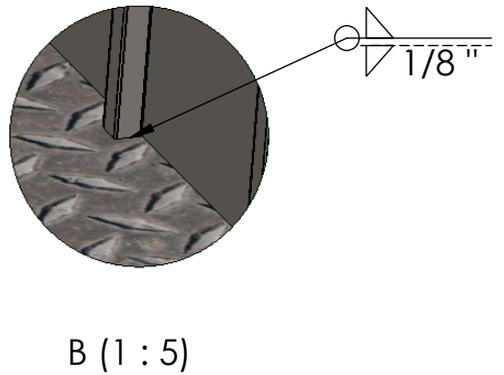
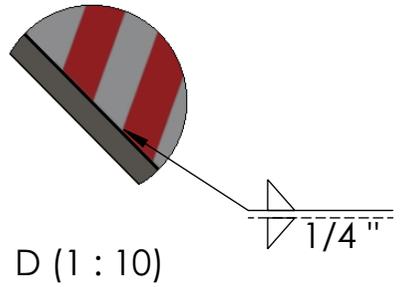
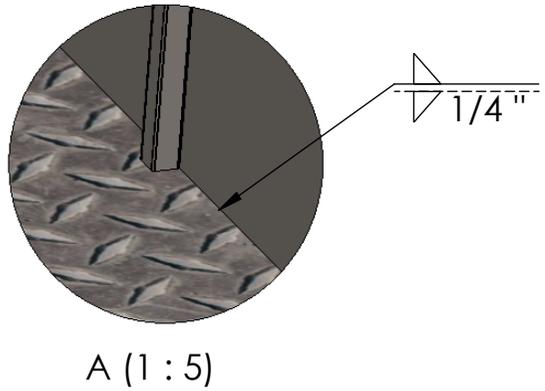
Plano #03 Canasta

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

Dimensiones de Ensamblaje

A4



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

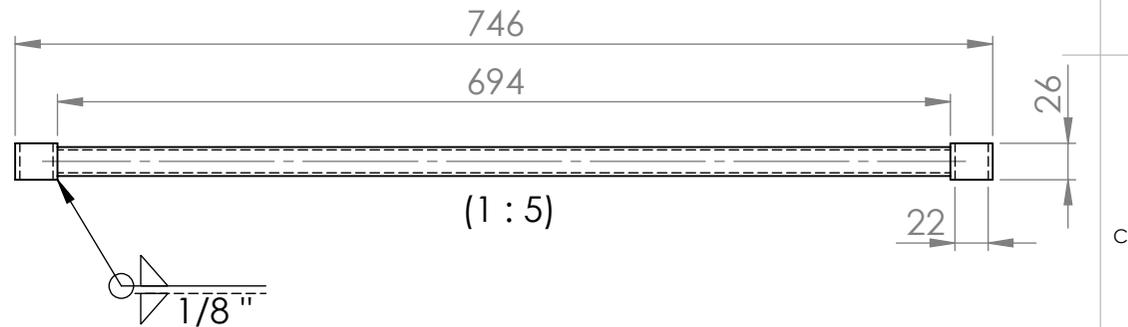
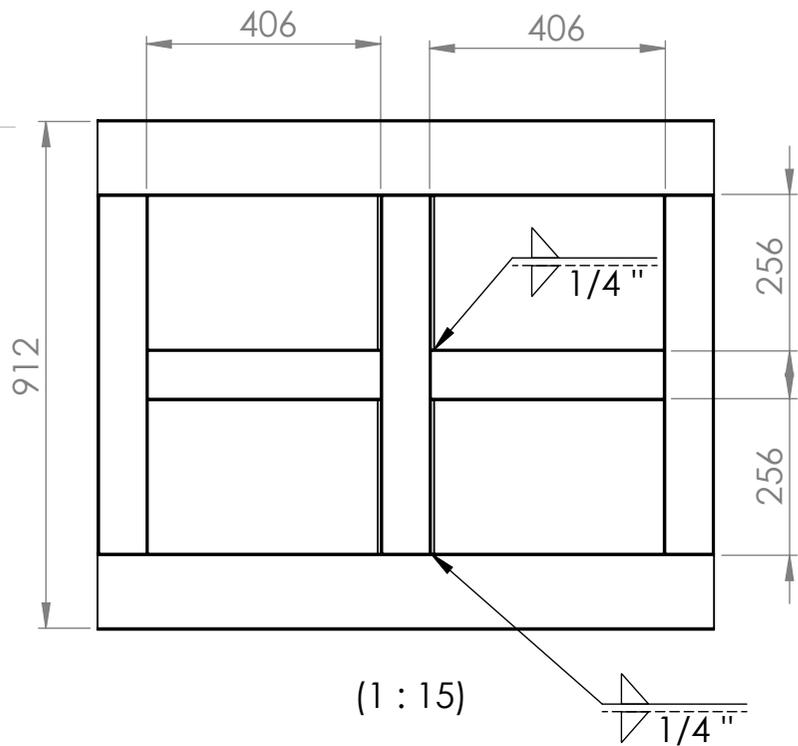
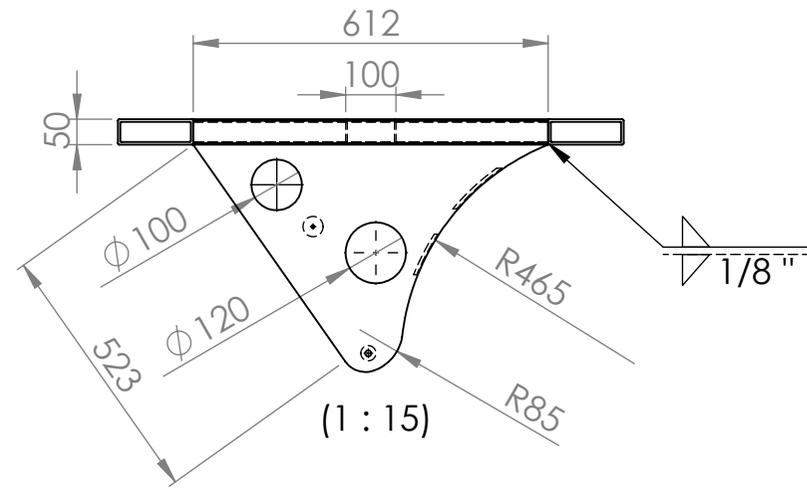
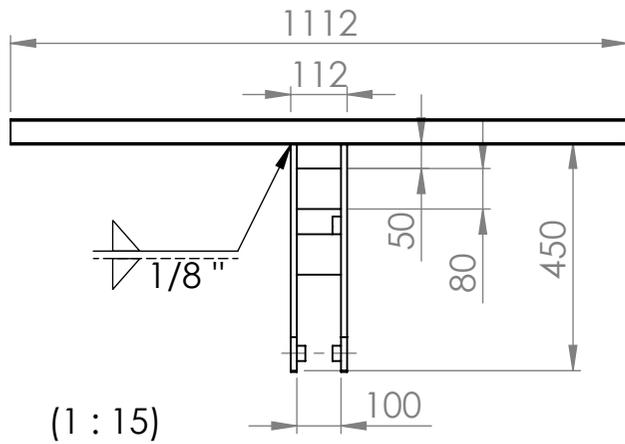
Plano #04 Canasta
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

Canasta

Soldadura

A4



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #05 Canasta

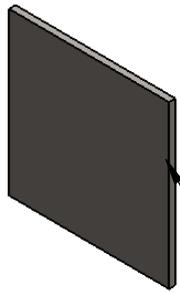
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

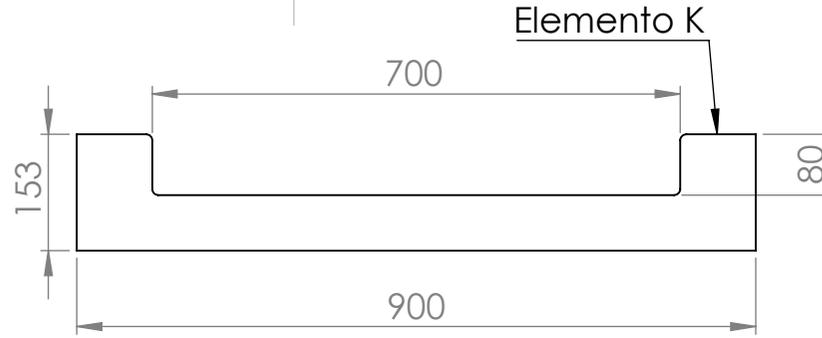
Soldadura/Elementos Estructurales

A4

Canasta



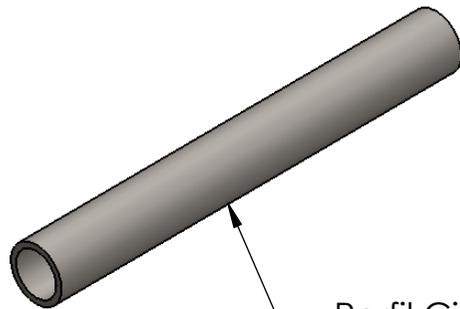
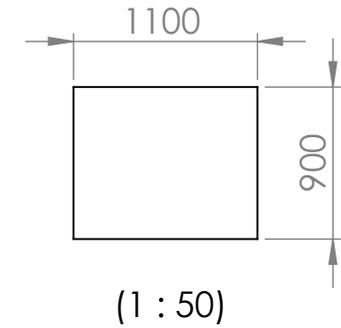
Plancha Laminada en caliente
 Espesor 6mm
 Acero ASTM A36
 Longitudes: Planos #1 y #5
 Elementos I, J, K y P.



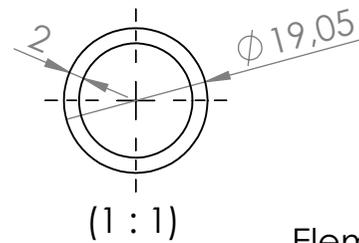
Elemento K



Plancha Antideslizante
 Espesor 3 mm
 Acero ASTM A36
 Elemento L

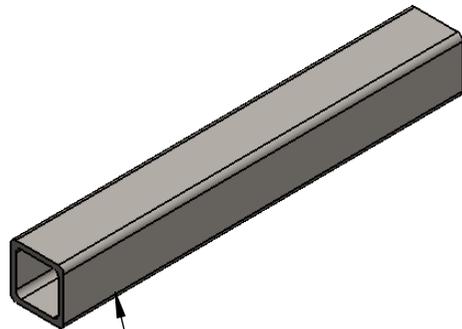
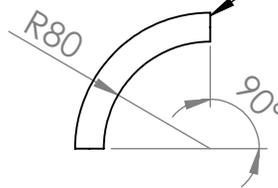


Perfil Circular
 Acero ASTM A500 Gr. A
 Longitudes: Planos #1 y #2
 Elementos D, E, F y Q

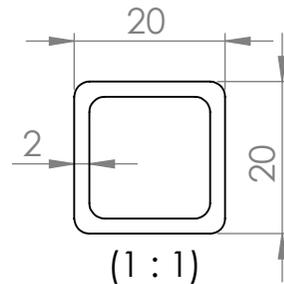


(1 : 1)

Elemento D



Perfil Cuadrado
 Acero ASTM A500 Gr. A
 Longitudes: Plano #1
 Elementos A, B, C, G y H



(1 : 5)

DISEÑADO:
 Jiménez Asanza A.
 Estrada Irzabal M.

