



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL DE
CARGA EN LA COMPAÑÍA MOTRAREGS Cía. Ltda.”

AUTOR: ALEX JAVIER CERÓN MORALES

TUTOR: Ing. Mg. CHRISTIAN CASTRO

AMBATO – ECUADOR

2016

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor de proyecto técnico sobre el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL DE CARGA EN LA COMPAÑÍA MOTRAREGS Cía. Ltda.” presentado por Alex Javier Cerón Morales, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, considero que dicho informe investigativo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador designado por el consejo.

Ambato, 20 de octubre de 2016

EL TUTOR

Ing. Mg. Christian Castro

AUTORÍA

Declaro que el contenido del proyecto técnico “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL DE CARGA EN LA COMPAÑÍA MOTRAREGS Cía. Ltda.”, así como sus ideas, opiniones, análisis, resultados, conclusiones son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del presente proyecto.

Ambato, 20 de octubre de 2016

EL AUTOR

Ales Javier Cerón Morales

C.I: 1804319737

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de éste documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 20 de octubre de 2016

EL AUTOR

Ales Javier Cerón Morales

C.I: 1804319737

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA.....	iii
DERECHOS DE AUTOR	iv
RESUMEN EJECUTIVO	xiv
SUMMARY	xv
CAPÍTULO I.....	1
1. EL PROBLEMA	1
1.1. TEMA.....	1
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	1
1.3. OBJETIVOS.....	2
1.3.1. General	2
1.3.2. Específicos	2
CAPÍTULO II	3
2. FUNDAMENTACIÓN	3
2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS.....	3
2.2. FUNDAMENTACIÓN LEGAL	5
2.3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	5
2.3.1. Historia de los elevadores	6
2.3.1.1. Edad Antigua.....	6
2.3.1.2. El periodo Greco – Romano	7
2.3.1.3. Edad Media.....	8
2.3.1.4. El vapor como sistema de tracción.....	9
2.3.2. Plataformas Elevadoras	11

2.3.2.1.	Tipos de plataformas elevadoras de carga.....	11
A.	Por la forma en la que se apoyan	11
a)	Tipo tijera.....	11
b)	Tipo columna	12
B.	Por el principio de trabajo.....	13
a)	Neumático.....	13
b)	Hidráulico	14
2.3.3.	Modelo matemático para la resolución de la estructura.....	16
2.3.3.1.	Equilibrio de cuerpos rígidos	16
2.3.3.2.	Análisis de estructuras.....	18
CAPÍTULO III.....		23
3.	Diseño del Proyecto	23
3.1.	Estudios	23
3.1.1.	Determinación de la carga.....	23
3.1.2.	Dimensionamiento de la plataforma.....	25
3.1.3.	Altura máxima.....	26
3.1.4.	Consideraciones de diseño	27
3.1.5.	Análisis para el dimensionamiento de los brazos de la tijera.....	27
3.1.6.	Análisis para la posición del actuador	29
3.1.6.1.	Actuador ubicado en posición horizontal.....	31
3.1.6.2.	Actuador ubicado a $L+ 1/5L$	34
3.1.6.3.	Actuador ubicado a $L+ 2/5 L$	35
3.1.6.4.	Actuador ubicado a $L+ 1/2 L$	36
3.1.7.	Análisis de la carrera del actuador.....	37
3.1.7.1.	Actuador ubicado horizontal	38

3.1.7.2.	Actuador ubicado en $L + 2L/5$	38
3.1.7.3.	Actuador ubicado en $L + L/2$	41
3.2.	Cálculos	42
3.2.1.	Cálculo estructural.....	42
3.2.1.1.	Cálculo de reacciones:	44
3.2.1.2.	Fuerzas y reacciones cuando la estructura está desplegada.....	52
3.2.1.3.	Fuerzas y reacciones cuando la estructura está plegada.....	55
3.2.2.	Selección del perfil para los brazos de la tijera	56
3.3.	Diseño de los elementos de la estructura.....	70
3.3.1.	Diseño del pasador principal	70
3.3.2.	Diseño del pasador para los extremos de la estructura.....	72
3.3.3.	Diseño del bocín.....	73
3.3.4.	Diseño del eje que soporta al actuador	75
3.3.5.	Diseño de la ménsula para los extremos de la estructura	78
3.3.6.	Diseño de la ménsula que soporta el actuador.....	81
3.3.7.	Diseño de la rueda	82
3.3.8.	Diseño de la base superior	84
3.3.8.1.	Diseño para la viga de 1500[mm]	85
3.3.8.2.	Diseño para la viga de 900[mm]	86
3.3.9.	Diseño del elemento para el empuje.....	88
3.3.10.	Diseño de la base inferior	93
3.3.11.	Diseño de soldadura para la ménsula de los extremos de la estructura.....	96
3.3.12.	Diseño de soldadura para la ménsula que soporta el actuador	100
3.3.13.	Diseño de soldadura para la base	102
3.3.14.	Diseño de soldadura del elemento para el empuje	104

3.4.	Selección de ruedas y garruchas.....	106
3.4.1.	Caracterización del tipo de rueda según el tipo de suelo y del entorno de utilización.	106
3.4.2.	Cálculo de la capacidad requerida para la rueda, para la determinación del diámetro de la rueda.....	107
3.4.3.	Selección del soporte correcto, verificando la capacidad del conjunto rueda y soporte.	107
3.5.	Selección de los componentes del circuito neumático	108
3.5.1.	Selección del actuador.....	108
3.5.2.	Selección de montaje.....	109
3.5.3.	Cálculo del pandeo en el vástago del actuador.....	110
3.5.4.	Consumo de aire.....	112
3.5.5.	Selección del compresor.....	113
3.5.6.	Selección de circuito neumático.....	113
3.6.	Materiales y costos	115
3.7.	Plan de mantenimiento	117
3.8.	Análisis por elementos finitos	123
CAPÍTULO IV.....		130
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	130
4.1.	Conclusiones	130
4.2.	Recomendaciones.....	132
Bibliografía		133
Anexos		135

FIGURAS

Figura 2. 1 Dispositivo de elevación consistente en una pértiga y un contrapeso en Egipto, siglo XII a.C.	7
Figura 2. 2 Esquema de un polipasto de dos rodillos.....	7
Figura 2. 3 Máquina de elevación accionada mediante una rueda hidráulica.....	9
Figura 2. 4 Primer ascensor para personas en el Palacio de Cristal de Nueva York.	10
Figura 2. 5 Plataforma de tijeras	12
Figura 2. 6 Plataforma de columna	12
Figura 2. 7 Sistema neumático	13
Figura 2. 8 Sistema hidráulico	14
Figura 2. 9 Reacciones en apoyos y conexiones	17
Figura 2. 10 Armadura	18
Figura 2. 11 Método de los nodos.....	19
Figura 2. 12 Método de las secciones	20
Figura 2. 13 Armazón	21
Figura 3. 1 Dimensión de cartones.....	24
Figura 3. 2 Dimensión de tanque	24
Figura 3. 3 Dimensión de la base superior con tanque	25
Figura 3. 4 Dimensión de la base superior con cartones.....	26
Figura 3. 5 Diferencia de altura para el desembarque.....	27
Figura 3. 6 Plataforma de tijeras plegada.....	27
Figura 3. 7 Triángulo formado por los puntos de análisis de la plataforma.....	28
Figura 3. 8 Triángulo rectángulo.....	28
Figura 3. 9 Diagrama de cuerpo libre con el actuador en posición horizontal.....	31
Figura 3. 10 Diagrama de cuerpo libre para el trabajo realizado por el actuador ubicado a $L + 1/5 L$	34
Figura 3. 11 Triángulo CDE.....	34
Figura 3. 12 Estructura plegada	37
Figura 3. 13 Estructura desplegada	37
Figura 3. 14 Triángulo obtenido con la estructura plegada.....	38

Figura 3. 15 Triángulo obtenido con la estructura desplegada	38
Figura 3. 16 Esquema de la estructura plegada con el actuador ubicado $2L/5$	39
Figura 3. 17 Triángulo DFE	39
Figura 3. 18 Esquema de la estructura desplegada con el actuador ubicado en $2L/5$	40
Figura 3. 19 Triángulo DFE	40
Figura 3. 20 Reacciones y fuerzas en la estructura desplegada	44
Figura 3. 21 Datos para la resolución en un software libre.....	47
Figura 3. 22 Propiedades de la sección	47
Figura 3. 23 Asignación de la sección para cada elemento de la estructura	48
Figura 3. 24 Reacciones obtenidas en el software libre	48
Figura 3. 25 Reacciones y fuerzas para la plataforma plegada	49
Figura 3. 26 Datos para la resolución en un software libre.....	51
Figura 3. 27 Fuerzas en el elemento AB	52
Figura 3. 28 Fuerzas en el nodo A	52
Figura 3. 29 Fuerzas en el nodo B	53
Figura 3. 30 Fuerzas en el elemento ACE.....	54
Figura 3. 31 Fuerzas en el elemento BCD	54
Figura 3. 32 Fuerzas en el elemento AB	55
Figura 3. 33 Fuerzas en el elemento ACE.....	55
Figura 3. 34 Fuerzas en el elemento BCD	55
Figura 3. 35 Elemento BCD.....	56
Figura 3. 36 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para le segmento CB	57
Figura 3. 37 Representación de la ubicación del pasador	58
Figura 3. 38 Restricciones para el pasador.....	58
Figura 3. 39 Representación de la deformación de la estructura	58
Figura 3. 40 Momento flector máximo para el elemento BCD obtenido en un software de análisis estructural.....	59
Figura 3. 41 Representación de una viga con apoyos simples.....	64
Figura 3. 42 Representación de una viga con apoyo fijo y apoyo simple.....	65
Figura 3. 43 Representación de las cargas con un factor de seguridad de 2	69
Figura 3. 44 Sección para los elementos de la estructura	69

Figura 3. 45 Resultado de software de análisis estructural	70
Figura 3. 46 Representación de pasador en el punto C	70
Figura 3. 47 Representación de carga de aplastamiento en el bocín.....	73
Figura 3. 48 Representación del eje que soporta el pistón.....	75
Figura 3. 49 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje que soporta el pistón	76
Figura 3. 50 Representación de la ménsula.....	78
Figura 3. 51 Representación del área sometida a corte.....	79
Figura 3. 52 Representación de la rueda	82
Figura 3. 53 Contacto cilíndrico.....	83
Figura 3. 54 Representación de la base superior.....	84
Figura 3. 55 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 1500[mm] de la base superior.....	85
Figura 3. 56 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 900[mm] de la base superior.....	87
Figura 3. 57 Representación del elemento de empuje.....	88
Figura 3. 58 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para el elemento de empuje	91
Figura 3. 59 Representación de la base inferior	93
Figura 3. 60 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la base inferior	95
Figura 3. 61 Representación de la ménsula para los extremos de la estructura	96
Figura 3. 62 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete	98
Figura 3. 63 Representación de la ménsula que soporta el pistón	100
Figura 3. 64 Representación de la base	102
Figura 3. 65 Representación de soldadura del elemento para el empuje	104
Figura 3. 66 Rueda de goma negra y soporte giratorio	107
Figura 3. 67 Rueda de goma negra y soporte fijo	108
Figura 3. 68 Diagrama Fuerza vs. Diámetro	109
Figura 3. 69 Representación del montaje para el cilindro.....	110
Figura 3. 70 Diagrama Fuerza vs. Pandeo	111
Figura 3. 71 Catálogo de compresores	113

Figura 3. 72 Representación del circuito neumático.....	114
Figura 3. 73 Diagrama sistemático de la plataforma.....	117
Figura 3. 74 Diagrama del sistema neumático	118
Figura 3. 75 Diagrama de la estructura metálica.....	118
Figura 3. 76 Representación del modelado	123
Figura 3. 77 Representación de contactos.....	123
Figura 3. 78 Propiedades del material.....	124
Figura 3. 79 Número de nodos y elementos.....	125
Figura 3. 80 Representación de cargas y restricciones asignadas.....	125
Figura 3. 81 Representación de la simulación	126
Figura 3. 82 Simulación con la estructura desplegada.....	127
Figura 3. 83 Representación del punto con mayor esfuerzo con la estructura desplegada	127
Figura 3. 84 Simulación con la estructura plegada	128
Figura 3. 85 Representación del punto con mayor esfuerzo con la estructura plegada ..	128

TABLAS

Tabla 2. 1 Tabla comparativa entre neumática e hidráulica.....	15
Tabla 3. 1 Descripción de mercadería.....	23
Tabla 3. 2 Descripción de cartones	23
Tabla 3. 3 Descripción de tanque.....	24
Tabla 3. 4 Procedimiento para el análisis por el principio de trabajo virtual.....	30
Tabla 3. 5 Valor de Q con el cilindro ubicado horizontalmente	33
Tabla 3. 6 Fuerza requerida por el actuador.....	36
Tabla 3. 7 Carrera del actuador en función de su ubicación	42
Tabla 3. 8 Catálogo de tubería estructural rectangular	43
Tabla 3. 9 Reacciones obtenidas por los dos métodos	49
Tabla 3. 10 Reacciones obtenidas en el software libre	51
Tabla 3. 11 Reacciones obtenidas por los dos métodos	51
Tabla 3. 12 Propiedades mecánicas del acero ASTM A500.....	60
Tabla 3. 13 Características del perfil rectangular 4x2x1/8[plg].....	61

Tabla 3. 14 Factor Cm.....	64
Tabla 3. 15 Propiedades del perfil 2x1/8[plg].....	66
Tabla 3. 16 Propiedades mecánicas ASTM A500	71
Tabla 3. 17 Esfuerzo cortante máximo debido a flexión	72
Tabla 3. 18 Propiedades Bronce SAE 64	74
Tabla 3. 19 Propiedades mecánicas para AISI 4340.....	77
Tabla 3. 20 Propiedades mecánicas ASTM A36	79
Tabla 3. 21 Propiedades mecánicas del nylon	82
Tabla 3. 22 Propiedades del canal U 150x50x3[mm]	94
Tabla 3. 23 Propiedades mecánicas del acero grado A.....	95
Tabla 3. 24 Tamaño de la garganta de soldadura.....	97
Tabla 3. 25 Propiedades mecánicas electrodo E7018	99
Tabla 3. 26 Tipos de ruedas	106
Tabla 3. 27 Costo de los materiales	116
Tabla 3. 28 Costo por mano de obra	116
Tabla 3. 29 Costo total	117

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL
DE CARGA EN LA COMPAÑÍA MOTRAREGS Cía. Ltda.**

Autor: Alex Cerón

Tutor: Ing. Mg. Christian Castro

RESUMEN EJECUTIVO

Para el desarrollo del proyecto se realiza un estudio estadístico de las cargas manipuladas en el área de embarque y desembarque en la compañía Motraregs Cía. Ltda., para determinar los requerimientos de la empresa, y, en base a estos, se determinan los valores de la carga a levantar y las dimensiones de la plataforma.

La plataforma está conformada por la estructura metálica y un sistema neumático, empleado como medio de transferencia de fuerza. Para el diseño de los diferentes componentes de la plataforma se emplean enunciados de diseño mecánico y valores de resistencia de los materiales obtenidos de normas ecuatoriana vigentes. Además se emplea un software de análisis por elementos finitos para obtener un análisis del comportamiento de la estructura en condiciones de trabajo.

El sistema neumático está constituido por un actuador y diferentes válvulas para garantizar el funcionamiento deseado para la plataforma. La fuerza del actuador requerida se obtiene mediante el concepto de trabajo virtual, para el cual, se consideran diferentes ubicaciones y se selecciona de acuerdo al recorrido y la fuerza necesaria para levantar la carga de diseño.

SUMMARY
TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING
CAREER OF MECHANICAL ENGINEERING

**DESING AND CONSTRUCTION OF A MOBILE PNEUMATIC PLATFORM
OF LOAD IN MOTRAREGS CO. TRANSPORT COMPANY**

Author: Alex Cerón

Tutor: Ing. Mg. Christian Castro

EXECUTIVE SUMMARY

For the development of the project a statistical study of the loads manipulated in the loading and unloading area in the Motraregs Company is performed, in order to, determine the requirements of the company, and based on these, the values of the load being lifted and the dimensions of the platform are determined.

The platform consist of the metal structure and a pneumatic system used as way of transfer of force. For the design of the different components of the platform, there are used terms of reference of mechanical design and resistance values of the materials obtained from existing ecuadorian standards. In addition, a software of analysis by finite elements is used to obtain an analysis of the behavior of the structure in working condition.

The pneumatic system is constituted by an cilynder and different valves to guaranteee the functioning wished for the platform. The cilynder force required is obtained by the concept of virtual work, for which are considered different locations and the definitive is selected according to the route and the necessary force to raise the load of desing.

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA

1.1. TEMA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL DE CARGA EN LA COMPAÑÍA MOTRAREGS Cía. LTDA.

1.2. JUSTIFICACIÓN

Según el Directorio de Empresas y Establecimientos en su informe presentado en el 2014 por el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, en el país existen alrededor de 700 000 empresas. En el 2012 se registraron ventas internas superiores a 121 000 millones de dólares, donde el 60% pertenece a industrias manufactureras y de comercio. [1]

Este dato económico evidencia la cantidad de productos que se comercializan en el país. Para que este ciclo de comercialización se cumpla, y el producto llegue hasta el consumidor, es necesaria la intervención de empresas que presten servicios de transporte.

Las empresas que prestan este servicio buscan satisfacer las necesidades del cliente, las cuales están determinadas por el tiempo transcurrido entre el envío y recepción del producto o encomienda a un lugar determinado, en el menor tiempo posible.

Este tipo de empresas cuentan con flotas de camiones o camionetas empleadas para el transporte de mercancías, además del personal requerido para el embarque y desembarque de los vehículos. La empresa MOTRAREGS Cía. Ltda., cuenta con 18 empleados en el área de embarque – desembarque. La gerencia pensando en el bienestar de sus empleados, ha decidido implementar equipos para el área de embarque y desembarque de camiones. En vista de ello, se ha solicitado el diseño y construcción de una plataforma de carga móvil.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. General

Diseñar y construir una plataforma neumática móvil de carga.

1.3.2. Específicos

- Analizar los procesos en el área de embarque – desembarque en la empresa MOTRAREGS Cía. Ltda.
- Establecer los parámetros para el diseño de columnas de la plataforma.
- Determinar los procesos neumáticos requeridos para levantar la carga.
- Seleccionar los dispositivos para el sistema neumático en función del tiempo empleado para subir y bajar la plataforma.
- Diseñar el control automático bajo los requerimientos de la empresa.
- Construir la plataforma móvil garantizando su funcionalidad y calidad.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la plataforma en la empresa.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS

Dentro de las investigaciones realizadas se puede citar el siguiente proyecto:

P. MARTÍNEZ, “Diseño, cálculo y dimensionado de una plataforma elevadora móvil de personal con accionamiento hidráulico” Valladolid, 2012.

Proyecto fin de carrera, previo a la obtención del Título de Ingeniero Técnico Industrial, especialidad en mecánica.

Disponible en Repositorio documental de la Universidad de Valladolid:

<http://uvadoc.uva.es/handle/10324/1749>

En el proyecto se lleva a cabo el diseño, cálculo y dimensionado de los elementos principales atendiendo a criterios de funcionalidad de una Plataforma elevadora Móvil de Personal para un trabajador.

Las principales conclusiones del proyecto son:

- La plataforma está diseñada para soportar 220 [kg], a una altura máxima de 7847 [mm].
- Para diseñar los elementos para la plataforma, se tomó en cuenta la funcionalidad y la resistencia de materiales, mediante un estudio de los mayores esfuerzos a los cuales van a estar sometidos cada pieza. Se ha utilizado el programa de resistencia de materiales NX-Ideas, con el cual se logra interpretar el comportamiento de los perfiles ante las cargas aplicadas.

D. CHICAIZA, “Diseño y construcción de un elevador para motocicletas y cuatriciclos” Latacunga, 2011.

Proyecto, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, Carrera de Ingeniería Automotriz, Escuela Politécnica del Ejército.

Disponible en Repositorio digital ESPE:

<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/3819>

En este proyecto se diseña un elevador con el cual se pueda realizar de forma fácil y segura la revisión y reparación de diferentes partes de motocicletas o cuatriciclos, evitando el esfuerzo físico por parte del operario.

Las principales conclusiones del proyecto son:

- El uso de software de diseño 3D minimiza el tiempo de diseño además de proporcionar una visualización del proyecto a realizarse.
- El elevador construido consta de una estructura de acero robusta y con componentes hidráulicos y eléctricos de alta calidad y de fácil instalación, permitiendo elevar motocicleta y cuatriciclos de gran cilindrada y peso con una capacidad máxima de 750 [kg].

D. VELOZ, A. MEDINA, “*Diseño y construcción de un elevador electro neumático portátil para montaje y desmontaje de las ruedas y suspensión de un vehículo*” Latacunga, 2010.

Proyecto, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, Carrera de Ingeniería Automotriz, Escuela Politécnica del Ejército.

Disponible en Repositorio digital ESPE:

<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/2932>

Este proyecto busca diseñar y construir un elevador caracterizado por su sencillez en el funcionamiento, con un mínimo de mantenimiento. El diseño mecánico se realizó en el software SolidWorks 2010, además se realiza la selección de los componentes neumáticos necesarios para su correcto funcionamiento.

Las principales conclusiones del proyecto son:

- Con el empleo del software SolidWorks 2010 se puede abaratar costos y tiempo de construcción.
- El mecanismo neumático permite elevar vehículos a una altura de 45 cm. y un peso de 2 toneladas mediante un efectivo sistema neumático.
- El elevador construido requiere de un mínimo de mantenimientos tanto en el sistema neumático como en la estructura mecánica.

2.2. FUNDAMENTACIÓN LEGAL

RTE (Reglamento Técnico Ecuatoriano) INEN (Servicio Ecuatoriano de Normalización) 095 “Ascensores, escaleras mecánicas y andenes móviles.”

Reglamento de Seguridad y Salud para la Construcción y Obras Públicas, Acuerdo Ministerial No. 011, publicado en el Registro Oficial No. 253 del 9 de febrero de 1998.

2.3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

Los medios de transporte se han empleado desde el comienzo de la humanidad. En el comienzo fue el propio hombre el encargado del transporte, llevando diferentes cargas sobre los hombros o la cabeza; con la necesidad de llevar más carga al mismo momento, se desarrollaron elementos auxiliares como yugos o sacas para colocar la carga sobre la espalda.

Con la domesticación de animales, son estos los que sustituyen al humano para el transporte de carga. Con el empleo de animales se logra aumentar el volumen de carga transportada, ya que una persona puede guiar a varios animales simultáneamente. En América y Europa es el caballo el animal de carga por excelencia.

2.3.1. Historia de los elevadores

En la antigüedad para los trabajos de construcción se utilizaban mecanismos con poleas, rodillos y palancas, los cuales empleaban una enorme cantidad de gente. Datos antiguos evidencian por ejemplo, para la construcción de la pirámide de Cheops (siglo XXII a.C.) de 147 metros de altura, se utilizó prismas de piedra de 90 toneladas de peso aproximado, con dimensiones de 9 x 2 x 2 metros cúbicos de tamaño. Se estima que su construcción duró 20 años y ocupó cerca de cien mil personas permanentemente.

Primitivamente el humano utilizaba lianas, correas de cuero o fibras de papiro, para arrastrar las cargas.

2.3.1.1. Edad Antigua

Hacia 1550 a. C. en Egipto y Mesopotamia se generaliza el empleo del shadoof, este mecanismo se basa en la ley de la palanca, donde su funcionamiento consistía en montar sobre una columna fija una palanca de dos brazos alrededor de un eje, el cual puede girar en dirección horizontal [2].

Cuando el hombre empezó a utilizar más de un piso de un edificio, se han ido ideando varios sistemas para el transporte vertical. Desde las formas más primitivas como grúas movidas por animales hasta plataformas de elevación en la Antigua Roma.

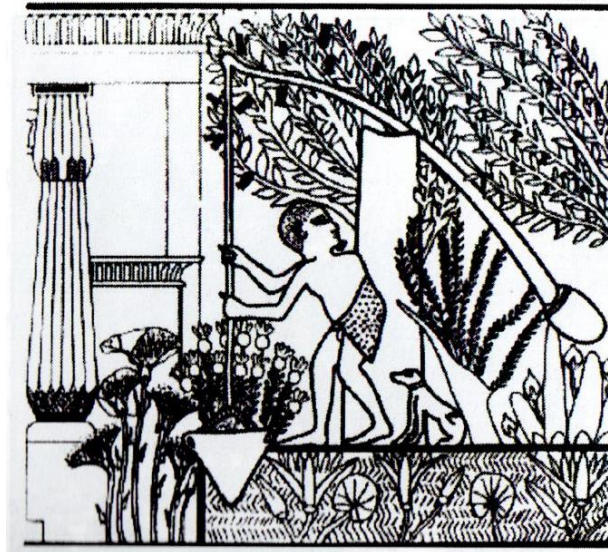


Figura 2. 1 Dispositivo de elevación consistente en una pértiga y un contrapeso en Egipto, siglo XII a.C.

Fuente: Larrodé E., Miravete A. *“Elevadores: Principios e innovaciones”*. Primera Edición. España: Reverté, 2007.

2.3.1.2. El periodo Greco – Romano

El periodo grecorromano (siglo X a.C. a siglo V d.C.) es una etapa de gran evolución respecto a la tecnología de elevación. Se realiza la descomposición de fuerzas con la ayuda de los polipastos. El polipasto se compone de una polea fija y otra polea sujeta al objeto a desplazar.

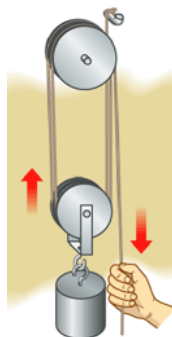


Figura 2. 2 Esquema de un polipasto de dos rodillos.

Fuente: González A. *“Manipulación de cargas con puentes grúa y polipastos”*. Internet: mecanicosmep.blogspot.com/p/la-rueda.html. [Feb. 15,2016].

Los principales inventores griegos de este periodo son: Ctesibio, padre de la hidráulica; Arquímedes, descubridor del tornillo sinfín; y Herón de Alejandría, inventor de la polea compuesta.

Ctesibio vivió en Alejandría hacia 270 a.C. Fabricó el primer cilindro provisto de émbolo, al cual se considera la primera bomba de pistón. Fue el primero en utilizar una rueda dentada además de usar muelles de bronce como medio de acumulación de energía.