APROBADO:
 Msc. Marcial, J.
 Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
 10/Febrero/2016

FECHA:
 10/Febrero/2016

Plano #06 Canasta

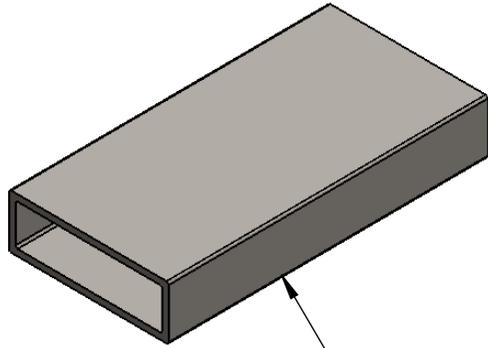
MATERIAL:
 Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

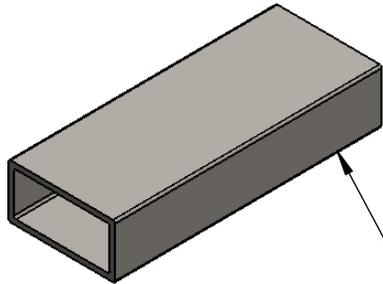
Elementos Estructurales

A4

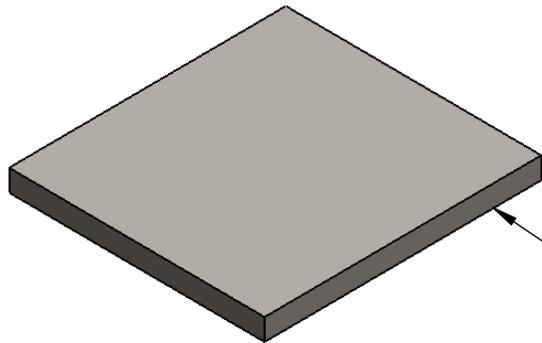
Canasta



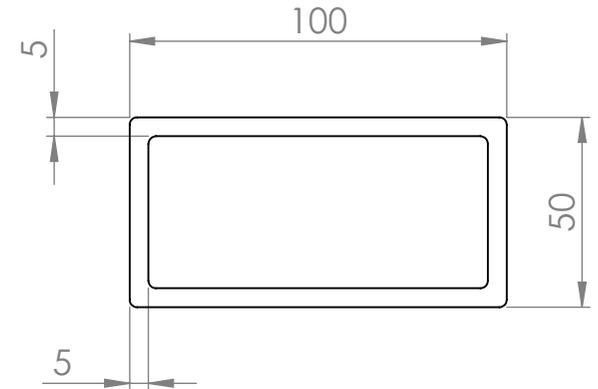
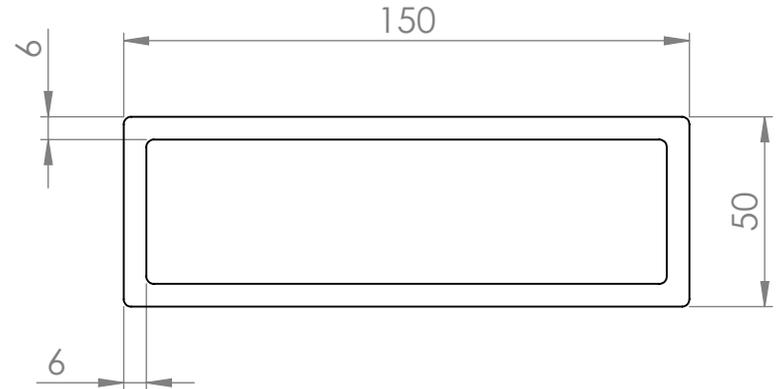
Perfil Rectangular
Acero ASTM A500 Gr. A
Longitudes: Plano #2
Elemento M.



Perfil Rectangular
Acero ASTM A500 Gr. C
Longitudes: Plano #2
Elementos N y O.



Plancha Laminada
en caliente
Espesor 2mm
Acero ASTM A36
Longitudes: Plano #2
Elementos R, S



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #07 Canasta

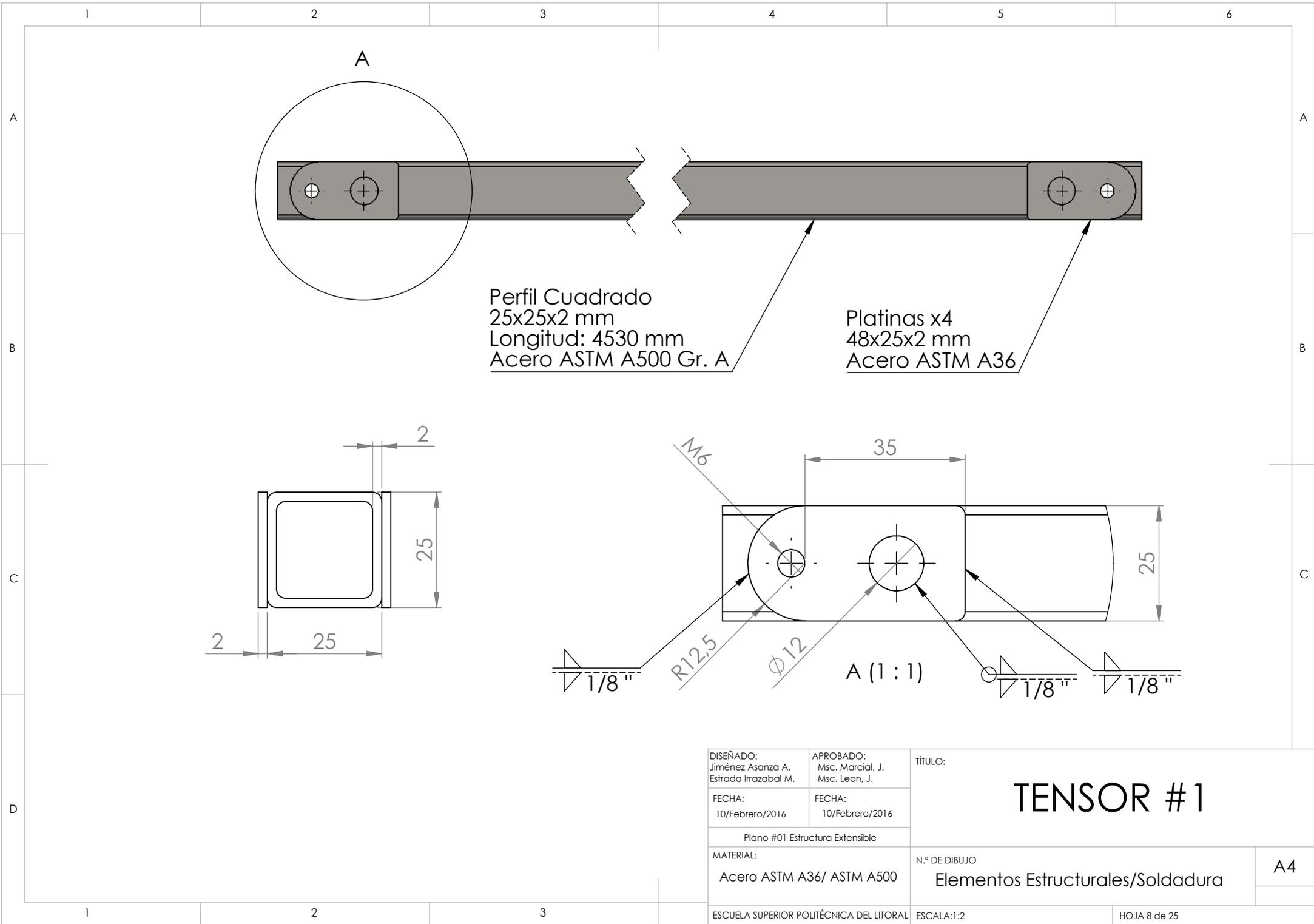
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

Elementos Estructurales

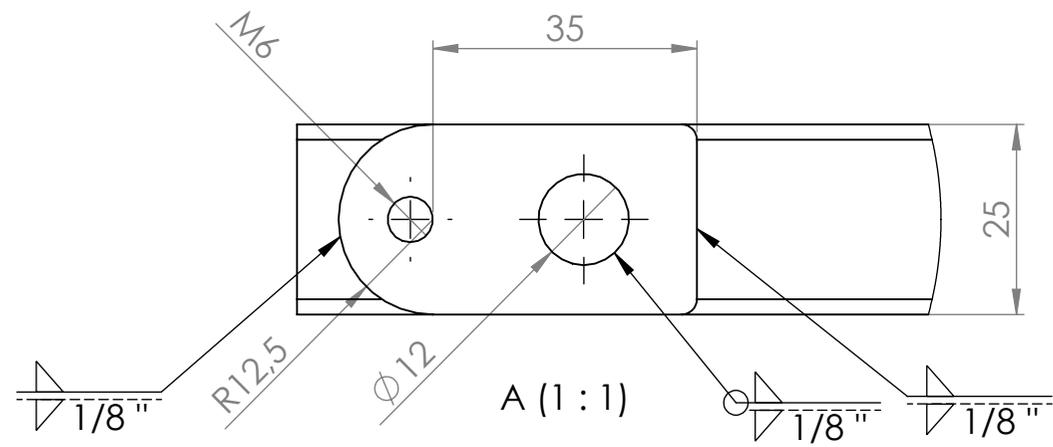
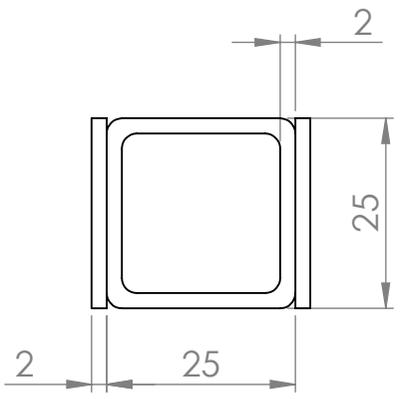
A4

Canasta



Perfil Cuadrado
 25x25x2 mm
 Longitud: 4530 mm
 Acero ASTM A500 Gr. A

Platinas x4
 48x25x2 mm
 Acero ASTM A36



DISEÑADO:
 Jiménez Asanza A.
 Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
 Msc. Marcial, J.
 Msc. Leon, J.

TÍTULO:

TENSOR # 1

FECHA:
 10/Febrero/2016

FECHA:
 10/Febrero/2016

Plano #01 Estructura Extensible
 MATERIAL:
 Acero ASTM A36/ ASTM A500

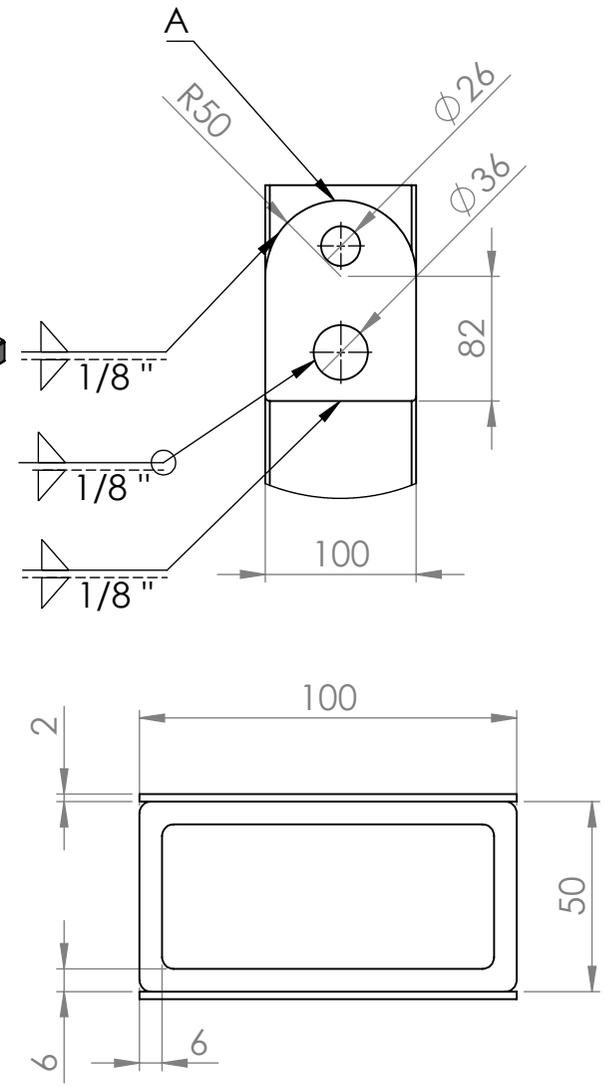
N.º DE DIBUJO
 Elementos Estructurales/Soldadura

A4

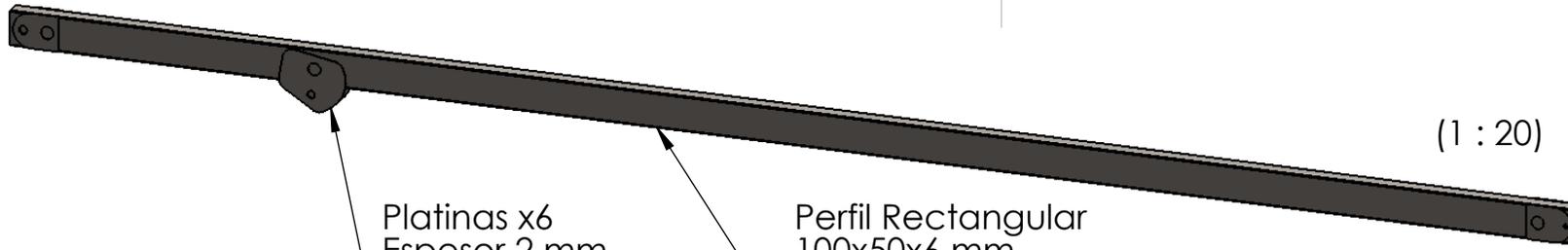
Perfil Rectangular
100x50x6 mm
Longitud: 3580 mm
Acero ASTM A500 Gr. C

Platinas x4
132x50x2 mm
Acero ASTM A36

(1 : 15)