Arquímedes (287 – 212 a.C.) descubrió las leyes de la palanca. Este griego, creó un sistema teórico sobre la multiplicación de la fuerza que se consigue con la palanca, el efecto de la cuña y la utilización del plano inclinado y de la polea. Desarrolló una extensa teoría acerca de los polipastos con las transmisiones de fuerza.

Herón de Alejandría (siglo I d.C.) dió un impulso importante a varias técnicas relacionadas con la elevación. En su obra *Mechanica*, además de la cuña, el tornillo y la rueda con un eje, describe la polea compuesta. Todos se basan en el mismo principio de la palanca: una pequeña fuerza que actúa desde una pequeña distancia. También Herón describió los trenes de engranajes, aunque su utilidad fue muy limitada debido a las pérdidas de potencia resultantes de los primitivos métodos de construcción.

En la antigua Roma el ascensor era ya conocido. Según la documentación hallada sobre el ascensor instalado en el Palacio de Nerón, la cabina estaba construida con madera de sándalo oloroso, estaba suspendida de un cable de cáñamo y guiada por cuatro carriles de madera dura. [2]

2.3.1.3. Edad Media

Periodo comprendido del siglo V d.C. a XVII d.C.; no existe evidencia de innovaciones en cuanto a instalaciones de elevación que varíen con las antiguas. Existe un desarrollo de la navegación, el comercio y la industria por lo que se empleaban máquinas de elevación accionadas por animales.

Leonardo da Vinci (1452 – 1519) es un pintor, científico, escritor, poeta, filósofo, ingeniero, músico. Este gran inventor buscaba dar solución a problemas creando

maquinaria y equipo técnico. Construyó una grúa móvil empleada para trabajos de construcción, o una excavadora flotante de cangilones para remover el lodo que impedía el tránsito por ríos y canales. A medida que creaba nuevas máquinas, debía dar solución a ciertos problemas, con lo cual inventa nuevos elementos de maquinaria como engranes helicoidales, cadenas articuladas, cojinetes de rodillos así como rodamientos axiales.

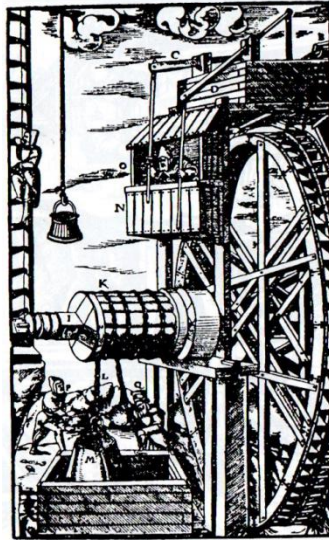


Figura 2. 3 Máquina de elevación accionada mediante una rueda hidráulica.

Fuente: Larrodé E., Miravete A. “Elevadores: Principios e innovaciones”. Primera Edición. España: Reverté, 2007.

En 1780, Oliver Evans inventa en los Estados Unidos el elevador, un ascensor para el transporte continuo de cargas en molinos o en minas, para la descarga de bloques o llenar los silos. El principio de funcionamiento es una cadena sin fin, de la cual se sujetan cangilones a intervalos continuos.

2.3.1.4. El vapor como sistema de tracción

Con el invento de la máquina de vapor por James Watt, se comenzó a considerar la utilización de este tipo de energía para los dispositivos de elevación, aplicándose por primera ocasión para subir el mineral desde el fondo de una mina de carbón, hacia el año 1800.

En el siglo XIX, aparecen grúas movidas por máquinas de vapor que se usaban para el transporte vertical de carga, ocasionalmente de personas.

En 1850, en Estados Unidos se utiliza por primera vez un montacarga movido por vapor, junto con un sistema corona y tornillo sin fin para mover un gran tambor de arrollamiento. Sin embargo es en 1811 cuando Elisha Graves Otis presenta su ascensor seguro en el Palacio de Cristal de Nueva York, marcando el comienzo del empleo de ascensores para personas en edificios, con la instalación del ascensor en los Almacenes E. V. Haughwout & Company en Nueva York, con el cual aseguró la aceptación por parte de arquitectos e ingenieros.[3]



Figura 2. 4 Primer ascensor para personas en el Palacio de Cristal de Nueva York.

Fuente: Larrodé E., Miravete A. “Transportadores y elevadores”. Primera Edición.

España: Reverté, 2004.

2.3.2. Plataformas Elevadoras

Este tipo de plataformas han sido utilizadas desde hace tiempo, para la elevación y manipulación de cargas.

En la Edad Media, el andamio fue el medio utilizado para realizar trabajos a altura. Restringido por lo incómodo e inseguro que resulta su empleo; el montaje y mantenimiento representan altos costos por tiempo prolongados.

En la actualidad, se requieren medios para realizar trabajos de manera rápida, fácil y segura.

El transporte vertical de cargas, considerando su elevación, ubicación y manipulación, es de gran importancia; junto con la elevación de personas son vitales en la actualidad. Para llevar a cabo estos trabajos y llegar cada vez más alto con mejores medidas de seguridad, surgen las plataformas aéreas.

2.3.2.1. Tipos de plataformas elevadoras de carga

- Por la forma en la que se apoyan
- Por el principio de trabajo

A. Por la forma en la que se apoyan

a) Tipo tijera

Se denomina de “tijeras”, por la similitud que tiene con las mismas. Consiste en una estructura mecánica accionada por cilindros, que permite el movimiento de la estructura, la cual se pliega y despliega como tijeras, logrando elevar la carga a diferentes alturas de forma vertical. Este tipo de elevador posee gran estabilidad después de su elevación, debido a la resistencia de la estructura mecánica tipo tijera. [4]



Figura 2. 5 Plataforma de tijeras

Fuente: R. Ferri. “Elevador de tijera”. Internet: www.news-aziende.net/industria/piattaforme-elevatici/. [Feb. 20,2016]

b) Tipo columna

Este tipo de elevador es empleado para superar grandes alturas de elevación, de hasta 5 metros de altura. Accionado mediante cilindros encargados del levantamiento de carga, se caracteriza por ser fácilmente cargada por los tres lados, debido a que el cuarto lado es empleado para sujetar la estructura a la columna encargada de la estabilidad.



Figura 2. 6 Plataforma de columna

Fuente: Neumac. “Plataforma de columna”. Internet: www.directindustry.es/prod/august-gruse/product-16040-227678.html. [Feb. 20, 2016].

B. Por el principio de trabajo

a) Neumático

La neumática utiliza sistemas de aire comprimido brindando un movimiento controlado mediante el empleo de cilindros y motores neumáticos, los cuales se pueden emplear en:

- Herramientas
- Válvulas de control y posicionado
- Martillos neumáticos
- Pistolas para pintar
- Sistemas de empaquetado
- Elevadores
- Prensa
- Frenos neumáticos, etc

La ventaja del empleo de la neumática, es el bajo costo de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y el bajo par o la fuerza escasa que puede desarrollar a las bajas presiones con que trabaja, lo que constituye un factor de seguridad.

Entre las desventajas está la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, los altos costes de la energía neumática y las posibles fugas que reducen el rendimiento.

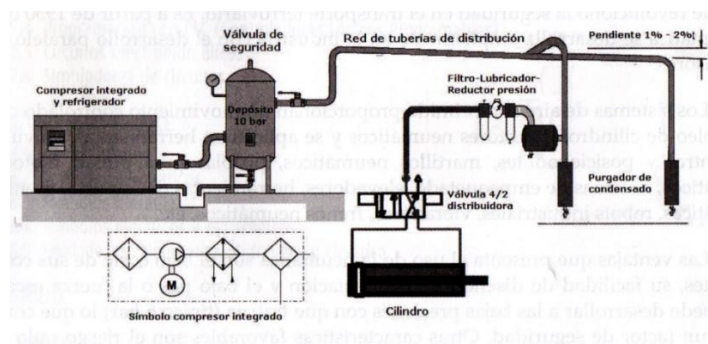


Figura 2. 7 Sistema neumático

Fuente: Creus A. "Neumática e Hidráulica". Primera Edición. México: AlfaOmega, 2007,

pp. 2.

La neumática consta de una estación de generación y preparación del aire comprimido, el cual está formado de un compresor de aire, un depósito, un sistema de preparación del aire (filtro, lubricador y regulador de presión), una red de tuberías para llegar al utilizador y un conjunto de preparación del aire para cada dispositivo neumático individual.[5]

b) Hidráulico

La hidráulica utiliza como medio de presión los fluidos hidráulicos. En la figura 2.8 está representado un movimiento típico de un pistón formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización.

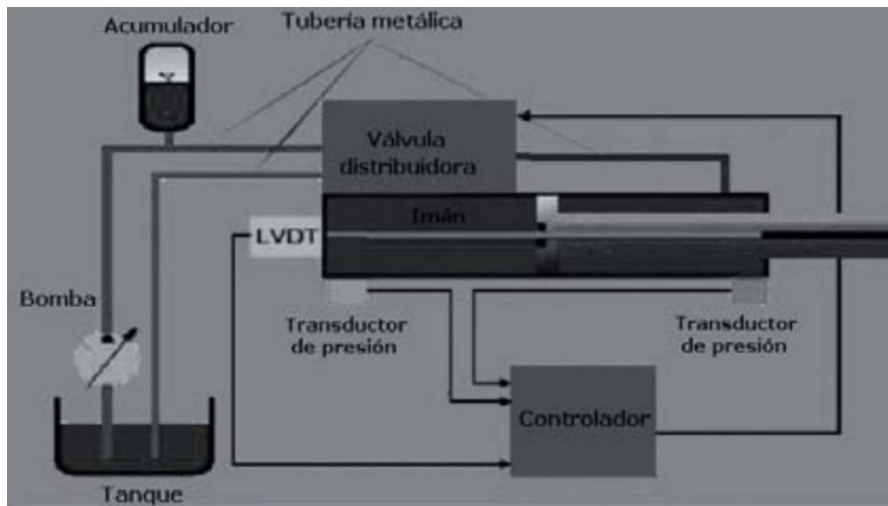


Figura 2. 8 Sistema hidráulico

Fuente: Creus A. “*Neumática e Hidráulica*”, Primera Edición. México: AlfaOmega, 2007, pp. 11.

Los sistemas hidráulicos se aplican típicamente en dispositivos como:

- Maquinaria de construcción
- Excavadoras
- Plataformas elevadoras
- Aparatos de elevación y transporte
- Maquinaria para agricultura

Entre las principales ventajas está la gran potencia transmitida con pequeños componentes, posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga ya que los líquidos son casi incompresibles.

Su principal desventaja es la posible contaminación del ambiente con riesgo de incendio y accidentes en el caso de fuga de aceite, peligro presente debido a las excesivas presiones, dependiendo de la temperatura por cambios en la viscosidad.[5]

A continuación se comparan los principales aspectos entre la neumática e hidráulica:

	Neumática	Hidráulica
Efecto de las fugas	Solo pérdida de energía	Contaminación
Influencia del ambiente	A prueba de explosión. Insensible a la temperatura	Riesgo de incendio en caso de fuga.
Almacenaje de energía	Fácil	Limitada
Transmisión de energía	Hasta 1000 [m]. Caudal $v= 20 - 40$ [m/s].	Hasta 1000 [m]. Caudal $v=2-6$ [m/s].
Velocidad de operación	$V= 1.5$ [m/s]	$V=0.5$ [m/s]
Coste de alimentación	Muy alto	Alto
Movimiento lineal	Simple con cilindros. Fuerzas limitadas. Velocidad dependiendo de la carga	Simple con cilindros. Buen control de velocidad. Fuerzas muy grandes
Exactitud de posición	1/10 [mm] posible sin carga	Puede conseguirse 1 mm
Estabilidad	Baja, el aire es compresible	Alta, ya que el aceite es casi incompresible
Fuerzas	Protegido contra sobrecargas. Fuerzas limitadas por la presión neumática y el diámetro del cilindro ($F= 30$ [kN] a 6 bar)	Protegido contra sobrecargas, con presiones que alcanzan los 600 bar y pueden generarse grandes fuerzas hasta 3000 [kN]

Tabla 2. 1 Tabla comparativa entre neumática e hidráulica

Fuente: Creus A. “Neumática e Hidráulica”. Primera Edición. México: AlfaOmega, 2007,

pp. 14.

2.3.3. Modelo matemático para la resolución de la estructura

Para el diseño de la plataforma se requiere la aplicación de diferentes conceptos, y mediante su correcto uso, se pueda garantizar el funcionamiento de la máquina en los diferentes escenarios considerados para su diseño.

2.3.3.1. Equilibrio de cuerpos rígidos

Uno de los conceptos que serán empleados, es el Equilibrio de cuerpos rígidos: “Cuando las fuerzas y el par son iguales a cero, las fuerzas externas forman un sistema equivalente a cero y se dice que el cuerpo rígido se encuentra en equilibrio” [6].

Se conoce como momento o par a: “La tendencia de una fuerza F de impartirle al cuerpo rígido un movimiento de rotación alrededor de un eje fijo” [6].

Considerando las componentes rectangulares de cada fuerza y momento, se dispone de las siguientes ecuaciones para determinar las condiciones de un cuerpo rígido:

$$\Sigma F_x = 0 \quad \Sigma F_y = 0 \quad \Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad \Sigma M_y = 0 \quad \Sigma M_z = 0 \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Estas ecuaciones se pueden utilizar para determinar fuerzas desconocidas aplicadas sobre el cuerpo rígido, además de reacciones ejercidas sobre los puntos de apoyo.

Existen diferentes apoyos o conexiones que pueden estar presentes en un cuerpo rígido, cada apoyo será el responsables de mantener al cuerpo en la posición deseada debido a que impiden el movimiento o rotación del mismo, debido a esto, cada apoyo tendrá diferentes reacciones, como se muestra en la figura:










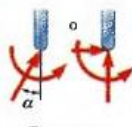
Apoyo o conexión	Reacción	Número de incógnitas
 <p>Rodillos o patines Balancín Superficie sin fricción</p>	 <p>Fuerza con línea de acción conocida</p>	1
 <p>Cable corto Eslabón corto</p>	 <p>Fuerza con línea de acción conocida</p>	1
 <p>Collarín sobre una barra sin fricción Perno sin fricción en una ranura lisa</p>	 <p>90° Fuerza con línea de acción conocida</p>	1
 <p>Perno sin fricción, articulación o bisagra Superficie rugosa</p>	 <p>Fuerza de dirección desconocida</p>	2
 <p>Apoyo fijo</p>	 <p>Fuerza y par</p>	3

Figura 2. 9 Reacciones en apoyos y conexiones

Fuente: Beer F, Johnston R y Eisenberg E. “*Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*”.

México: McGraw-Hill, 2007, pp.177.

Para un análisis más simple, se realiza el estudio del cuerpo en dos dimensiones, es decir, se utilizan los ejes x y y, obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (\text{Ec. 2.3})$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad (\text{Ec.2.5})$$

Donde A es un punto de referencia del cuerpo, utilizado para el análisis de los momentos o par que se ejercen sobre éste.

2.3.3.2. Análisis de estructuras

A. Armaduras

Las armaduras se encuentran formadas por elementos rectos, los cuales están conectados en nodos ubicados en los extremos de cada elemento. Es decir: “los elementos de una armadura son elementos sujetos a dos fuerzas, esto es, elementos sobre los cuales actúan dos fuerzas iguales y opuestas que están dirigidas a lo largo del elemento” [7].

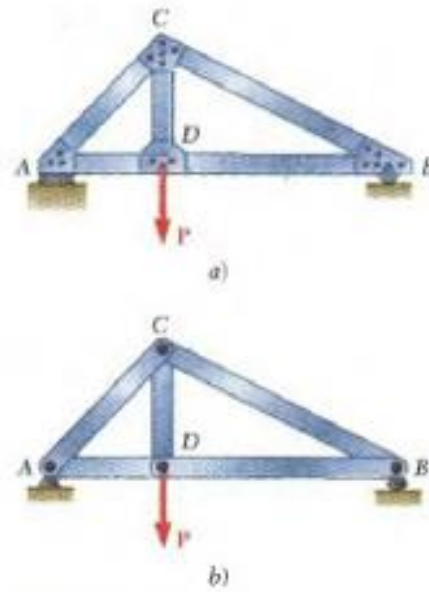


Figura 2. 10 Armadura

Fuente: Beer F, Johnston R y Eisenberg E. “*Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*”.
México: McGraw-Hill, 2007, pp.287.

Para el análisis de armadura se pueden emplear los siguientes métodos:

a) Método de los nodos

Este método consiste en realizar un diagrama de cuerpo libre para cada elemento, en el cual cada elemento está sometido a la acción de dos fuerzas, una en cada extremo, las cuales poseen la misma magnitud, igual línea de acción y sentidos opuestos.

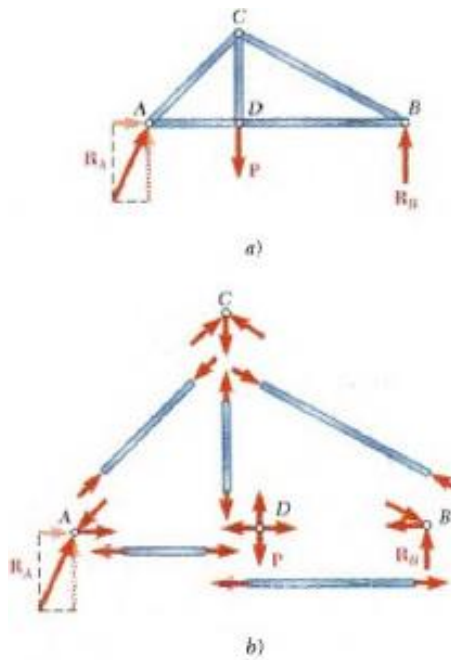


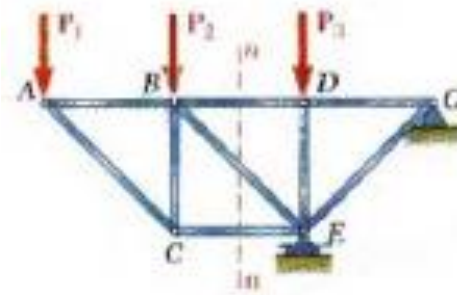
Figura 2. 11 Método de los nodos

Fuente: Beer F, Johnston R y Eisenberg E. *“Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática”*.

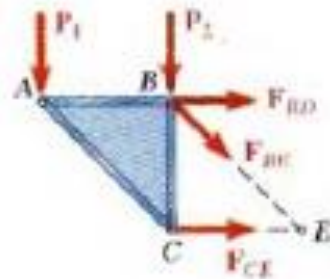
México: McGraw-Hill, 2007, pp.290.

b) Método de las secciones

Este método se emplea para conocer la fuerza resultante sobre un elemento específico de la armadura.



a)



b)

Figura 2. 12 Método de las secciones

Fuente: Beer F, Johnston R y Eisenberg E. “*Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*”.

México: McGraw-Hill, 2007, pp.304.

B. Armazones

Son estructuras diseñadas para soportar cargas y permanecer estacionarias.

Para su análisis se realiza el diagrama de cuerpo libre para cada elemento que constituye al armazón. De esta manera se prevé obtener las fuerzas internas que mantienen unidas las diferentes partes del armazón.

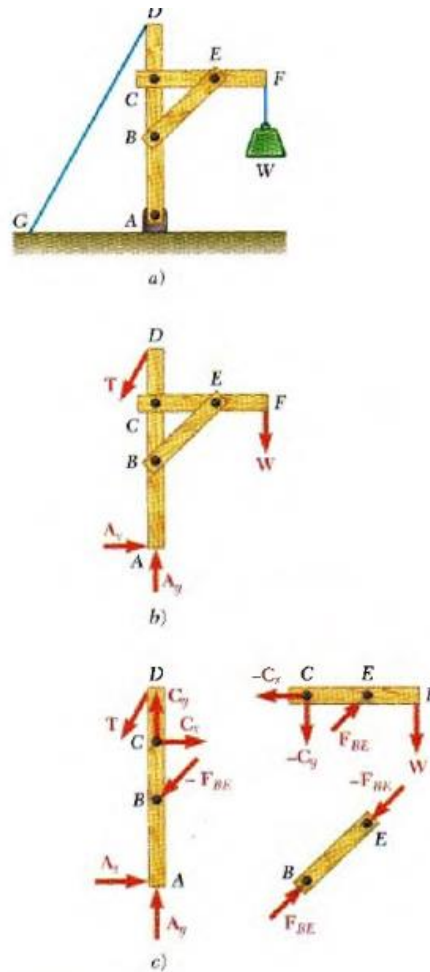


Figura 2. 13 Armazón

Fuente: Beer F, Johnston R y Eisenberg E. “*Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*”.

México: McGraw-Hill, 2007, pp.316.

C. Máquinas

“Una máquina es una estructura que posee una o más partes móviles y están diseñadas para transmitir y modificar fuerzas” [7].

Para su análisis se procede de la misma manera que en los armazones. Se realiza el diagrama de cuerpo libre de todos los elementos por separado; se plantean las ecuaciones de equilibrio para un análisis bidimensional y por último se obtienen los valores de las fuerzas y reacciones actuantes en la estructura.

CAPÍTULO III

3. Diseño del Proyecto

3.1. Estudios

3.1.1. Determinación de la carga

Para determinar los parámetros de diseño; carga y dimensiones de la plataforma, se obtienen los siguientes datos de la mercadería transportada diariamente: tipo de mercadería, cantidad, dimensiones y peso.

Día	Cartones	Sacos	Tanques	Varios
1	320	10	0	45
2	329	35	1	5
3	341	17	2	20
4	314	7	3	16
5	334	0	6	24
Promedio (cantidad)	327,6	13,8	2,4	22
Promedio (lb)	12366,9	207	984	–

Tabla 3. 1 Descripción de mercadería

Fuente: Autor

Del promedio de 327,6 cartones por viaje, un 70% (229,32) corresponden a aceites, con las siguientes características:

Descripción	A(cm)	B(cm)	C(cm)	Peso(lb)
Amalie 4-1	40	30	20	30
Amalie 12-1	33	22	24	45
Valvoline 3-1	35	30	20	30
Valvoline 12-1	32	24	24	45

Tabla 3. 2 Descripción de cartones

Fuente: Autor

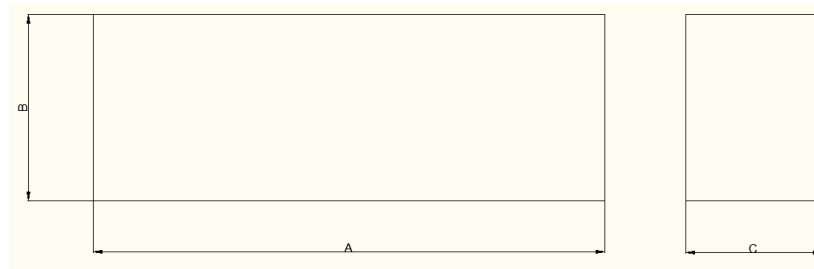


Figura 3. 1 Dimensión de cartones

Fuente: Autor

El peso promedio de los cartones es 37,5 [lb].

Por viaje se tiene un promedio de 8599,5 [lb] correspondiente a aceites.

Además se transporta un promedio de dos tanques de aceite diariamente, con las siguientes características:

A(cm)	B(cm)	Peso(lb)
88	50	410

Tabla 3. 3 Descripción de tanque

Fuente: Autor

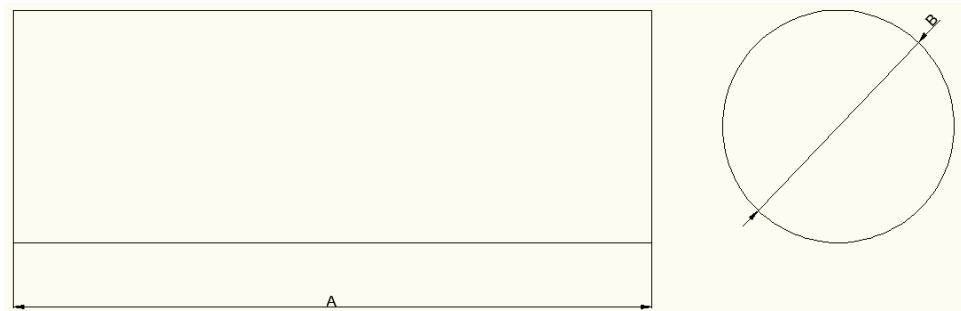


Figura 3. 2 Dimensión de tanque

Fuente: Autor

Según los requerimientos de la empresa, su interés es facilitar el desembarque y embarque de los camiones, en el ANEXO G se muestran las actividades con los respectivos tiempos empleados actualmente en las operaciones que se emplean en el área de embarque-desembarque de la empresa MOTRAREGS Cía. Ltda.

Debido a las características de la mercadería y al ser los tanques, la mercadería de mayor peso y volumen, se determina que la carga soportada por la plataforma debe ser el equivalente a un tanque, es decir, 410 [lb] => 186.36 [kg]

3.1.2. Dimensionamiento de la plataforma

Considerando las dimensiones de los tanques se propone las siguientes dimensiones de la base superior:

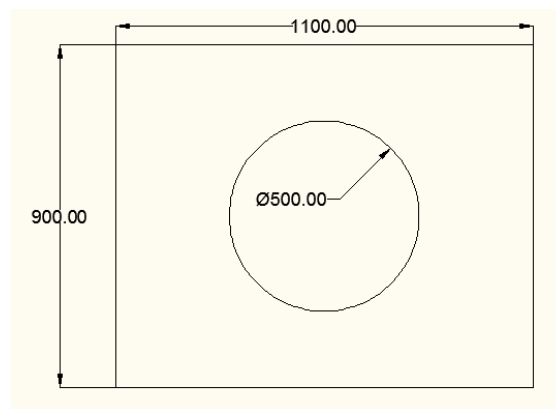


Figura 3. 3 Dimensión de la base superior con tanque

Fuente: Autor

Considerando los cartones de aceite; el cartón de mayor tamaño tiene dimensiones de 400 x 300 x 240 [mm], con un peso de 45 [lb]; con la distribución que se muestra en la figura se obtienen los siguientes datos:

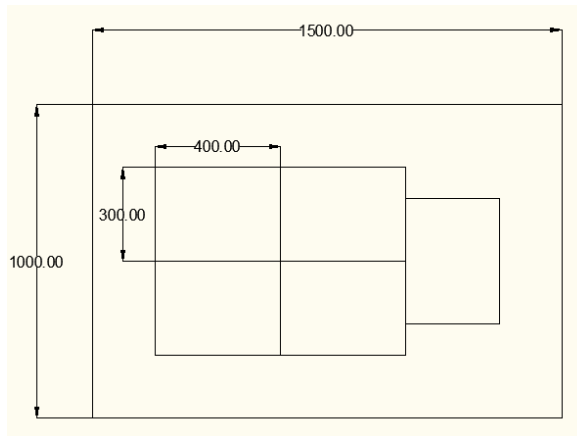


Figura 3. 4 Dimensión de la base superior con cartones

Fuente: Autor

Se considera una separación entre cada borde y la mercadería de 200[mm], se estima que la distancia dejada prevé de un buen margen de espacio para ubicar correctamente la mercadería.