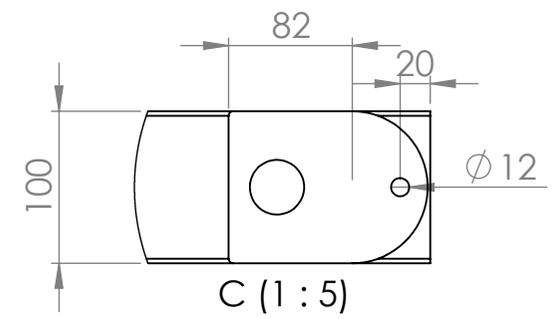
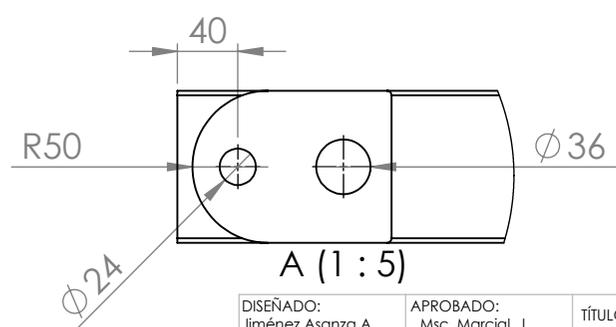
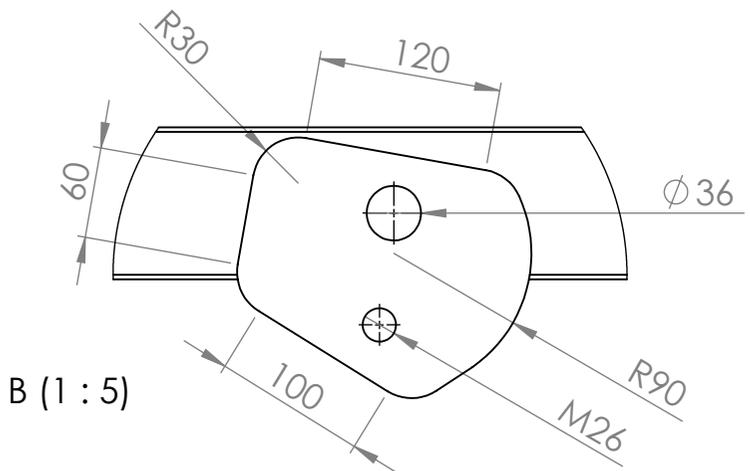
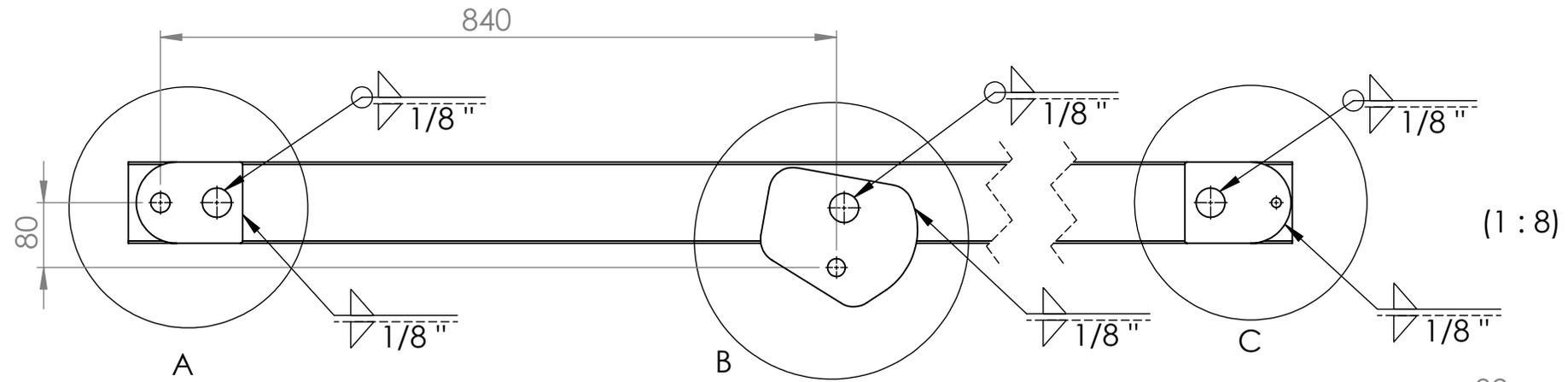
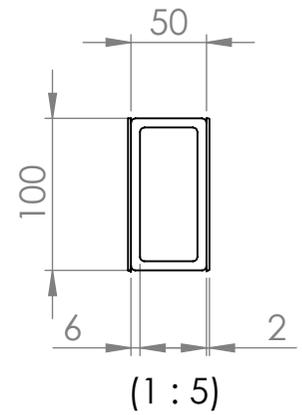


DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.	TÍTULO: TENSOR #02	
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016	N.º DE DIBUJO Elementos Estructurales/Soldadura	
Plano #02 Estructura Extensible		A4	
MATERIAL: Acero ASTM A36/ ASTM A500		ESCALA: 1:2	
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		HOJA 9 DE 25	

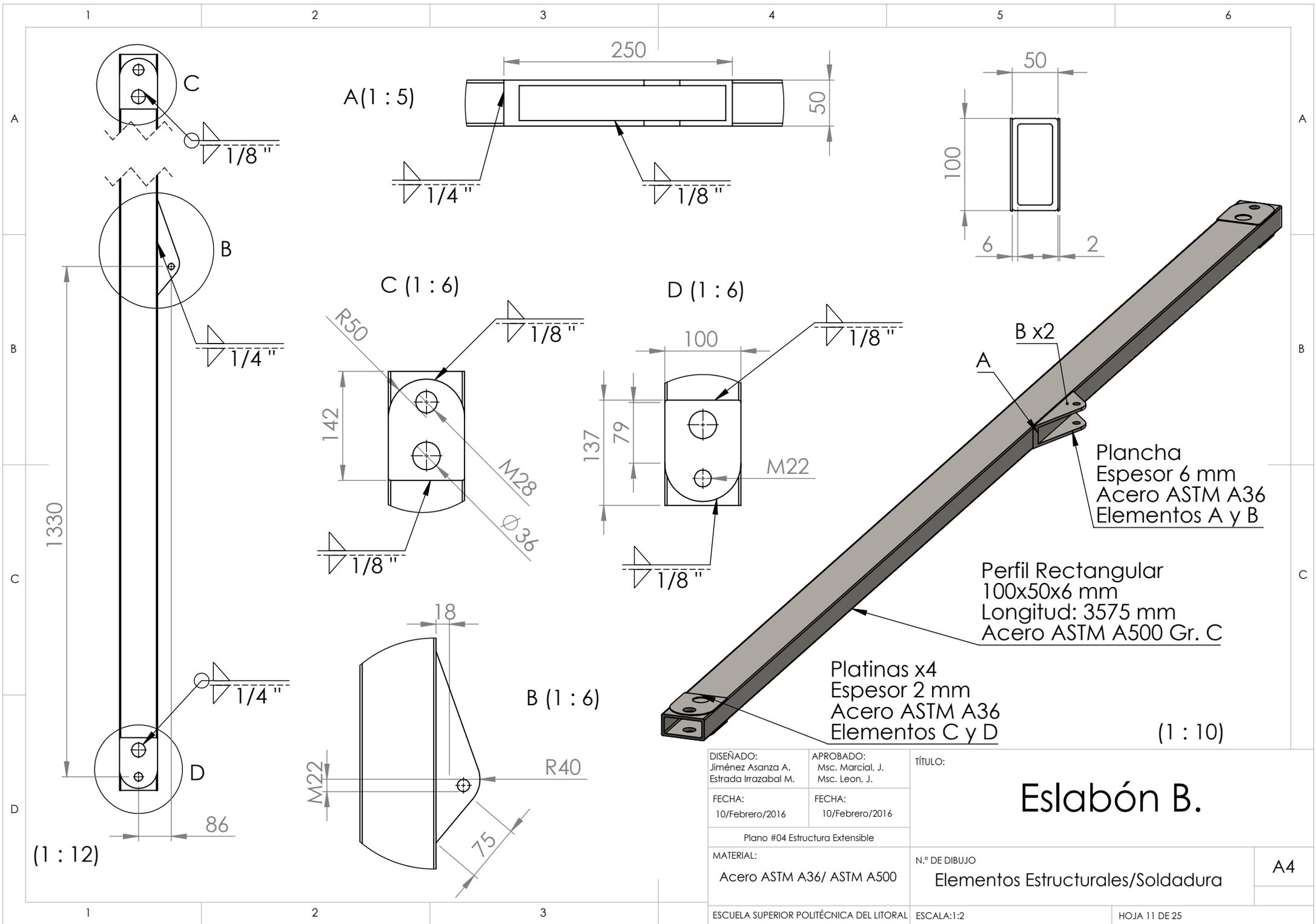


Platinas x6
 Espesor 2 mm
 Acero ASTM A36
 Elementos A, B y C

Perfil Rectangular
 100x50x6 mm
 Longitud: 4560 mm
 Acero ASTM A500 Gr. C



DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.	TÍTULO:	
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016	<h1>Eslabón C.</h1>	
Plano #03 Estructura Extensible			
MATERIAL: Acero ASTM A36/ ASTM A500	N.º DE DIBUJO Elementos Estructurales/Soldadura	A4	
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	ESCALA:1:2	HOJA 10 de 25	



A (1 : 5)

1/4"

250

50

1/8"

50

100

6

2

C (1 : 6)

R50

142

M28

Ø36

1/8"

D (1 : 6)

100

137

79

M22

1/8"

B (1 : 6)

18

R40

75

M22

1330

86

(1 : 12)

Plancha
Espesor 6 mm
Acero ASTM A36
Elementos A y B

Perfil Rectangular
100x50x6 mm
Longitud: 3575 mm
Acero ASTM A500 Gr. C

Platinas x4
Espesor 2 mm
Acero ASTM A36
Elementos C y D

(1 : 10)

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

Eslabón B.

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

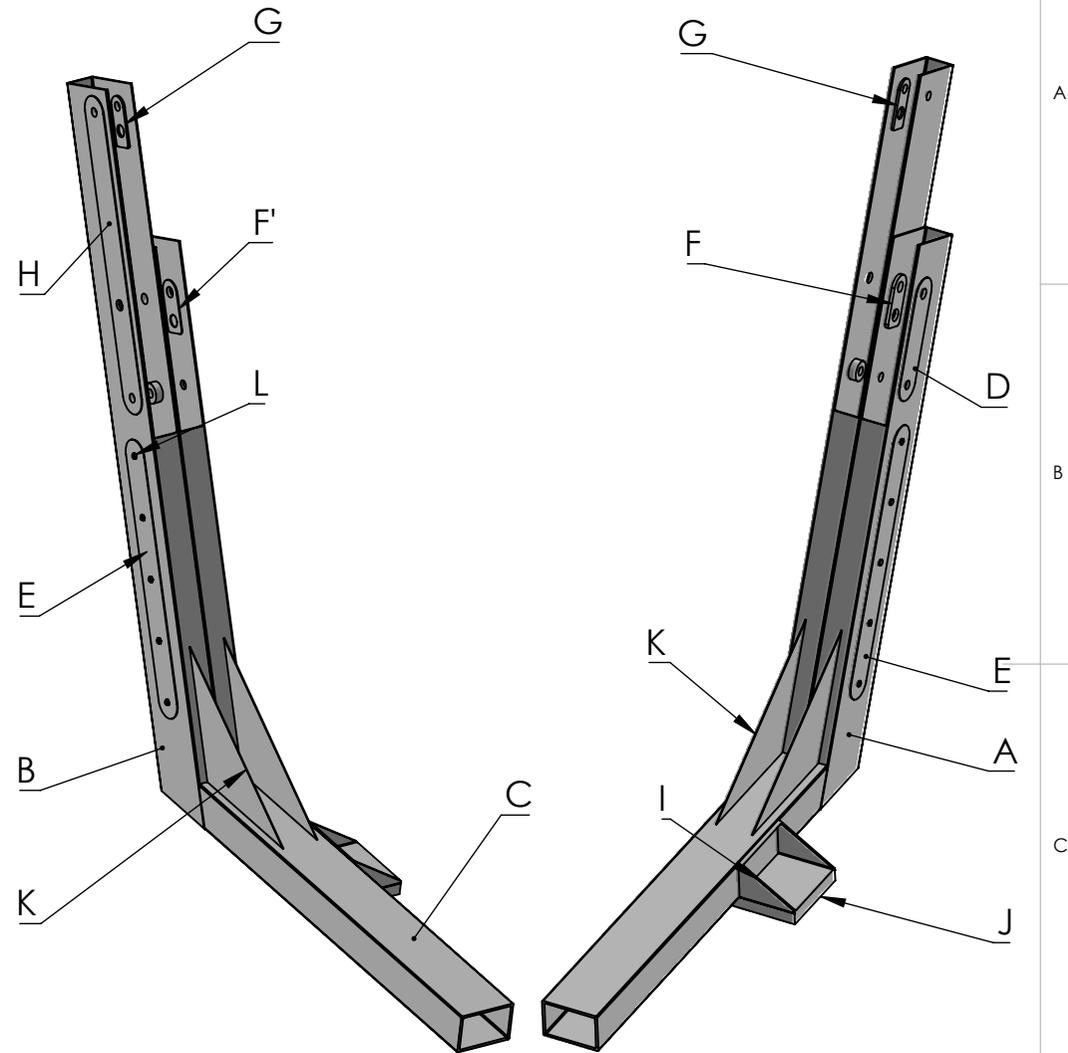
Plano #04 Estructura Extensible

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO
Elementos Estructurales/Soldadura