Tomando en cuenta la variedad de mercadería transportada, se elige la segunda opción para la dimensión de la base superior, con la cual se puede brindar mayor disponibilidad de espacio.

Para determinar el peso soportado por la plataforma se toma en cuenta:

- Peso del tanque: 410 [lb]
- Cartones de 45 [lb], por cada descarga se movilizan 10 cartones, es decir, 450 [lb].

La carga soportada por la plataforma debe ser de 450 [lb] => 200 [kg].

3.1.3. Altura máxima

La empresa MOTRAREGS Cía. Ltda en sus instalaciones del área de desembarque posee un desnivel empleado como zona de parqueo de camiones y es el lugar en el cual se ubica la mercadería.

Los camiones empleados para el transporte poseen una altura entre la parte límite del furgón con el suelo de 1150 [mm], como se muestra en la figura; considerando el desnivel

se tiene una diferencia de altura entre el suelo y el furgón de 900 [mm]. Para el diseño se considera un altura máxima de 1000 [mm].

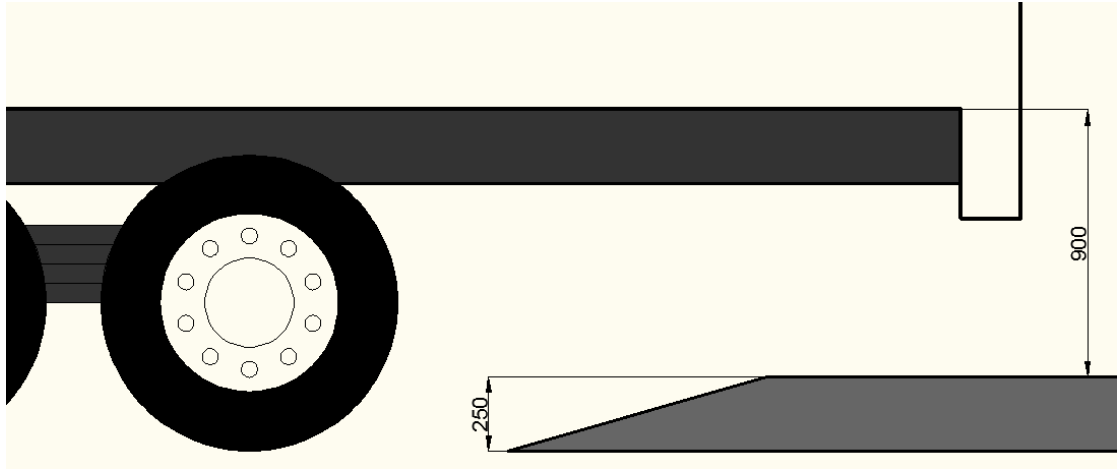


Figura 3. 5 Diferencia de altura para el desembarque

Fuente: Autor

3.1.4. Consideraciones de diseño

Altura máxima = 1000 [mm]

Carga = 200 [Kg]

Peso muerto = 50 [kg]

Obteniendo una carga total de 250 [kg] = 2450 [N]

3.1.5. Análisis para el dimensionamiento de los brazos de la tijera

La plataforma tiene el siguiente diseño y disposición cuando se encuentra plegada:

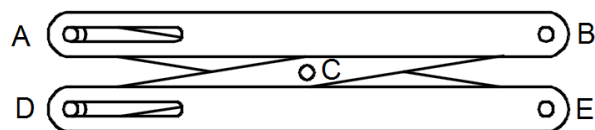


Figura 3. 6 Plataforma de tijeras plegada

Fuente: Autor

En su punto mínimo tiene una altura de 200[mm] con referencia al punto E, y su punto máximo está a 1000[mm] con respecto al mismo punto, es decir, la diferencia de altura es de 800[mm]. Considerando que la base superior posee una longitud de 1500[mm], como se observa en la figura 3.4; y la diferencia de altura entre el punto A y C es de 100[mm] cuando la estructura está plegada; las brazos que conforman la tijera no pueden tener una longitud mayor a 756,64 [mm], como se muestra a continuación:

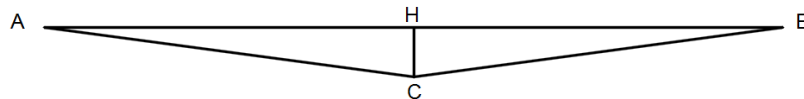


Figura 3. 7 Triángulo formado por los puntos de análisis de la plataforma

Fuente: Autor

Donde:

$AB =$ Largo de la base superior = 1500[mm]

$HC =$ Diferencia de altura entre el punto A y C = 100[mm]

$AC = BC =$ Mitad del elemento que conforma la tijera

Mediante la resolución del triángulo de la figura 3.7; como indica Calvache et al. [6]. Para la resolución de triángulos en la Geometría Plana se considera el triángulo ΔAHC como un triángulo rectángulo, y mediante el Teorema de Pitágoras que dice “En un triángulo rectángulo, el cuadrado de la longitud de la hipotenusa (h) es igual a la suma de los cuadrados de las longitudes de los catetos (a y b)” [6]. De la siguiente figura:

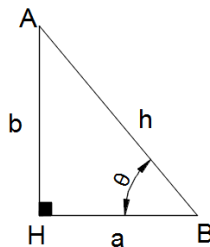


Figura 3. 8 Triángulo rectángulo

Fuente: Autor

$$h = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (\text{Ec.3. 1})$$

Reemplazando los valores en la Ec3.1, se tiene que:

$$AC = \sqrt{750^2 + 100^2}$$

$$AC = 756,63[\text{mm}]$$

Se tiene que la longitud máxima de las brazos de la tijera no pueden ser mayores a 1513,27[mm].

Por consiguiente se toma una dimensión de 1500[mm] para los brazos de la tijera.

3.1.6. Análisis para la posición del actuador

Para determinar el valor de la fuerza que debe ejercer el cilindro para levantar la carga, se emplea el principio de trabajo virtual para un sistema de cuerpos rígidos conectados. Según Hibeler R. en su publicación “Ingeniería Mecánica- Estática” dice: “El método del trabajo virtual es particularmente efectivo para resolver problemas de equilibrio que implican un sistema de varios cuerpos rígidos conectados” [8]. Para el análisis se emplea el procedimiento presentado por Hibeler R., en la siguiente tabla:

Procedimiento para el análisis
<p>Diagrama de cuerpo libre.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Trace el diagrama de cuerpo libre del sistema completo de cuerpos conectados y defina la coordenada q. • Grafique la “posición deflexionada” del sistema en el diagrama de cuerpo libre cuando el sistema experimenta un desplazamiento virtual positivo δq.
<p>Desplazamientos virtuales</p> <ul style="list-style-type: none"> • Indique las coordenadas de posición s, medidas desde un punto fijo en el diagrama de cuerpo libre. Estas coordenadas se dirigen hacia las fuerzas que realizan trabajo. • Cada uno de estos ejes coordenados debe ser paralelo a la línea de acción de la fuerza hacia la que está dirigida, de manera que el trabajo virtual a lo largo del eje coordenado pueda calcularse. • Relacione cada una de las coordenadas de posición s con la coordenada independiente q; luego diferencia esas expresiones para representar cada uno de los desplazamientos virtuales δs en términos de δq.
<p>Ecuación del trabajo virtual.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Escriba la ecuación del trabajo virtual para el sistema y suponga que; sea posible o no, todas las coordenadas de posición s experimentan desplazamientos virtuales positivos δs. Si una fuerza o momento de par tiene la misma dirección que el desplazamiento virtual positivo, el trabajo es positivo. En caso contrario es negativo. • Exprese el trabajo de cada fuerza y momento de par en la ecuación, en términos de δq. • Factorice este desplazamiento común de todos los términos y despeje la fuerza, el momento de par o la posición q de equilibrio, desconocidos.

Tabla 3. 4 Procedimiento para el análisis por el principio de trabajo virtual

Fuente: Hibeler R. *Ingeniería Mecánica – Estática*. México: PEARSON Education, 2010, pp.568.

Se realiza el análisis para diferentes disposiciones para el actuador, con el fin de encontrar en cuál de ellas se requiere una fuerza inferior.

Las opciones planteadas son las siguientes:

- a) Actuador ubicado en el punto D horizontalmente
- b) Actuador ubicado entre los punto E y la distancia $1L/5$ respecto a los punto C y B
- c) Actuador ubicado entre los punto E y la distancia $2L/5$ respecto a los punto C y B
- d) Actuador ubicado entre los punto E y la distancia $L/2$ respecto a los punto C y B

3.1.6.1. Actuador ubicado en posición horizontal

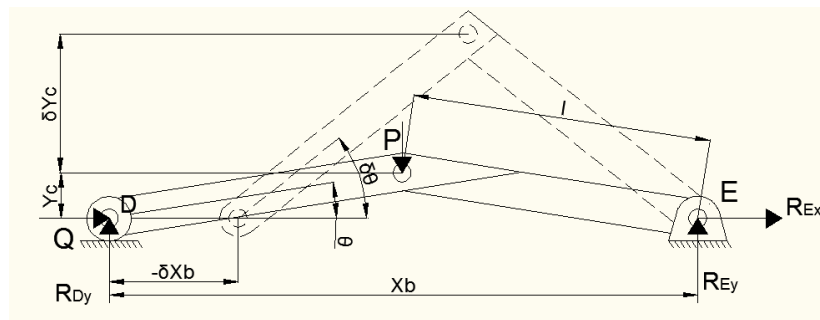


Figura 3. 9 Diagrama de cuerpo libre con el actuador en posición horizontal

Fuente: Autor

Donde:

Q= Trabajo realizado por el actuador

P= Trabajo realizado por la carga

Existe un incremento de Y_C , por lo tanto este es positivo δX_C ; mientras existe un decremento de X_B , de tal manera que este lleva el signo negativo $-\delta X_B$.

Como Q y $-\delta X_b$ tienen el mismo sentido, el trabajo virtual de Q es:

$$\delta U_Q = +Q(-\delta X_b) = - Q \delta X$$

Se observa que P y δY_c tienen sentido opuesto, por lo que el trabajo de P es:

$$\delta U_P = -P \delta Y_c$$

De la figura 3.8, se tiene que:

$$\text{sen } \theta = \frac{b}{h} \quad (\text{Ec. 3. 2})$$

$$\text{cos } \theta = \frac{a}{h} \quad (\text{Ec. 3. 3})$$

Expresando las distancias X_b y Y_c en función del ángulo θ de la figura 3.9, empleando las ecuaciones 3.2 y 3.3:

$$X_b = 2l \text{ cos } \theta \quad y_c = l \text{ sen } \theta$$

$$\delta x_b = -2l \text{ sen } \theta \delta \theta \quad \delta y_c = l \text{ cos } \theta \delta \theta$$

La ecuación de trabajo virtual es el siguiente:

$$\delta U = \delta U_Q + \delta U_P \quad (\text{Ec.3. 4})$$

Reemplazando cada trabajo en la ecuación 3.4, el trabajo realizado por las fuerzas Q y P es:

$$\delta U = \delta U_Q + \delta U_P = -Q \delta x_b - P \delta y_c$$

Reemplazando en la sumatoria del trabajo realizado por las fuerzas

$$\delta U = 2Ql \text{ sen } \theta \delta \theta - Pl \text{ cos } \theta \delta \theta$$

Como $\delta U = 0$, se tiene

$$2Ql \text{ sen } \theta \delta \theta = Pl \text{ cos } \theta \delta \theta$$

$$Q = \frac{P}{2} * \text{cot } \theta \quad (\text{Ec.3. 5})$$

Considerando una carga de 2450[N] obtenido de las consideraciones de diseño:

Los valores para la fuerza Q, para distintos valores de Θ en la trayectoria de la estructura desde el punto mínimo hasta el máximo son los siguientes:

Θ	F [N]
5	14001,81
10	6947,32
15	4571,76
20	3365,66
25	2627,02
30	2121,76
35	1749,48
40	1459,90
45	1225

Tabla 3. 5 Valor de Q con el cilindro ubicado horizontalmente

Fuente: Autor

Empleando las ecuaciones 3.2 y 3.3 en la figura 3.7; el ángulo formado cuando la estructura esta plegada y desplegada es:

$$\text{Estructura plegada } \theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{100}{750} \right) = 7,66^\circ$$

$$\text{Estructura desplegada } \theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{500}{750} \right) = 41,81^\circ$$

Por lo tanto remplazando los valores de los ángulos en la ecuación 3.5, los valores de las fuerzas del actuador son:

$$\text{Estructura plegada } F = 9180,95 [N]$$

$$\text{Estructura desplegada } F = 1369,61 [N]$$

3.1.6.2. Actuador ubicado a $L + 1/5L$

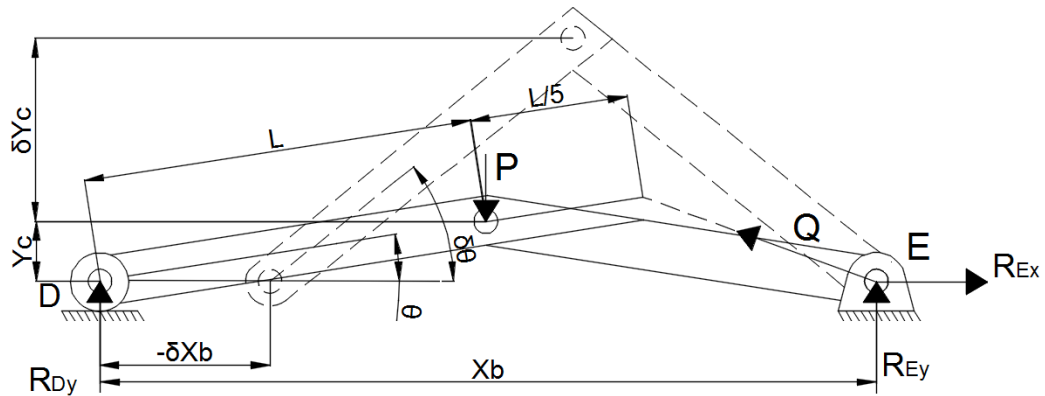


Figura 3. 10 Diagrama de cuerpo libre para el trabajo realizado por el actuador ubicado a $L + 1/5 L$

Fuente: Autor

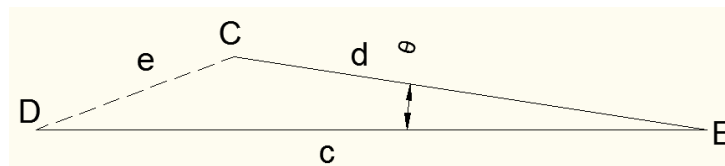


Figura 3. 11 Triángulo CDE

Fuente: Autor

Donde:

$$d = \frac{6}{5}l$$

$$c = Xb$$

Aplicando la ley de cosenos, según la Geometría Plana de Calvache et al. [6], dice: “El cuadrado del lado de un triángulo es igual a la suma de los cuadrados de los otros menos el doble producto de estos dos lados multiplicados por el coseno del ángulo que forman”.

De la figura 3.11, se tiene:

$$e^2 = d^2 + c^2 - 2dc \cos\theta \quad (\text{Ec. 3. 6})$$

$$e = \sqrt{\frac{36}{25}l^2 + Xb^2 - 2 * \left(\frac{6}{5}l * Xb\right) * \cos\theta} \quad (\text{Ec. 3. 7})$$

Aplicando el mismo procedimiento para el trabajo virtual que en el literal a, donde el incremento para Q es la derivada de la ecuación 3.7 y reemplazando en la ecuación 3.4; se obtiene lo siguiente:

$$\delta e = \frac{2}{5}l \cos\theta \operatorname{sen}\theta \left[\frac{1}{5} \left(\frac{1}{9} - \cos^2\theta\right)\right]^{-\frac{1}{2}} \delta\theta$$

El incremento para Q será $+\delta b$, debido a que aumenta la longitud e cuando se eleva la plataforma.

La ecuación de trabajo virtual será la siguiente:

$$Q = \frac{5P}{2 \operatorname{sen}\theta} \left[\frac{1}{5} \left(\frac{9}{5} - \cos^2\theta\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

Para una carga $P = 2450[N]$, y un ángulo $7,66^\circ$ y $41,81^\circ$ para la estructura plegada y desplegada respectivamente, la fuerza del actuador es:

$$\text{Estructura plegada } F = 18726,05[N]$$

$$\text{Estructura desplegada } F = 4583,54 [N]$$

3.1.6.3. Actuador ubicado a $L + 2/5 L$

Con el mismo procedimiento para las anteriores ubicaciones del actuador, con una dimensión para d de $7/5L$ en la figura 3.11 se obtiene la siguiente ecuación de trabajo virtual para esta ubicación del actuador:

$$Q = \frac{5P}{8 \operatorname{sen}\theta} \left[\frac{1}{5} \left(\frac{49}{5} - 8 \cos^2\theta\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

Para una carga $P = 2450[N]$, y un ángulo $7,66^\circ$ y $41,81^\circ$ para la estructura plegada y desplegada respectivamente, la fuerza del actuador es:

Estructura plegada $F = 7211,70[N]$

Estructura desplegada $F = 2374,20 [N]$

3.1.6.4. Actuador ubicado a $L + 1/2 L$

Con una dimensión para d de $3/2L$ en la figura 3.11 se obtiene la siguiente ecuación para esta ubicación del actuador:

$$Q = \frac{P}{2 \operatorname{sen} \theta} \left[\left(\frac{9}{4} - 2 \cos^2 \theta \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para una carga $P = 2450[N]$, y un ángulo $7,66^\circ$ y $41,81^\circ$ para la estructura plegada y desplegada respectivamente, la fuerza del actuador es:

Estructura plegada $F = 4944,58 [N]$

Estructura desplegada $F = 1960,95 [N]$

Para una dimensión de $1500 [mm]$ para los elementos ACE y BCD, se obtuvo los siguientes valores para la fuerza del actuador ubicado en distintas posiciones. La fuerza del actuador resulta crítica cuando la estructura está plegada, es decir, en el punto inferior.

Dimensión/ Ubicación del actuador	1500[mm]
Horizontal	9180,95 [N]
$L + L/5$	18726,05 [N]
$L + 2L/5$	7211,70 [N]
$L + L/2$	4944,58 [N]

Tabla 3. 6 Fuerza requerida por el actuador

Fuente: Autor

3.1.7. Análisis de la carrera del actuador

Para determinar la posición del actuador, se analiza el espacio que existe para su ubicación cuando la estructura está plegada y la carrera necesaria para llegar a la altura máxima de 1[mm].

Para el análisis de la carrera del cilindro no se considera la ubicación de $L + L/5$ de la tabla 3.6 por que presenta un valor elevado en comparación con las demás ubicaciones planteadas.

Cuando la estructura se encuentre plegada, se tiene la siguiente disposición:

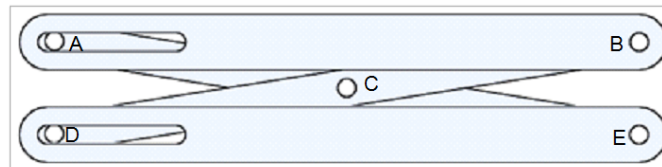


Figura 3. 12 Estructura plegada

Fuente: Autor

La altura desde el punto D hacia A es de 200 [mm].

Cuando la estructura se encuentra desplegada, se tiene lo siguiente:

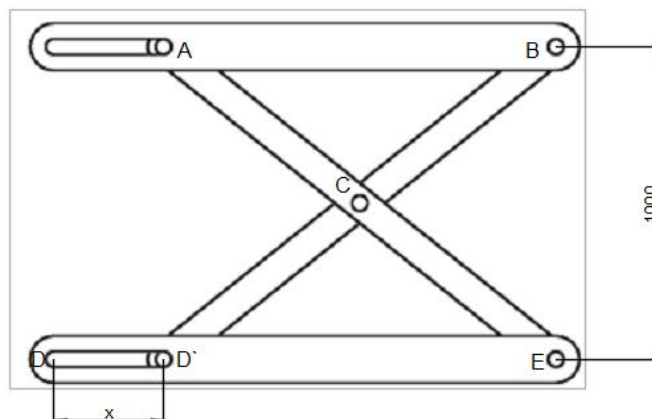


Figura 3. 13 Estructura desplegada

Fuente: Autor

3.1.7.1. Actuator ubicado horizontal

Aplicando las ecuaciones 3.1 para los siguientes triángulos formados por los brazos de la tijera y la base, en las posiciones plegada y desplegada para la estructura, la diferencia de las distancias DH determina la carrera del actuador para esta posición.

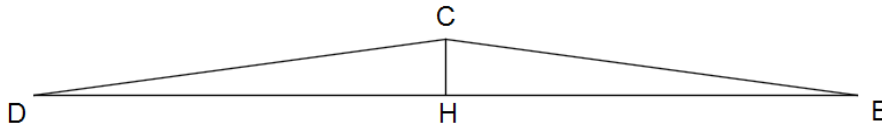


Figura 3. 14 Triángulo obtenido con la estructura plegada

Fuente: Autor

$$DH = \sqrt{750^2 - 100^2} = 743,30[mm]$$

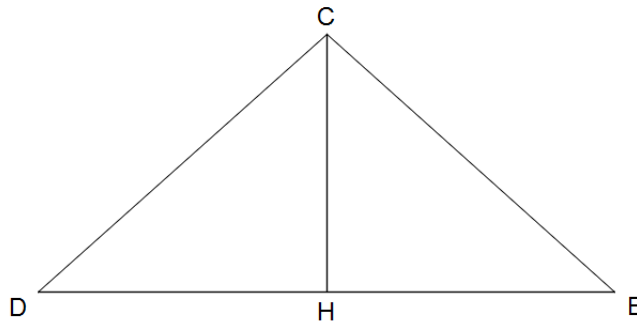


Figura 3. 15 Triángulo obtenido con la estructura desplegada

Fuente: Autor

$$DH = \sqrt{750^2 - 500^2} = 559,01[mm]$$

Considerando que el punto E es estático, la carrera del pistón para esta ubicación es de 368,58[mm].

3.1.7.2. Actuator ubicado en $L + 2L/5$

Para determinar la carrera necesaria para alcanzar la altura de 1000 [mm] con el actuador ubicado en $L + 2L/5$, se tiene el siguiente procedimiento:

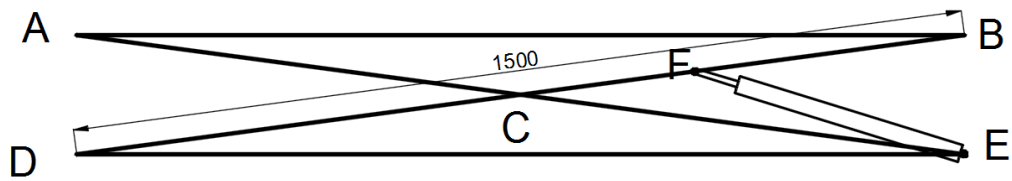


Figura 3. 16 Esquema de la estructura plegada con el actuador ubicado $2L/5$

Fuente: Autor

De la figura 3.16, se tiene el triángulo $\triangle DFE$

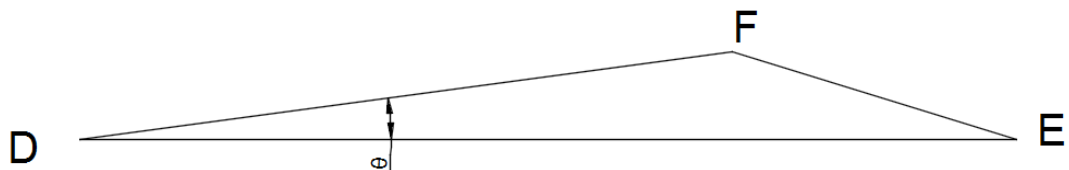


Figura 3. 17 Triángulo DFE

Fuente: Autor

Donde:

$$DF = L + \frac{2L}{5} = \frac{7L}{5}$$

$$DE = 1490[\text{mm}]$$

La longitud de DE es 1490[mm] debido al desplazamiento de D para la altura mínima de 200 [mm].

Aplicando la ecuación 3.6, el valor de FE es:

$$FE = \sqrt{(DF^2) + (DE^2) - 2(DF)(DE)(\cos \theta)}$$

El ángulo θ para una altura de 200 [mm] es de $7,66^\circ$; calculado en la sección 3.2.1.

$$FE = \sqrt{\left(\frac{7 * 750}{5}\right)^2 + (1490)^2 - 2\left(\frac{7 * 750}{5} * 1490\right) \cos 7,66}$$

$$FE = 470,66 \text{ [mm]}$$

En el punto máximo se tiene lo siguiente:

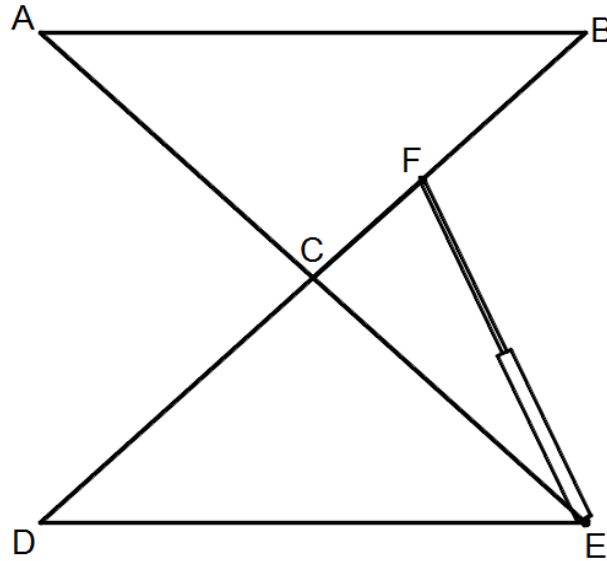


Figura 3. 18 Esquema de la estructura desplegada con el actuador ubicado en $2L/5$

Fuente: Autor

De la figura 3.22 se tiene el triángulo $\triangle DFE$

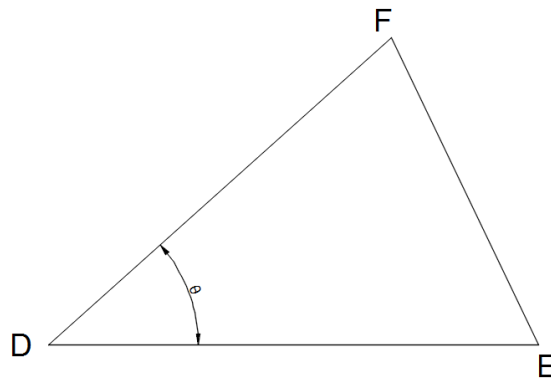


Figura 3. 19 Triángulo DFE

Fuente: Autor

Donde:

$$DF = L + \frac{2L}{5} = \frac{7L}{5}$$

$$DE = 1118[mm]$$

La longitud de DE es 1118[mm] debido al desplazamiento de D para alcanzar la altura máxima de 1000 [mm].