A4

# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
A	Eslabon B	1800 mm	Perfil Rectangular 175x75x5 mm	1
B	Eslabon B	1400 mm	Perfil Rectangular 175x75x5 mm	1
C	Elemento Rotación	1143 mm	Perfil Rectangular 150x100x6 mm	1
D	Platina Tensor 2		Plancha 306x80x2 mm	1
E	Platina Pernos		Plancha 680x80x2 mm	2
F y F'	Platina Tensor 2	Espesor F=6mm F'=2mm	Plancha 130x60 mm	2
G	Platina Eslabon B		Plancha 130x60x6mm	2
H	Platina varios elementos	350 mm	Perfil Cuadrado 20x20x2 mm	1
I	Soporte eje	145,5 mm	Perfil Rectangular 200x100x6 mm	1
J	Soporte eje	250 mm	Plancha 200x30 mm	1
K	Platina Soldadura		Plancha 300x300x2 mm	2
L	Pernos sujecion		M10 5elementos	5



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

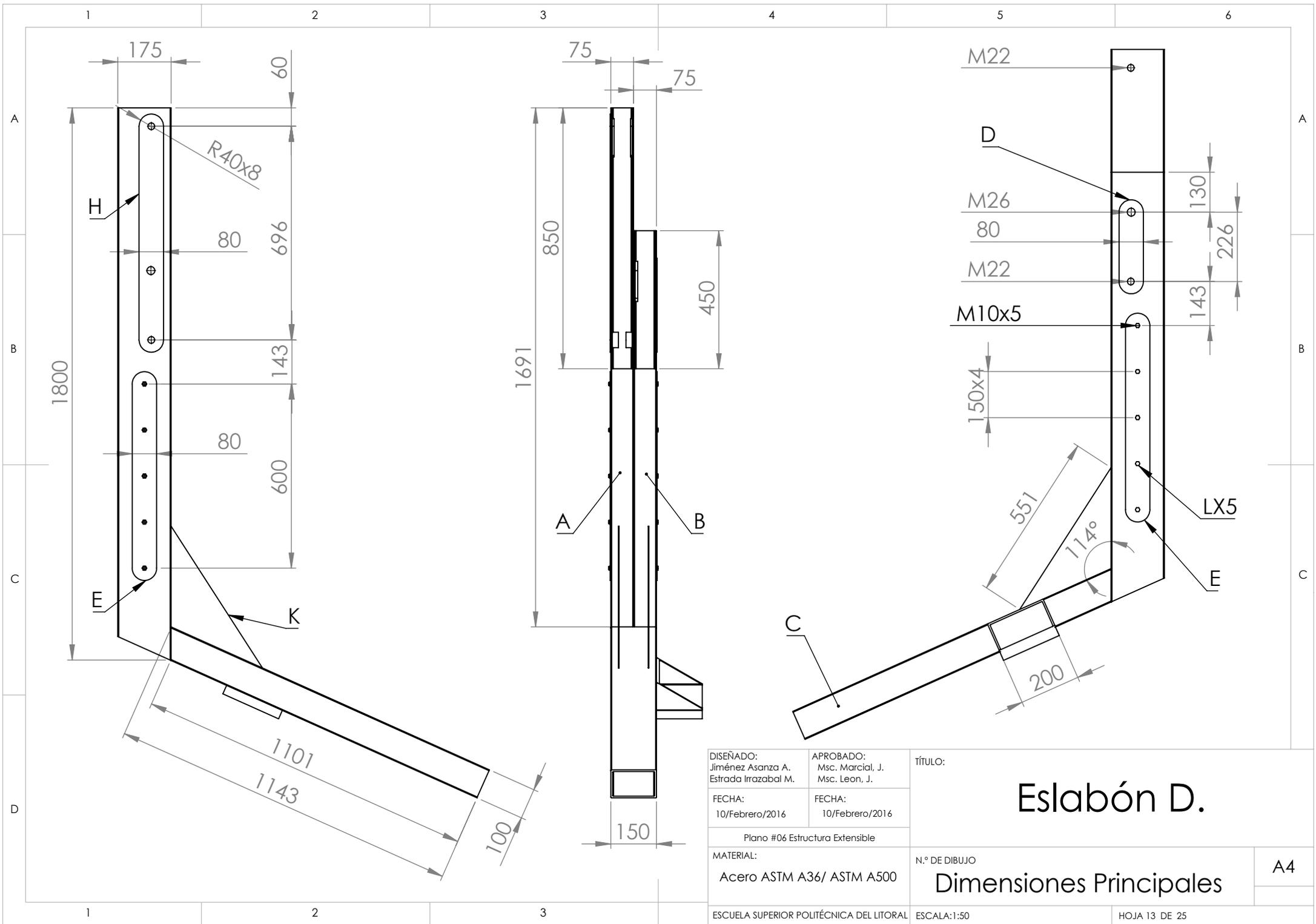
Plano #05 Estructura Extensible

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

Elementos Estructurales

A4



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:
Eslabón D.

FECHA:
10/Febrero/2016

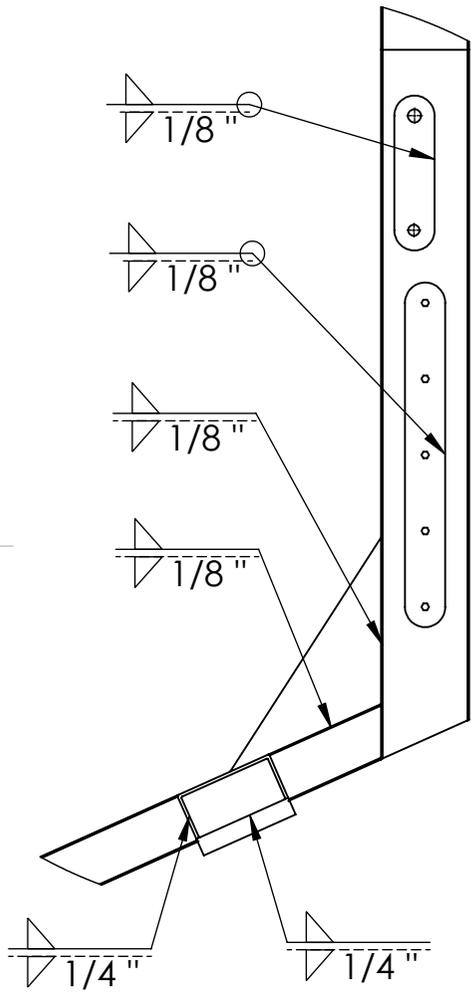
FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #06 Estructura Extensible

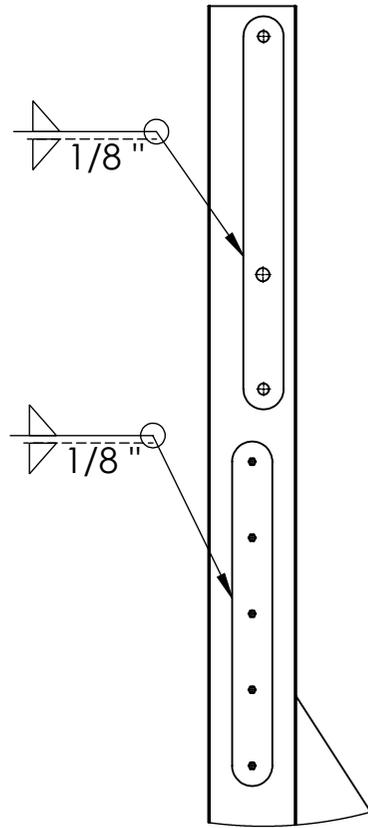
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO
Dimensiones Principales

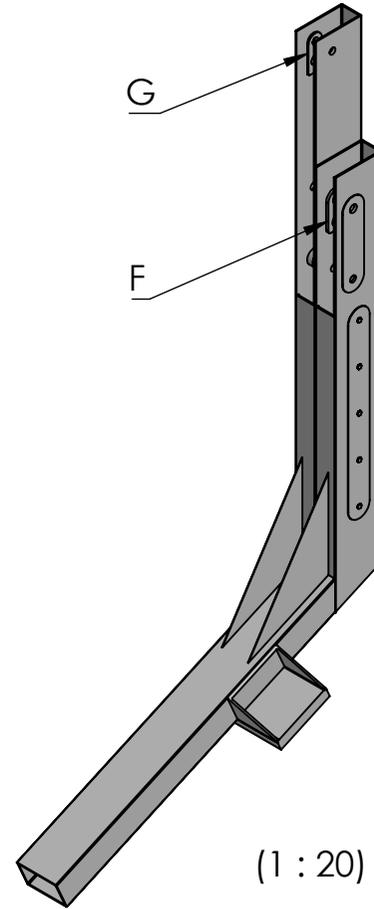
A4



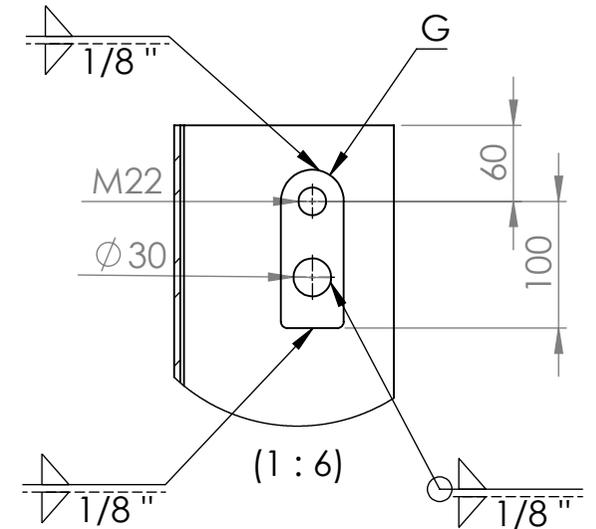
(1 : 15)



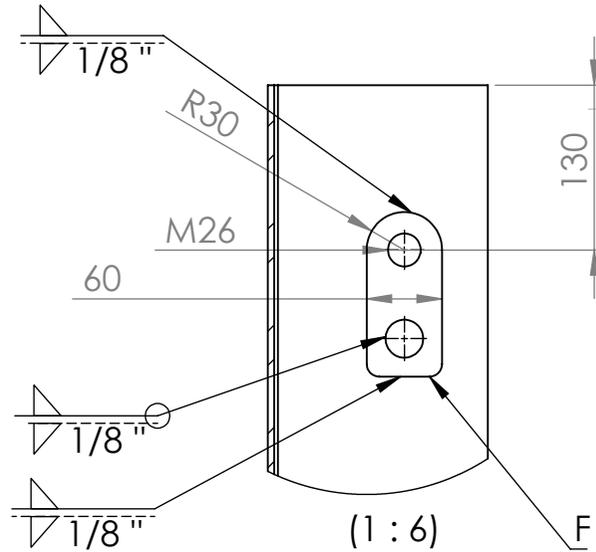
(1 : 15)



(1 : 20)



(1 : 6)



(1 : 6)

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

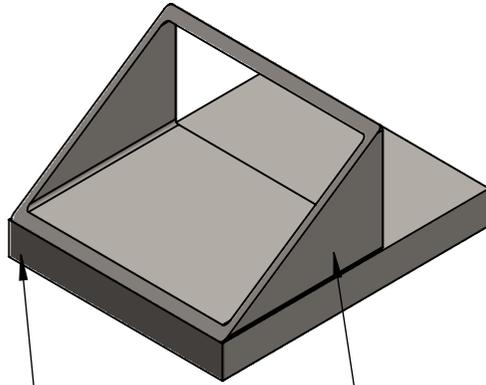
Plano #07 Estructura Extensible
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

TÍTULO:

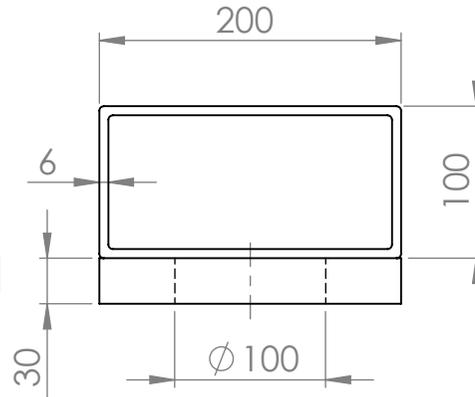
Eslabón D.