Aplicando la ecuación 3.6, para un ángulo θ de $41,8^\circ$ con la estructura desplegada: $FE = 776,01 [mm]$

La carrera del actuador ubicada en $L + 2L/5$ es de:

$$Carrera = 776,01 - 470,66 = 305,35 [mm]$$

3.1.7.3. Actuador ubicado en $L + L/2$

Con una dimensión para DF de 1125[mm] en la figura 3.17, aplicando la ley de cosenos (ecuación 3.6), con el mismo proceso utilizado para la anterior posición, la dimensión de FE cuando la estructura está plegada es de 403,90[mm].

Para DF igual 1125[mm] en la figura 3.19, la dimensión de FE cuando la estructura está desplegada es de 800,20[mm].

La carrera para el actuador ubicado en $L + L/2$ es de:

$$Carrera = 800,20 - 403,90 = 396,30 [mm] \cong 400 [mm]$$

En la siguiente tabla se detalla los valores de las carreras obtenidas en función de la ubicación del actuador.

Ubicación del actuador	Carrera [mm]	Fuerza [N]
Horizontal	368	9180,95
L + 2L/5	<u>305</u>	<u>7211,70</u>
L + L/2	400	4944,58

Tabla 3. 7 Carrera del actuador en función de su ubicación

Fuente: Autor

La fuerza requerida para el actuador ubicado en L+ 2L/5, presenta un valor medio de fuerza y recorrido en comparación con las opciones propuestas. De tal manera, se elige esta ubicación para el actuador.

3.2. Cálculos

3.2.1. Cálculo estructural

La carga que debe soportar la plataforma es de 250 [kg], para su análisis bidimensional se tiene lo siguiente:

La plataforma está constituida por varios elementos. El elemento AB es la plataforma en la cual el peso reposa; los elementos ACE y BCD son los elementos que constituyen la tijera y el elemento DE es la base de la plataforma.

Como la carga a soportar es de 250[kg], cada lado de la estructura debe soportar la mitad:

$$\frac{250 [kg]}{2} = 125[kg]$$

Para realizar el análisis en unidades del Sistema Internacional, según la tabla de conversiones encontradas en el libro “Ingeniería Mecánica – Estática” de Hibeler R. [8], se tiene:

$$125 [kg] * \frac{9,8 [N]}{1 [kg]} = 1225[N]$$

Para el análisis estructural se considera la siguiente tubería estructural para los elementos AB, ACE y BCD:

DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm	I cm ⁴	W cm ³	I cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15

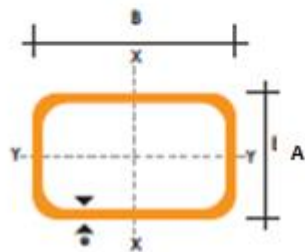


Tabla 3. 8 Catálogo de tubería estructural rectangular

Fuente: DIPAC Manta S.A. “Productos de Acero”. pp. 39.

Tubo estructural rectangular:

A=50 [mm]

B=100 [mm]

$e=3$ [mm]

Peso= 6,71 [kg/m]

Para cuestiones de cálculo, el peso del perfil del elemento AB de 7,50[kg] (73,5 [N]) es añadido a la carga distribuida sobre este elemento. El peso correspondiente de los elementos ACE y BCD de 20,13 [kg] (197,27 [N]) es ubicado en el punto C.

3.2.1.1. Cálculo de reacciones:

a. Análisis con la plataforma desplegada, a 1[m] de altura:

La fuerza del cilindro para una altura de 1000 [mm] calculado en la sección 3.1.6.3. para una ubicación del cilindro a $L+ 2/5L$ es 2374,20 [N].

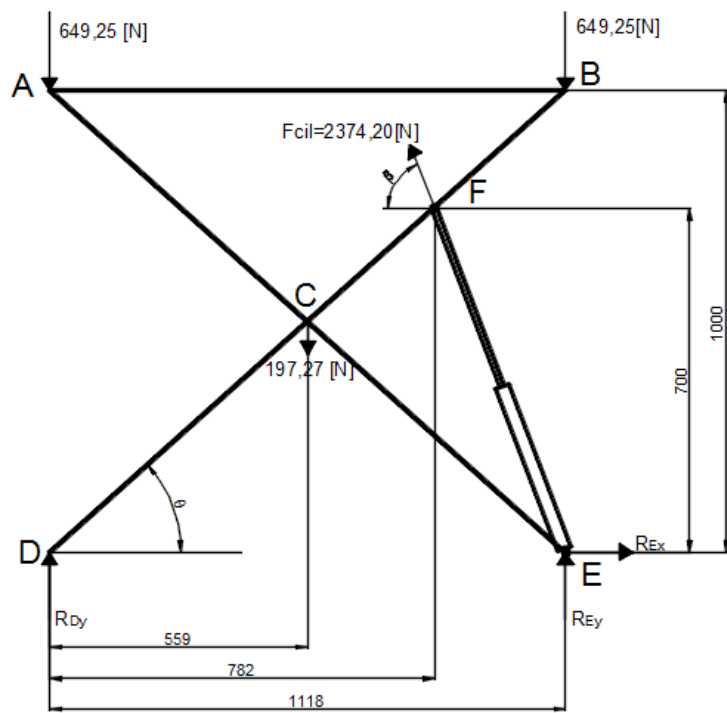


Figura 3. 20 Reacciones y fuerzas en la estructura desplegada

Fuente: Autor

Para realizar el análisis del elemento y lograr determinar el perfil que soporte satisfactoriamente la carga solicitada se debe analizar la estructura, es decir, determinar las reacciones y fuerzas a las cuales está sometido cada elemento.

Beer F. et al., indican que “Las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo rígido pueden reducirse a un sistema fuerza-par en un punto arbitrario O. Cuando la fuerza y el par son iguales a cero, las fuerzas externas forman un sistema equivalente a cero y se dice que el cuerpo rígido se encuentra en equilibrio” [7].

$$\Sigma F_x = 0 \quad (\text{Ec. 3. 9})$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 3. 9})$$

$$\Sigma M_O = 0 \quad (\text{Ec.3. 10})$$

Para la resolución de la estructura, se la considera como un armazón y una máquina, según Beer F. et al., su concepto es: “Los armazones y las máquinas son estructuras que contienen elementos sometidos a la acción de varias fuerzas. Los armazones están diseñados para soportar cargas y son estructuras estacionarias totalmente restringidas. Las máquinas están diseñadas para transmitir y modificar fuerzas” [6]. Por lo cual se emplea el método propuesto en la publicación para la resolución de la estructura.

En base a la teoría descrita se procede a realizar el cálculo de reacciones en el elemento.

De la figura 3.20:

Donde:

$$DF = 1050[mm]$$

$$\theta = 41,81^\circ$$

$$\beta = 64,42^\circ$$

Empleando el diagrama de cuerpo libre de la estructura, se encuentran los valores de reacciones en los apoyos.

$$+\uparrow \Sigma M_D = 0$$

$$+(RE_y * 1,118) + (F_{cil_x} * 0,7) + (F_{cil_y} * 0,782) - (649,25 * 1,118) - (197,27 * 0,559) = 0$$

$$F_{cil_x} = 2374,20 * \cos 64,42 = 1025,11[N]$$

$$F_{cil_y} = 2374,20 * \text{sen } 64,42 = 2141,50[N]$$

$$RE_y = -1391,85[N]$$

$$+\uparrow \Sigma M_E = 0$$

$$-(RD_y * 1,118) - (F_{cil_y} * 0,336) + (F_{cil_x} * 0,70) + (649,25 * 1,1180) + (197,27 * 0,559) = 0$$

$$RD_y = 746,11 [N]$$

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$RE_x - 1025,11 = 0$$

$$RE_x = 1025,11 [N]$$

Mediante un software de análisis estructural se comprueban los valores de las reacciones. Para lo cual se consideran los siguientes datos:

- Unidades ingresadas en Newton, centímetro y °Centígrado
- AB= 55,9 [cm]
- Carga distribuida de 10,96[N/cm] (carga que debe soportar la viga).
- Fuerza del pistón ubicado en un punto $2L/5$ del segmento encargado de transferir fuerza; en sus coordenada x e y para una estructura desplegada (figura 3.21).
- La sección para el análisis es un perfil rectangular de 100x50x3 [mm] de material ASTM A500 (figura 3.22).

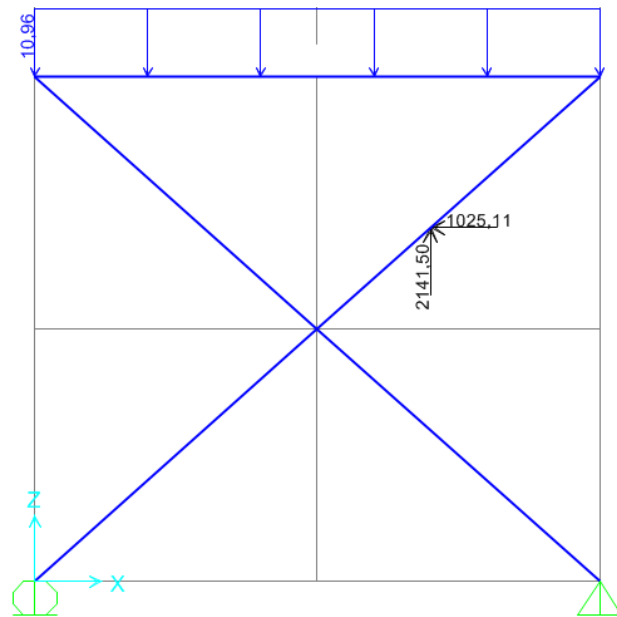


Figura 3. 21 Datos para la resolución en un software libre

Fuente: Autor

The screenshot shows a software interface for defining section properties. The 'Section Name' is 'TC' and the 'Display Color' is red. The 'Section Notes' field is empty. The 'Dimensions' section includes: Outside depth (t3) = 10, Outside width (t2) = 5, Flange thickness (tf) = 0,3, and Web thickness (tw) = 0,3. The 'Material' is set to 'A500GrB46'. The 'Property Modifiers' section is empty. The 'Section' preview shows a rectangular section on a grid with dimensions 10 and 5. The 'Properties' section includes 'Section Properties...' and 'Time Dependent Properties...' buttons. 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom.

Figura 3. 22 Propiedades de la sección

Fuente: Autor

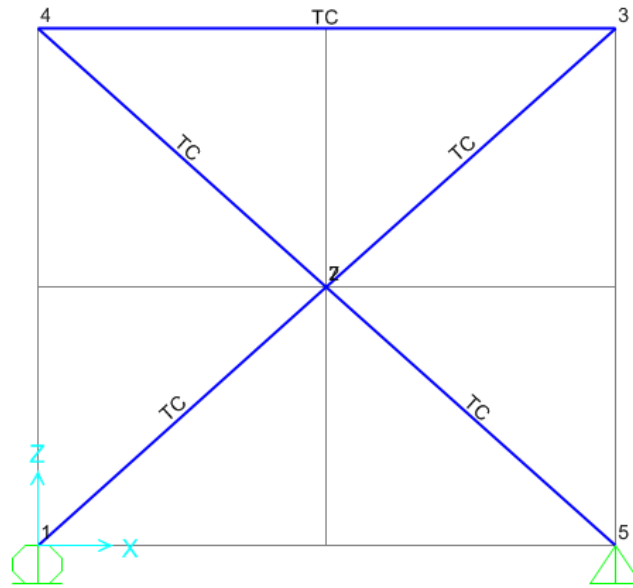


Figura 3. 23 Asignación de la sección para cada elemento de la estructura

Fuente: Autor

Los valores obtenidos son los siguientes:

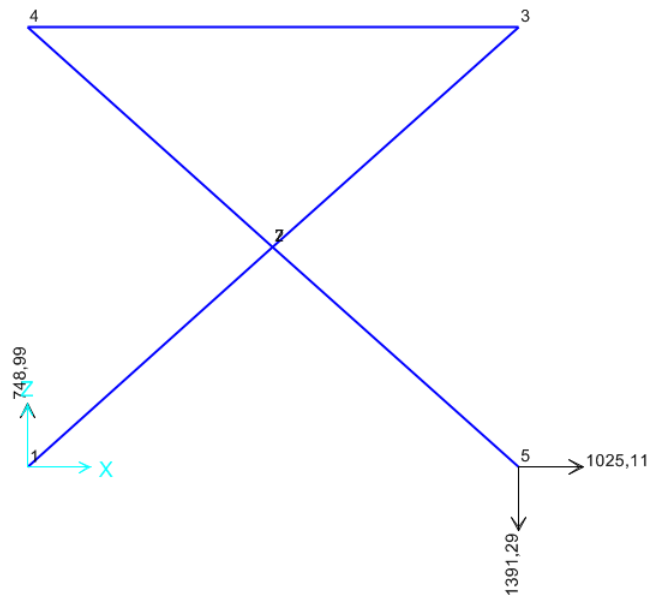


Figura 3. 24 Reacciones obtenidas en el software libre

Fuente: Autor

Proceso	Analítico	Software
RDy (+↑)	746,11 [N]	748,89 [N]
REy (+↑)	-1391,85 [N]	-1391,29 [N]
REx (+→)	1025,11 [N]	1025,11 [N]