N.º DE DIBUJO
Elementos Estructurales/Soldadura

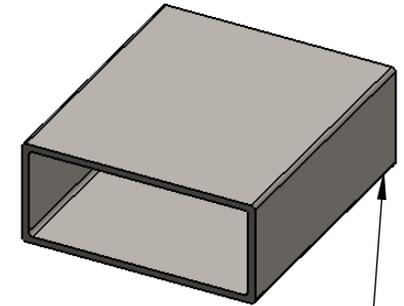
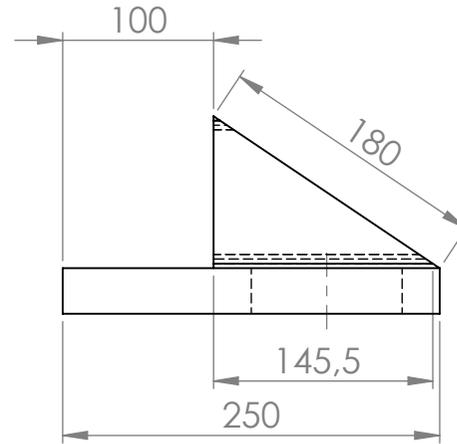
A4



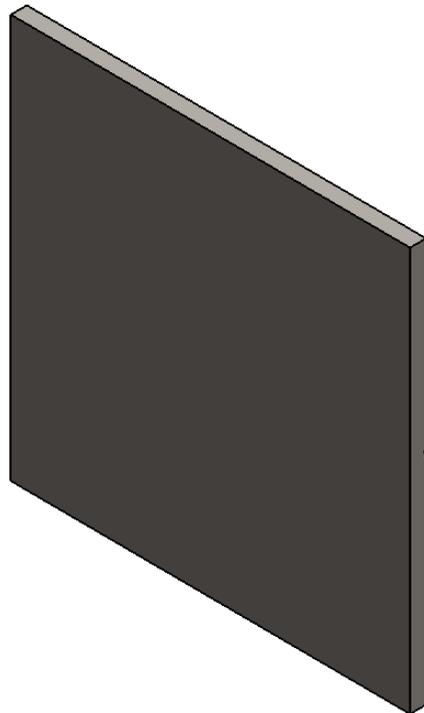
Lamina
250x200x30 mm
Acero ASTM A36
Elemento J



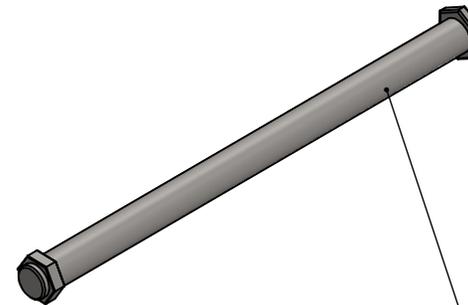
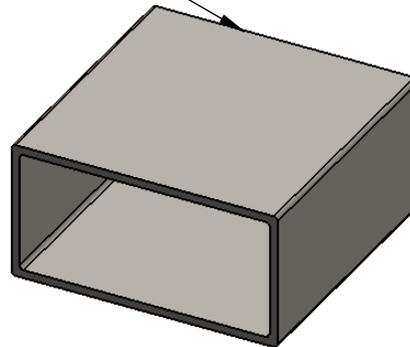
Perfil Rectangular
200x100x6 mm
Acero ASTM A500 Gr. A
Elemento C y I



Perfil Rectangular
175x75x5 mm
Acero ASTM A500 Gr. A
Elemento A y B



Platinas
Acero ASTM A36
Varios espesores
Elementos D, E, F, G, H y K



Perno de Sujeción x5
M10 160 mm
Acero AISI 1018
Elemento L

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #08 Estructura Extensible

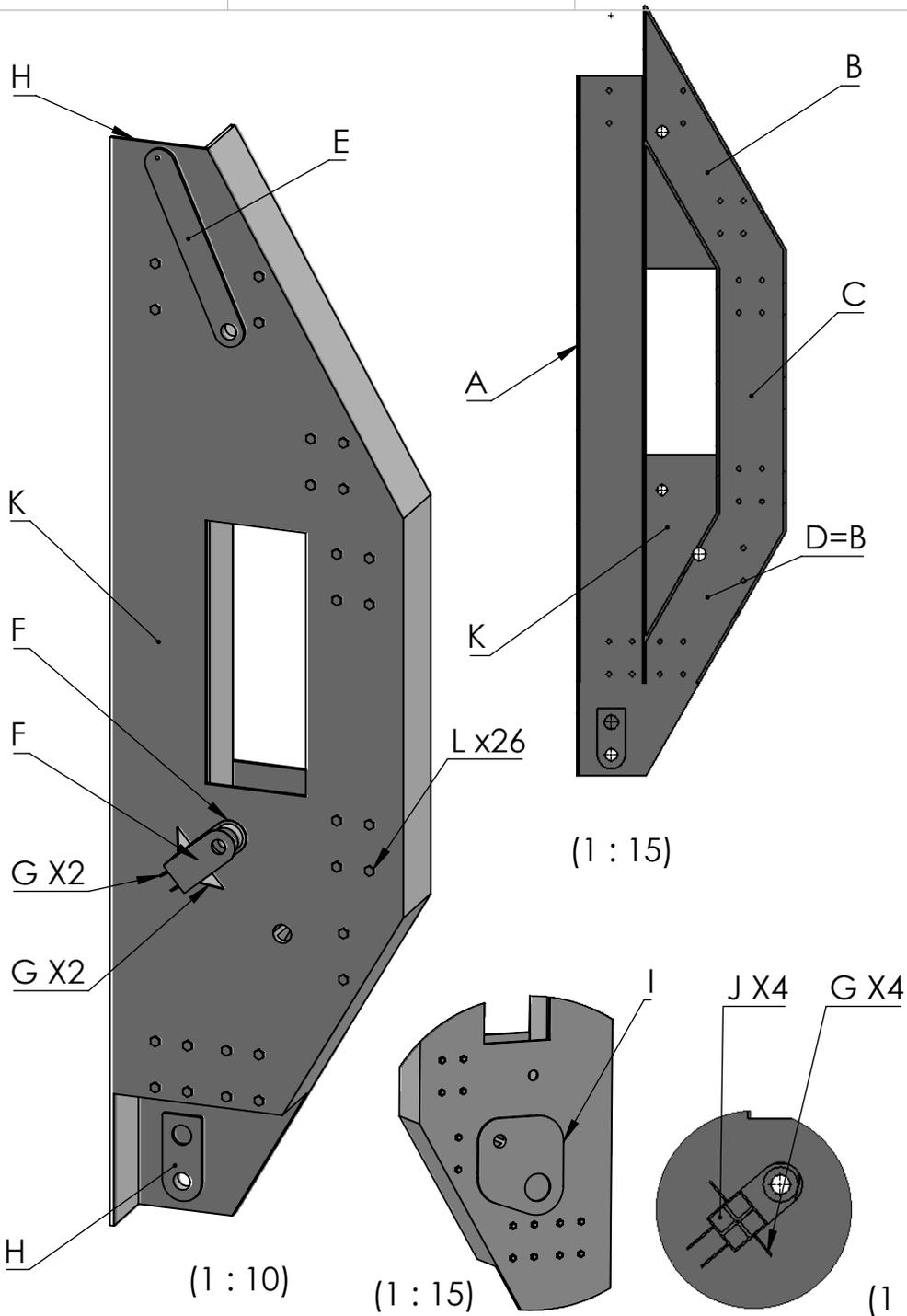
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

Elementos Estructurales

A4

Eslabón D



# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
A	Estructura Elemento A	1650 mm	Perfil Rectangular 150x100x6 mm	1
B	Estructura Elemento A	603 mm	Perfil Rectangular 150x100x6 mm	1
C	Estructura Elemento A	605 mm	Perfil Rectangular 150x100x6 mm	1
D	Estructura Elemento A	603 mm	Perfil Rectangular 150x100x6 mm	1
E	Platina doble superior		Plancha 309x46x2 mm	1
F	Platina Cilindro Hidr.		Plancha 113x50x2 mm	2
G	Platina soldadura		Plancha 30x47.5x2 mm	4
H	Platina tensores		Plancha 113x50x2 mm	2
I	Platina Elemento B		Plancha 216x200x2 mm	1
J	Soporte para cilindro hidr.	43,5 mm	Perfil cuadrado 25x25x2 mm	4
K	Placas de sujeción		Plancha 1650x452x6 mm	2
L	Pernos sujeción		M10 26 elementos	26

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irزابal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #09 Estructura Extensible

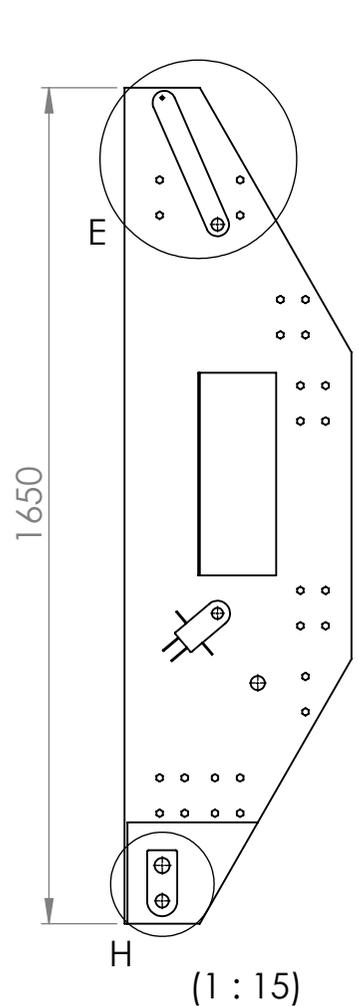
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

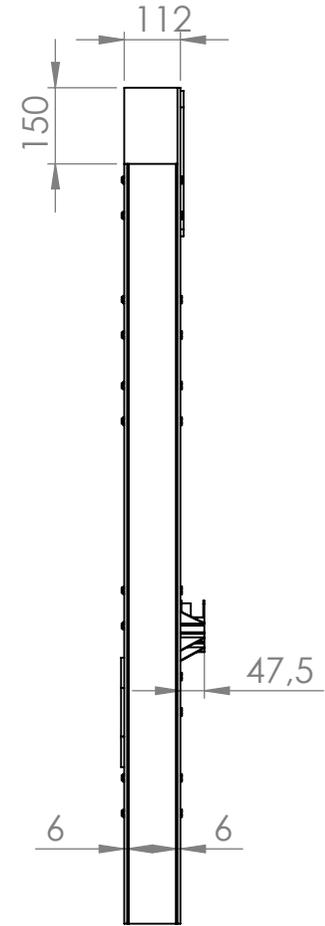
Elementos Estructurales

A4

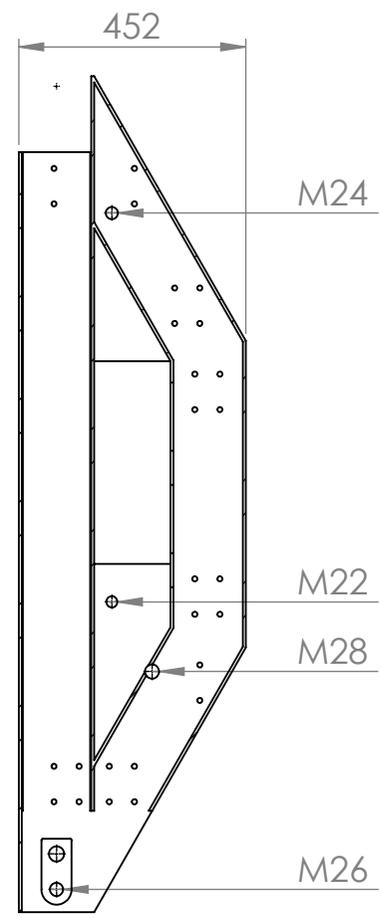
Elemento A



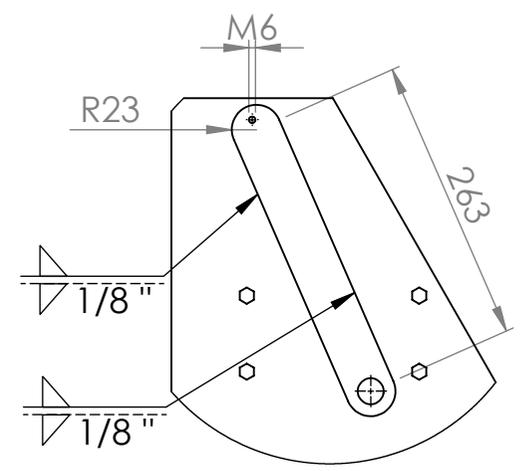
(1 : 15)



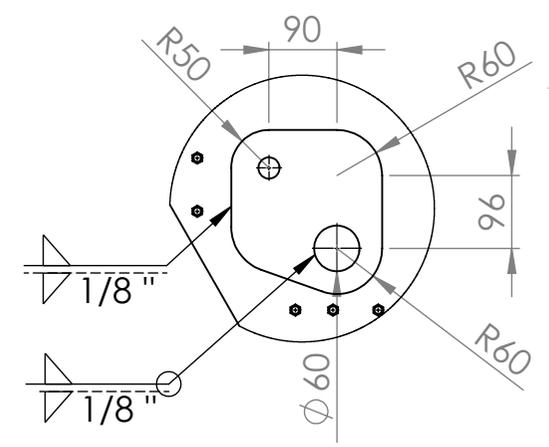
(1 : 15)



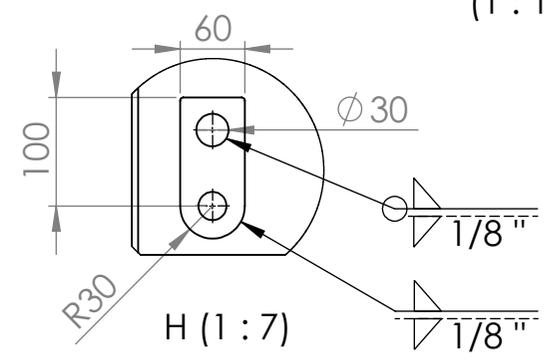
(1 : 15)



E (1 : 7)



I (1 : 10)



H (1 : 7)

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irrazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

FECHA:
10/Febrero/2016

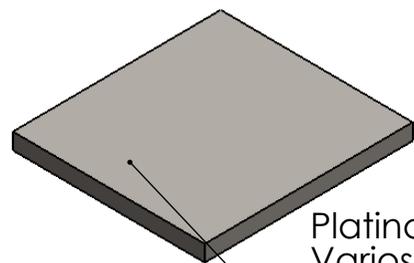
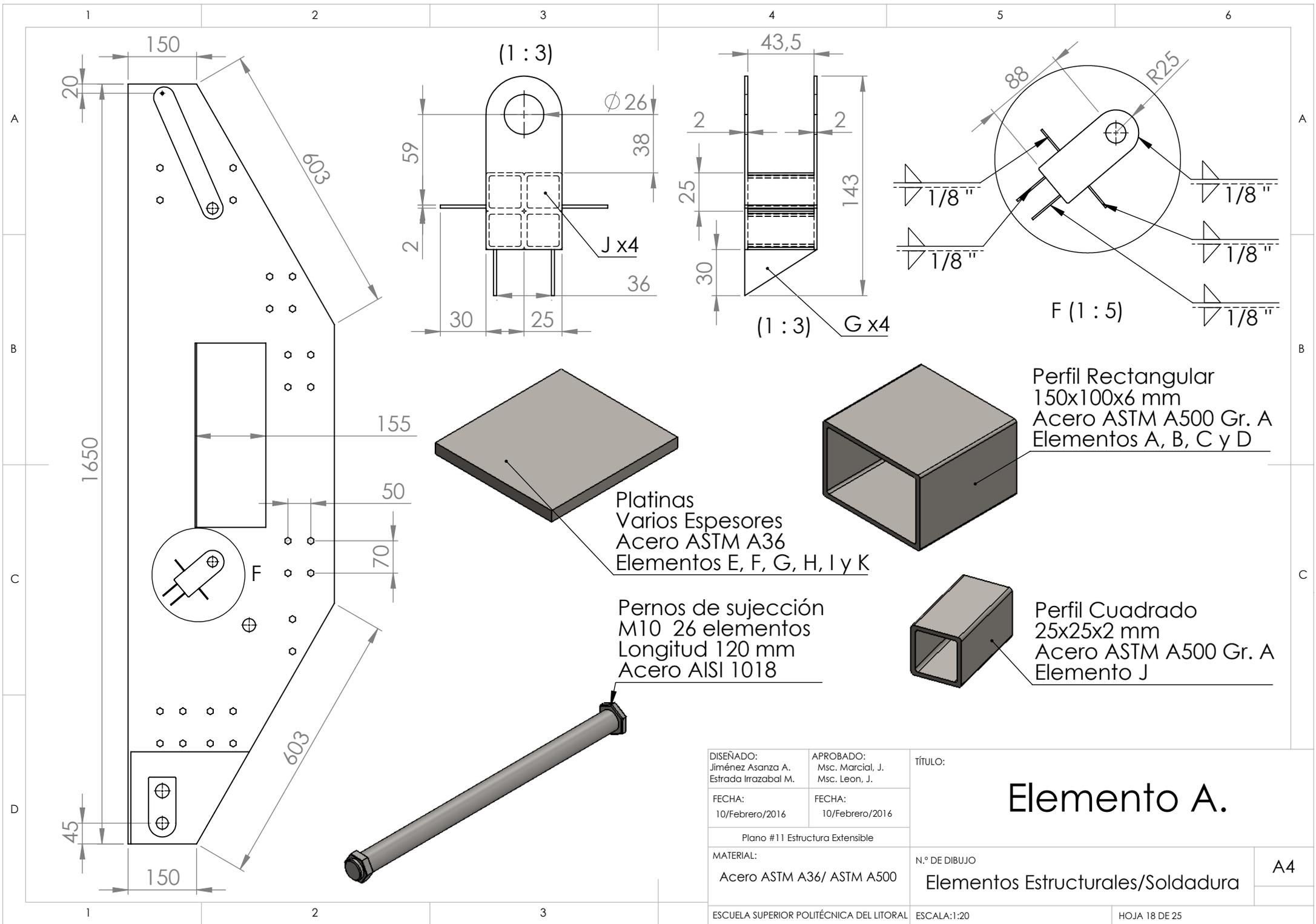
FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #10 Estructura Extensible

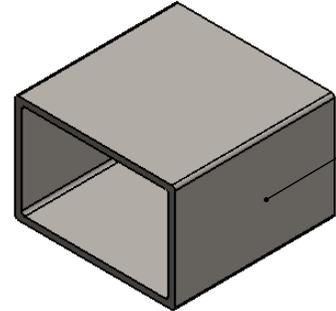
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO
Elementos Estructurales/Soldadura

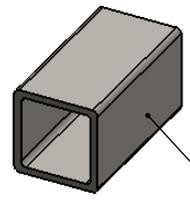
A4



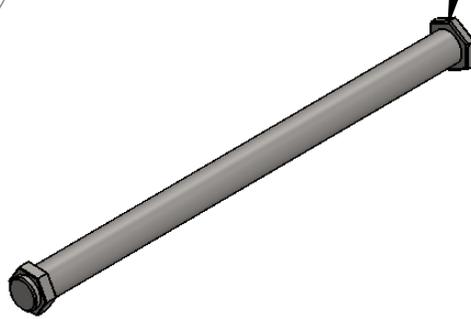
Platinas
Varios Espesores
Acero ASTM A36
Elementos E, F, G, H, I y K



Perfil Rectangular
150x100x6 mm
Acero ASTM A500 Gr. A
Elementos A, B, C y D



Perfil Cuadrado
25x25x2 mm
Acero ASTM A500 Gr. A
Elemento J



Pernos de sujeción
M10 26 elementos
Longitud 120 mm
Acero AISI 1018

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:

Elemento A.

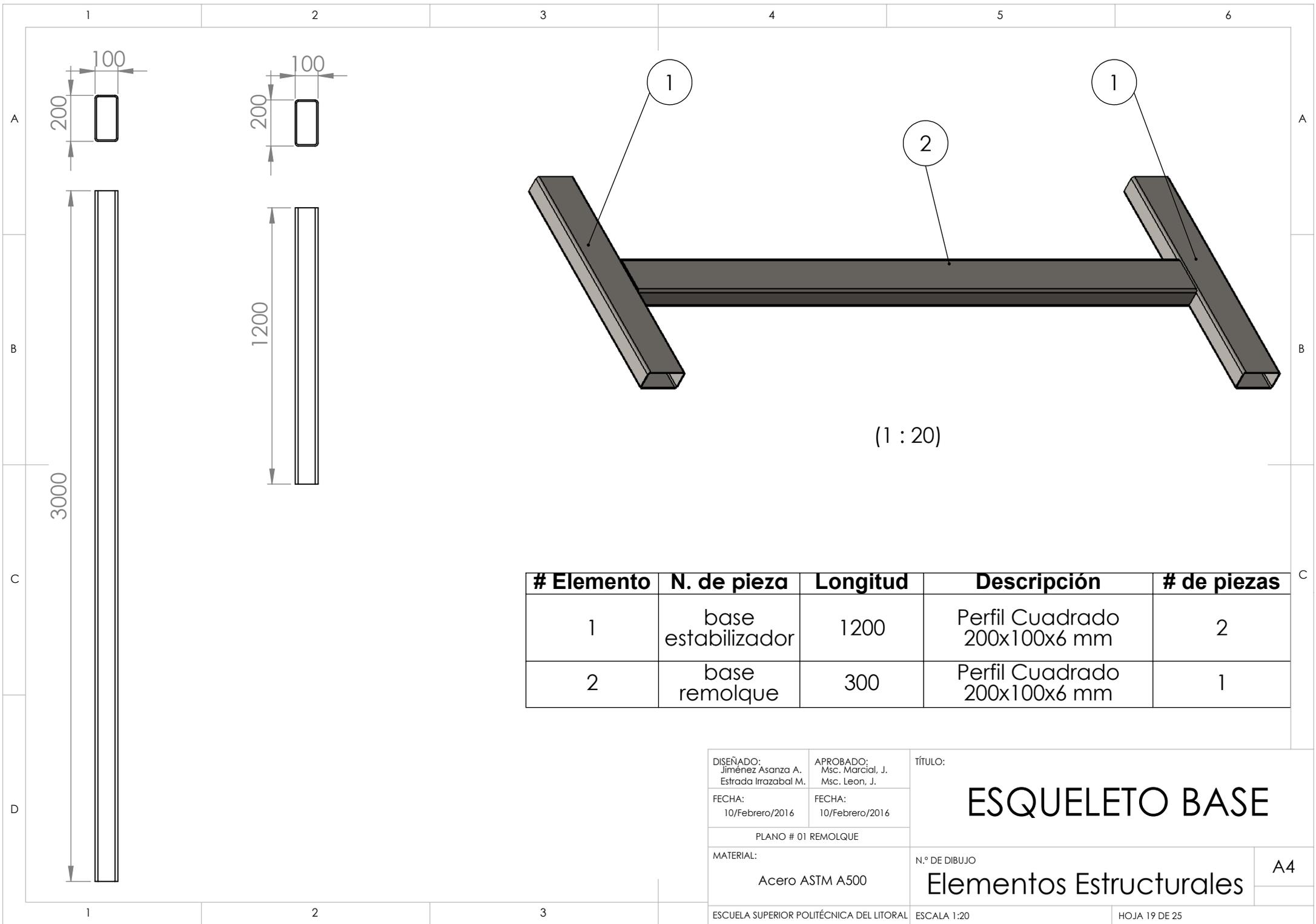
FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

Plano #11 Estructura Extensible
MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO
Elementos Estructurales/Soldadura

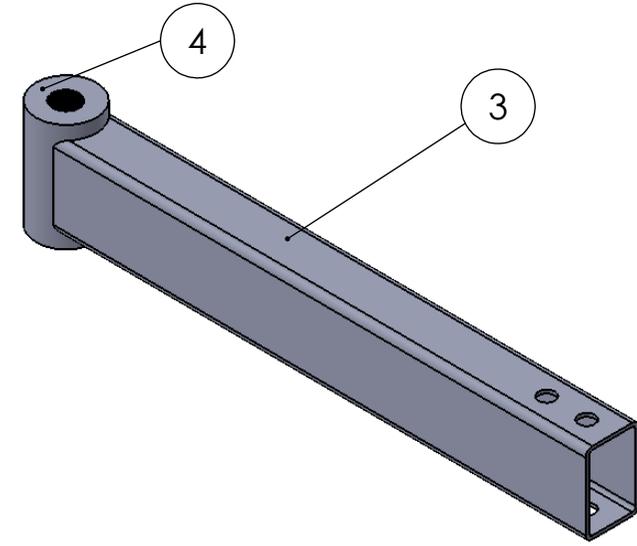
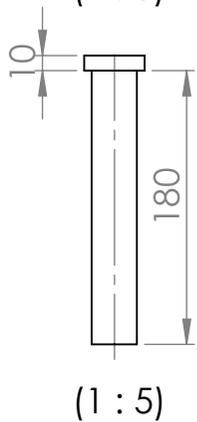
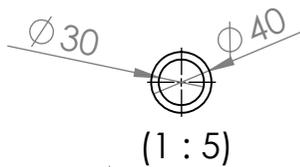
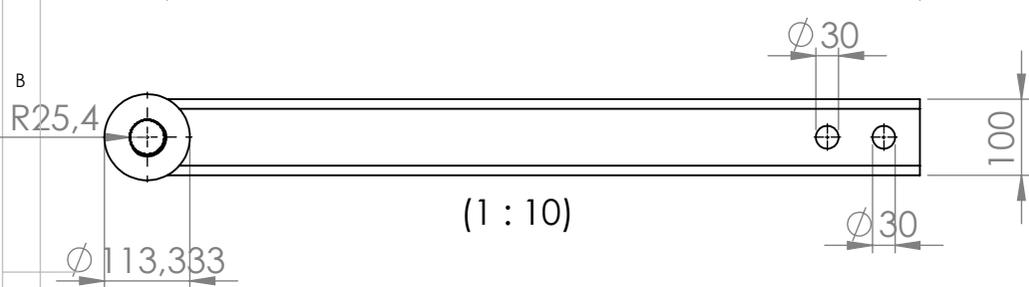
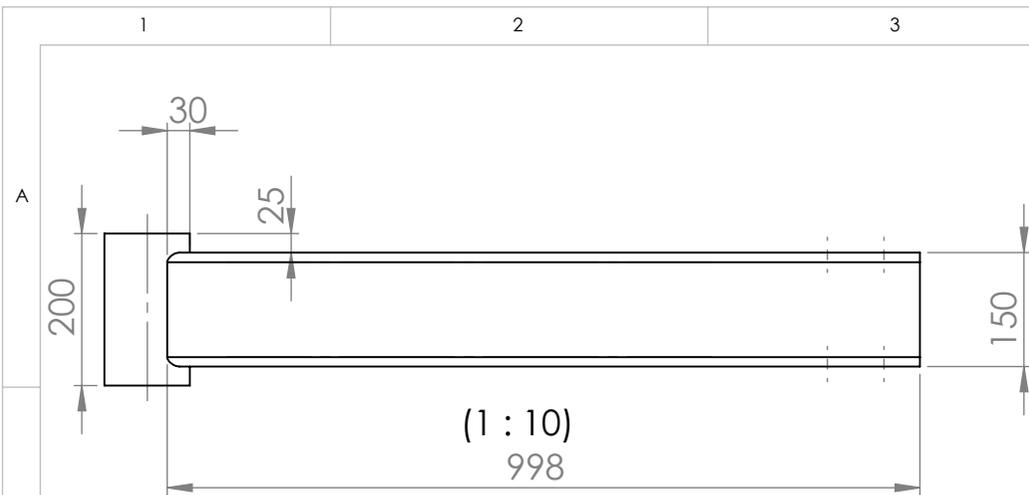
A4



(1 : 20)

# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
1	base estabilizador	1200	Perfil Cuadrado 200x100x6 mm	2
2	base remolque	300	Perfil Cuadrado 200x100x6 mm	1

DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.	TÍTULO:	
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016	<h1>ESQUELETO BASE</h1>	
PLANO # 01 REMOLQUE			
MATERIAL: Acero ASTM A500		N.º DE DIBUJO Elementos Estructurales	A4
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		ESCALA 1:20	HOJA 19 DE 25



(1 : 10)

# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
3	ESTABILIZADO R	1000	Perfil Cuadrado 150X100X6 mm	4
4	CILINDRO	200	TORTA RADIO 60 mm	4
P	PASADOR	200	TORTA RADIO 40	4

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

FECHA:
10/Febrero/2016

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

FECHA:
10/Febrero/2016

TÍTULO:

ESTABILIZADOR

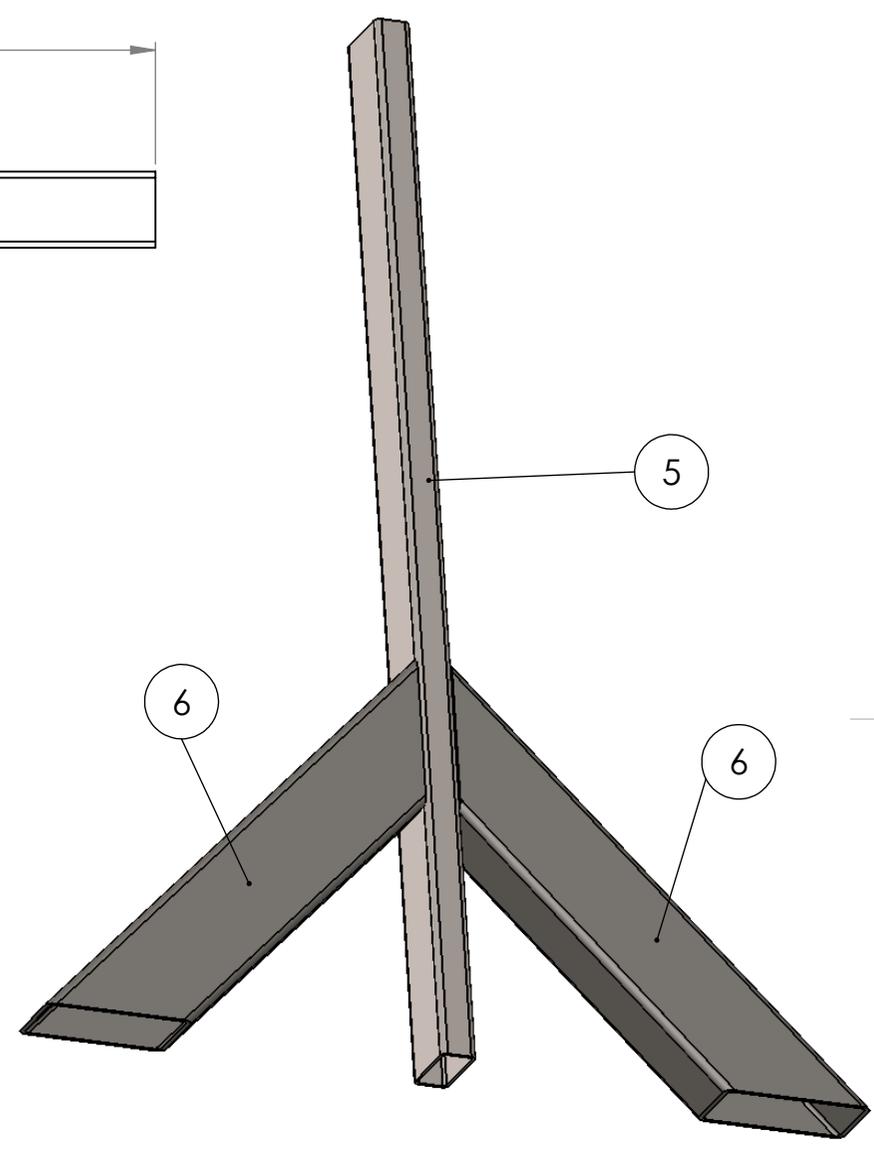
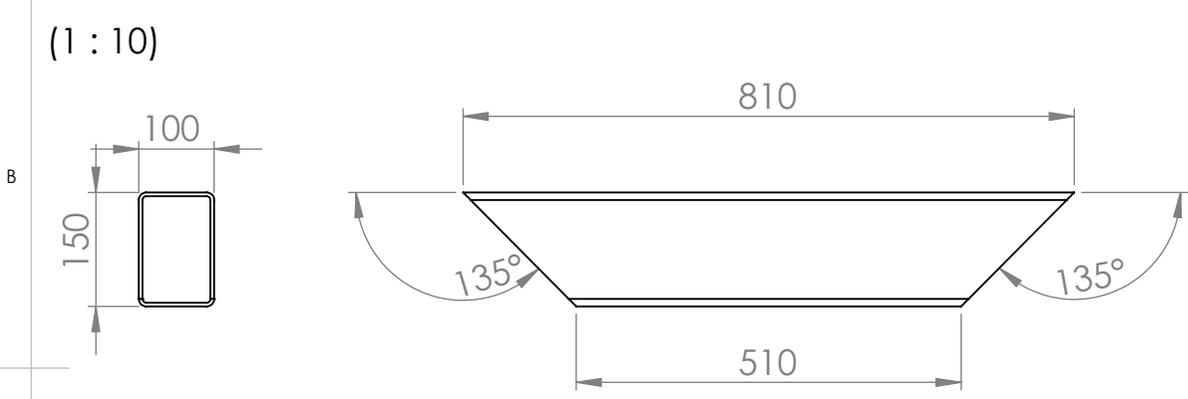
PLANO #02 REMOLQUE

MATERIAL:
Acero ASTM A36/ ASTM A500

N.º DE DIBUJO

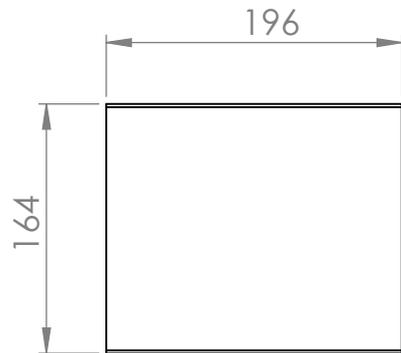
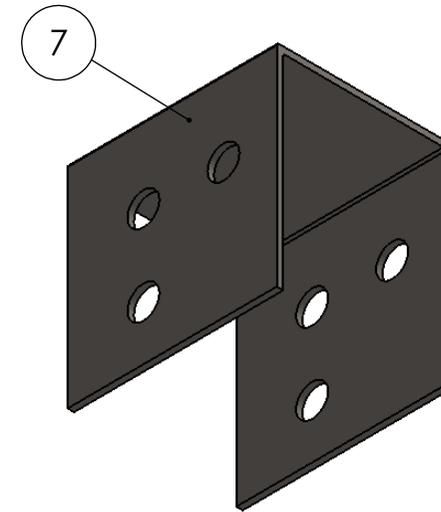
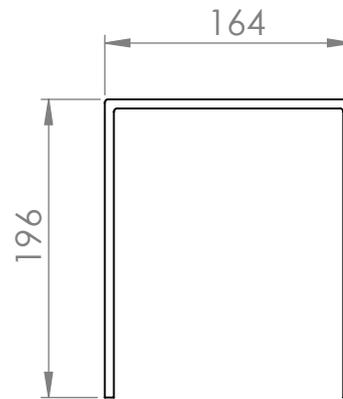
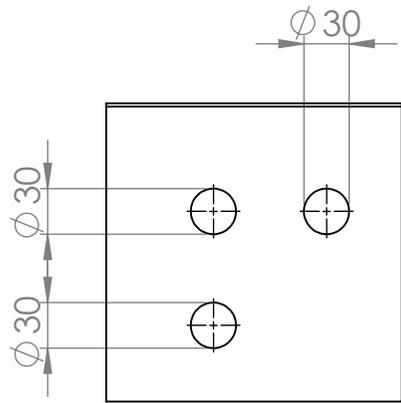
Elementos Estructurales

A4



# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
5	CONECTOR	1500mm	Perfil Cuadrado 100x50x6 mm	1
6	SOPORTE	810 mm	Perfil Cuadrado 150x100x6 mm	2

DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irrazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.	TÍTULO:	
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016	<h1>CONECTOR</h1>	
PLANO #03 REMOLQUE			
MATERIAL: Acero ASTM A500		N.º DE DIBUJO	A4
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		ESCALA 1:10	HOJA 21 DE 25



# Elemento	N. de pieza	Descripción	# de piezas
7	SOPORTE ESTABILIZADOR	PLANCHA DE ACERO ASTM A 36 DE 6mm	
7.1	Plancha 1	196x196	2
7.2	Plancha 2	196x 164	1

DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

PLANO # 04 REMOLQUE

MATERIAL:
Acero ASTM A36

TÍTULO:

SOPORTE ESTABILIZADOR

N.º DE DIBUJO

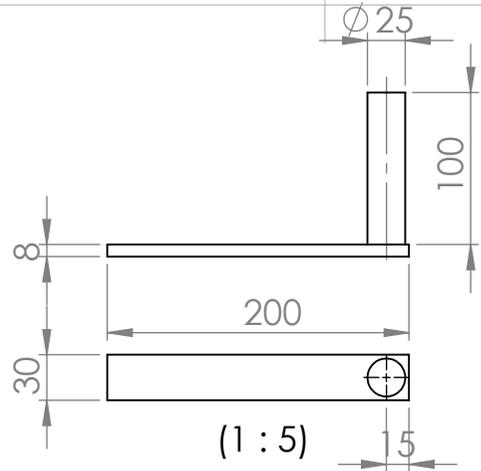
Elementos Estructurales

A4

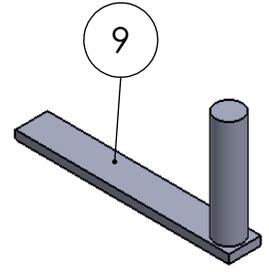


A (1 : 1)

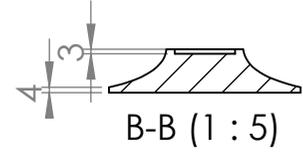
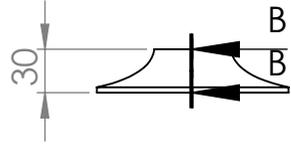
Características Rosca ACME	
Diámetro mayor	2in
Diámetro medio	1,875 in
Diámetro menor	1,75 in
Paso	0,25 in
Hilos por in	4
Área	2,58 in ²



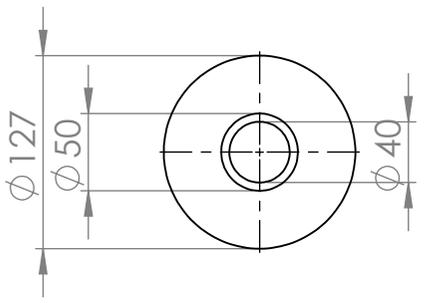
(1 : 5)



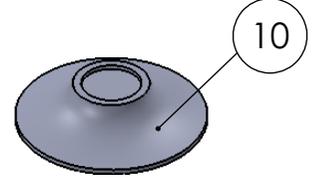
(1 : 5)



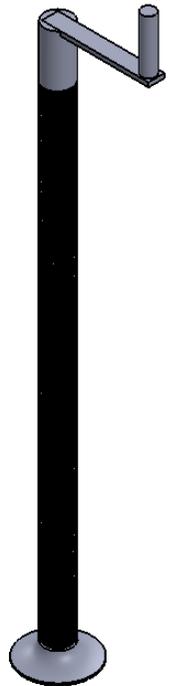
B-B (1 : 5)



(1 : 5)



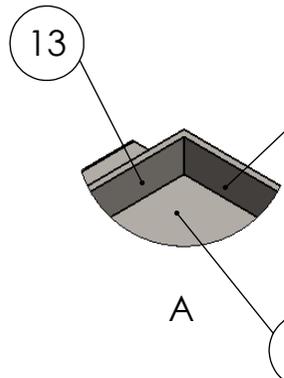
(1 : 5)



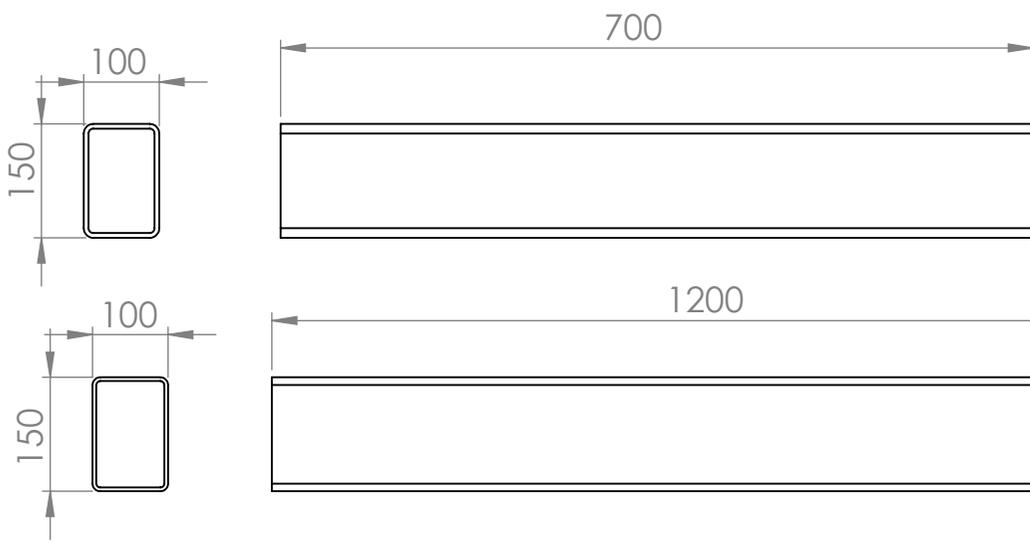
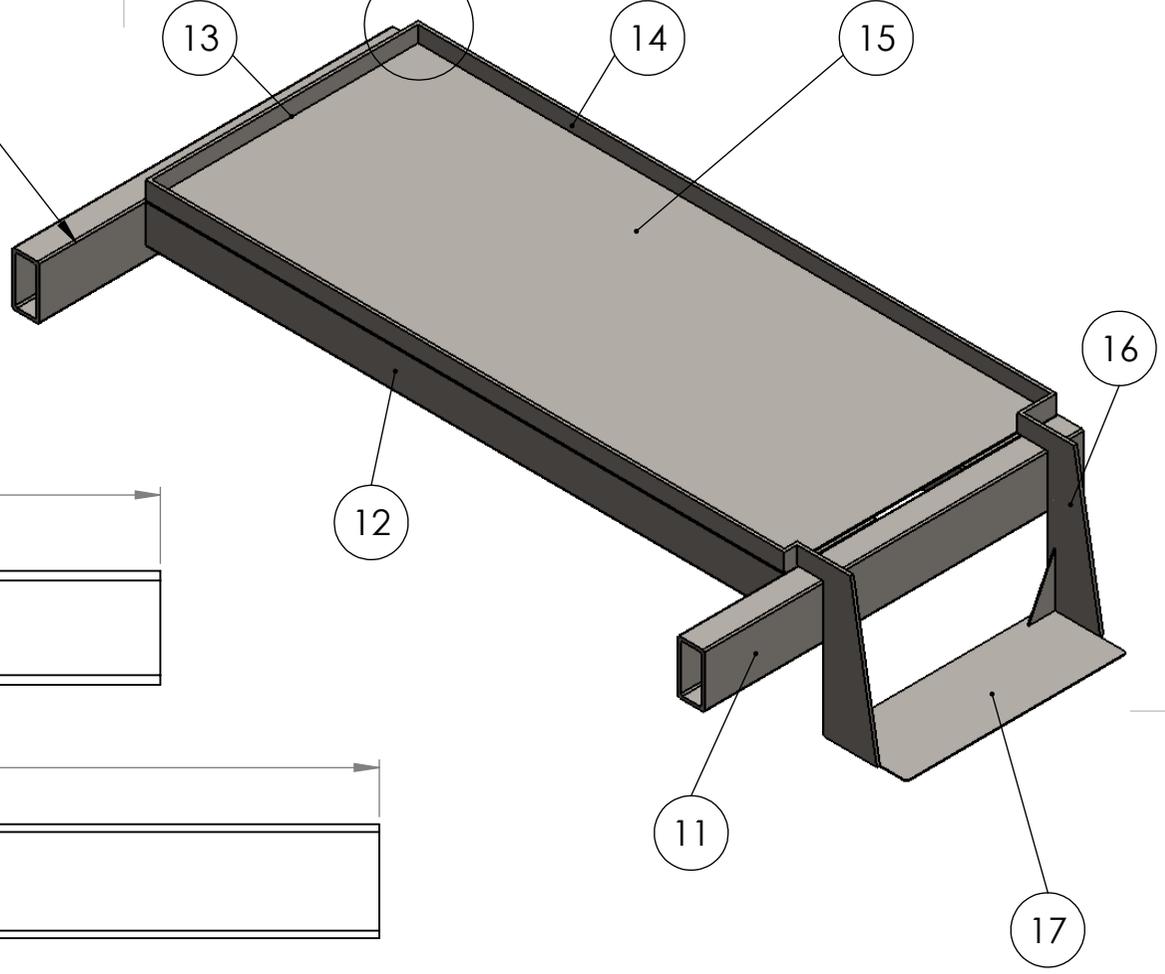
# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
8	Tornillo de potencia	1000mm	Tornillo de potencia	4
9	Palanca	200mm	plancha de 200x30x8 +rodillo de D=25mm	4
10	base tornillo	D=130	Base para estabilizar	4

DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016

TÍTULO: TORNILLO DE POTENCIA
PLANO #05 REMOLQUE
MATERIAL: Acero AISI 1018
N.º DE DIBUJO ELEMENTOS ESTABILIZADOR
A4



13	PLACA DE 500X30X6	2
14	PLACA 1200X30X6	2
15	PLANCHA 1200X500	1



# Elemento	N. de pieza	Longitud	Descripción	# de piezas
11	LADO DE BASE	700	Perfil Cuadrado 150x100x6 mm	2
12	CENTRO DE BASE	1200MM	Perfil Cuadrado 150x100x6 mm	2

DISEÑADO: Jiménez Asanza A. Estrada Irrazabal M.	APROBADO: Msc. Marcial, J. Msc. Leon, J.
FECHA: 10/Febrero/2016	FECHA: 10/Febrero/2016

TÍTULO:

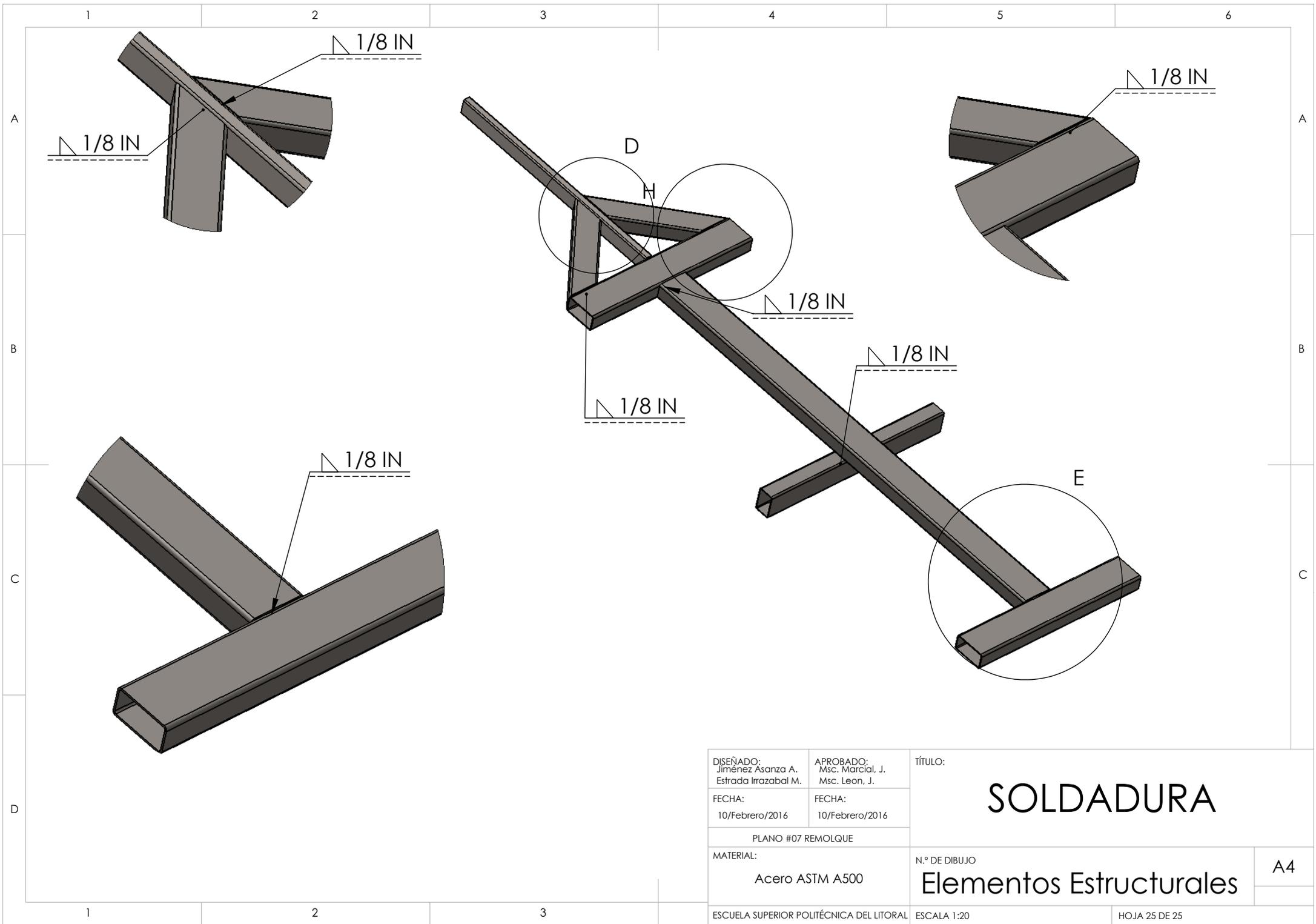
BASE TRASERA

PLANO #06 REMOLQUE

MATERIAL: Acero ASTM A500/ OTROS

N.º DE DIBUJO: Elementos Estructurales

A4



DISEÑADO:
Jiménez Asanza A.
Estrada Irazabal M.

APROBADO:
Msc. Marcial, J.
Msc. Leon, J.

TÍTULO:
SOLDADURA

FECHA:
10/Febrero/2016

FECHA:
10/Febrero/2016

PLANO #07 REMOLQUE

MATERIAL:
Acero ASTM A500

N.º DE DIBUJO
Elementos Estructurales

A4