Tabla 3. 9 Reacciones obtenidas por los dos métodos

Fuente: Autor

El error entre los valores obtenidos por el método analítico y mediante software es inferior a 1%, por lo cual se considera que el cálculo es satisfactorio.

b. Análisis con la plataforma plegada, a 200[mm] de altura:

La fuerza del cilindro para esta altura es de 7211.70 [N]:

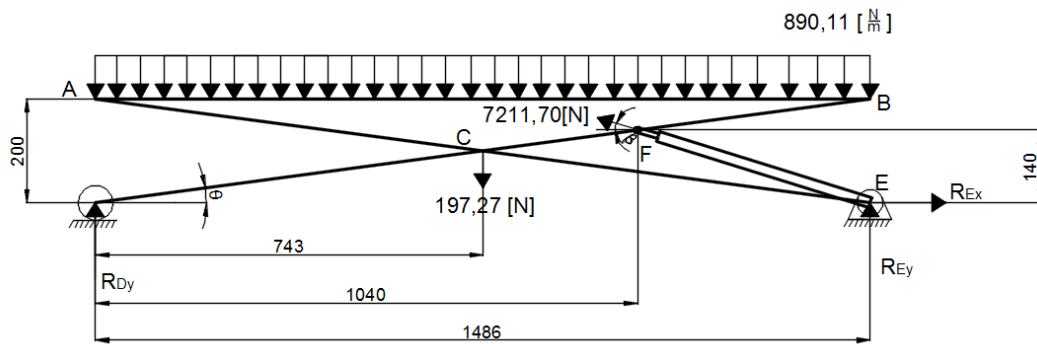


Figura 3. 25 Reacciones y fuerzas para la plataforma plegada

Fuente: Autor

Donde:

$$DF = 1050 [mm]$$

$$\theta = 7,66^\circ$$

$$\beta = 17,45^\circ$$

Empleando el diagrama de cuerpo libre de la estructura, se encuentran los valores de reacciones en los apoyos.

$$+\uparrow \Sigma M_E = 0$$

$$-(RD_y * 1,486) + (F_{cil_x} * 0,14) - (F_{cil_y} * 0,445) + (661,35 * 1,486) + (197,27 * 0,743) = 0$$

$$F_{cil_x} = 7211,70 * \cos 17,45 = 6879,81[N]$$

$$F_{cil_y} = 7211,70 * \text{sen } 17,45 = 2162,59[N]$$

$$RD_y = 760,53[N]$$

$$+\uparrow \Sigma M_D = 0$$

$$+(RE_y * 1,486) + (F_{cil_y} * 1,05) + (F_{cil_x} * 0,14) - (661,35 * 1,486) - (197,27 * 0,743) = 0$$

$$RE_y = -1415,70 [N]$$

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$RE_x - 6879,81 = 0$$

$$RE_x = 6879,81[N]$$

Se emplea un software de análisis estructural para comprobar los valores de las reacciones. Para lo cual se consideran los siguientes datos:

- Unidades se ingresan en Newton, centímetro y ° Centígrado
- AB= 74,3 [cm]
- Carga distribuida de 8,24[N/cm] (carga que debe soportar la viga).
- Fuerza del pistón ubicado en un punto $2L/5$ del segmento encargado de transferir fuerza; en sus coordenada x e y (figura 3.26).
- La sección para el análisis es un perfil rectangular de 100x50x3 [mm] de material ASTM A500 (figura 3.22).

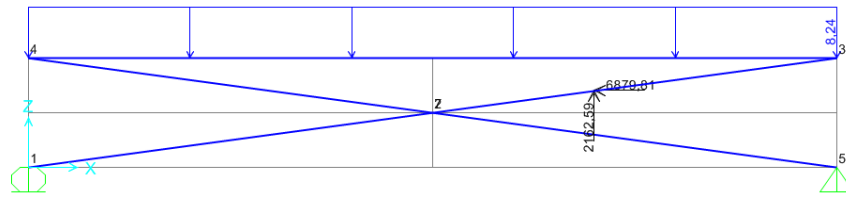


Figura 3. 26 Datos para la resolución en un software libre

Fuente: Autor

Los valores obtenidos son los siguientes:

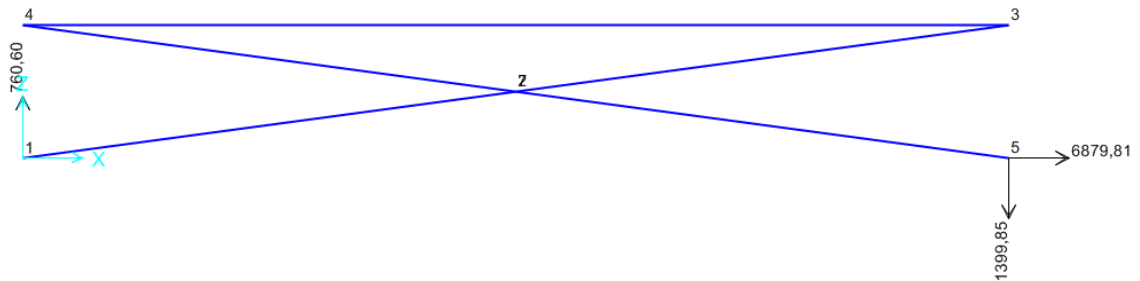


Tabla 3. 10 Reacciones obtenidas en el software libre

Fuente: Autor

Proceso	Analítico	Software
RDy (+↑)	760,53 [N]	760,60 [N]
REy (+↑)	-1415,70 [N]	-1399,85 [N]
REx (+→)	6879,81 [N]	6879,81 [N]

Tabla 3. 11 Reacciones obtenidas por los dos métodos

Fuente: Autor

El error entre los valores obtenidos por el método analítico y mediante software es de 1,13%, por lo cual se considera que el cálculo es satisfactorio.

3.2.1.2. Fuerzas y reacciones cuando la estructura está desplegada

Conocidas las reacciones en cada apoyo, se continúa con el análisis de fuerzas para cada elemento. Para esto se descomponen las fuerzas conocidas para obtener sus equivalentes perpendiculares y paralelas para cada elemento.

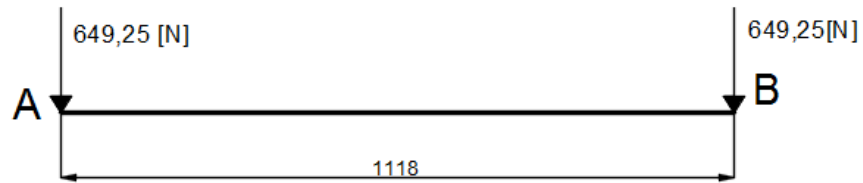


Figura 3. 27 Fuerzas en el elemento AB

Fuente: Autor

Para los elementos ACE y BCD, se utiliza el siguiente procedimiento para descomponer las fuerzas:

En el nodo A:

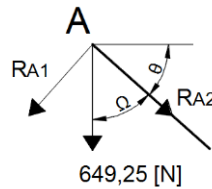


Figura 3. 28 Fuerzas en el nodo A

Fuente: Autor

Donde:

$$\theta = 41,81^\circ$$

$$\Omega = 90^\circ - 41,81^\circ = 48,19^\circ$$

$$RA_1 = 649,25 * \cos 41,81 = 483,92 [N]$$

$$RA_2 = 649,25 * \text{sen } 41,81 = 432,83 \text{ [N]}$$

En el nodo E:

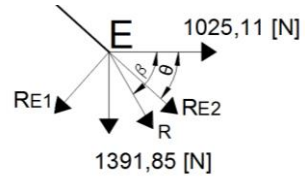


Figura 3. 29 Fuerzas en el nodo B

Fuente: Autor

Donde:

$$\theta = 41,81^\circ$$

$$R = \sqrt{1391,25^2 + 1025,11^2} = 1728,12 \text{ [N]}$$

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \left(\frac{1391,25}{1025,11} \right) = 53,61^\circ$$

$$\beta = 53,61 - 41,81 = 11,80^\circ$$

$$RE2 = 1728,12 * \cos 11,80 = 1691,6 \text{ [N]}$$

$$RE1 = 1728,12 * \text{sen } 11,80 = 353,39 \text{ [N]}$$

Por lo tanto las fuerzas para el elemento ACE quedan de la siguiente manera:

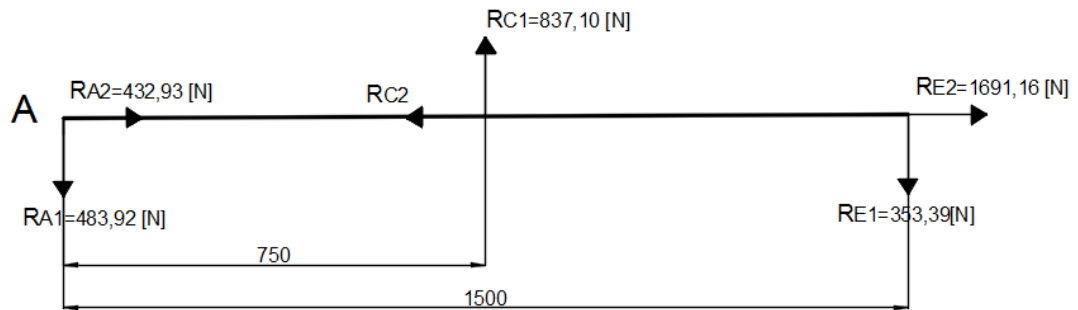


Figura 3. 30 Fuerzas en el elemento ACE

Fuente: Autor

Con el proceso empleado para el elemento ACE, se realiza de igual manera para el elemento BCD, obteniendo lo siguiente:

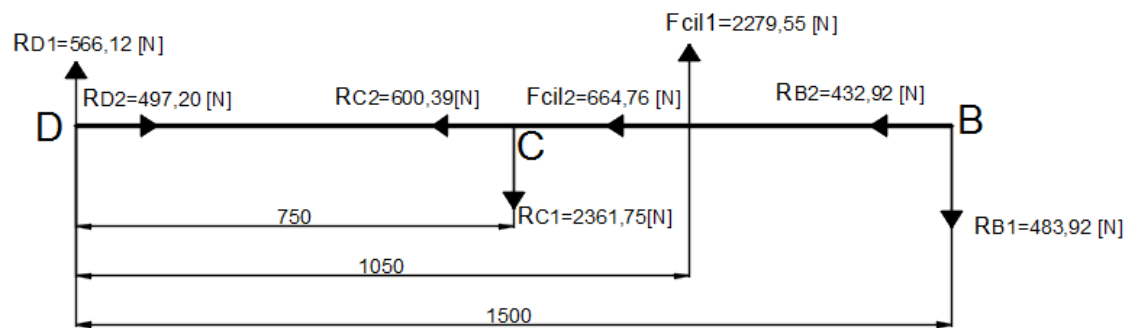


Figura 3. 31 Fuerzas en el elemento BCD

Fuente: Autor

3.2.1.3. Fuerzas y reacciones cuando la estructura está plegada

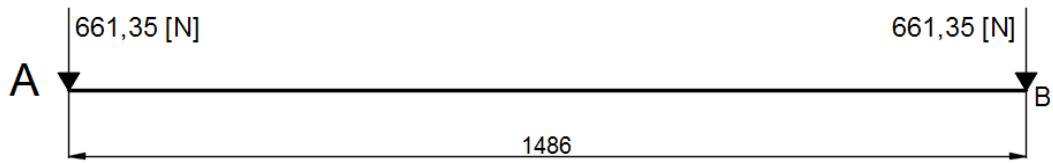


Figura 3. 32 Fuerzas en el elemento AB

Fuente: Autor

Para los elementos ACE y BCD, se descomponen las fuerzas de la misma manera que se realizó para estos en su posición final:

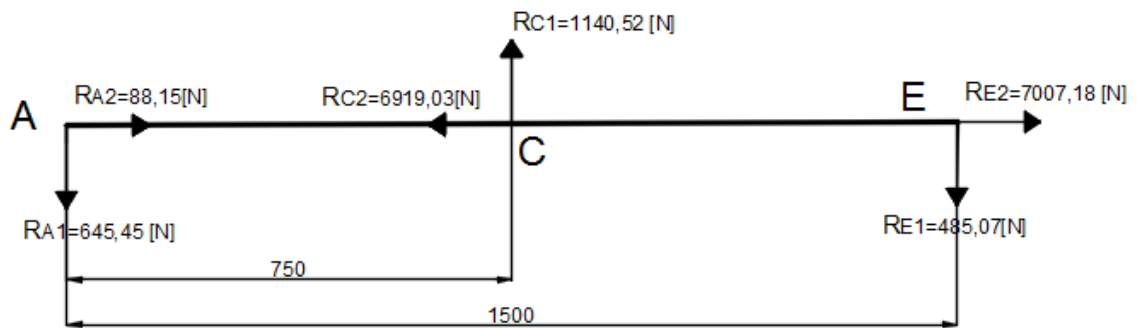


Figura 3. 33 Fuerzas en el elemento ACE

Fuente: Autor

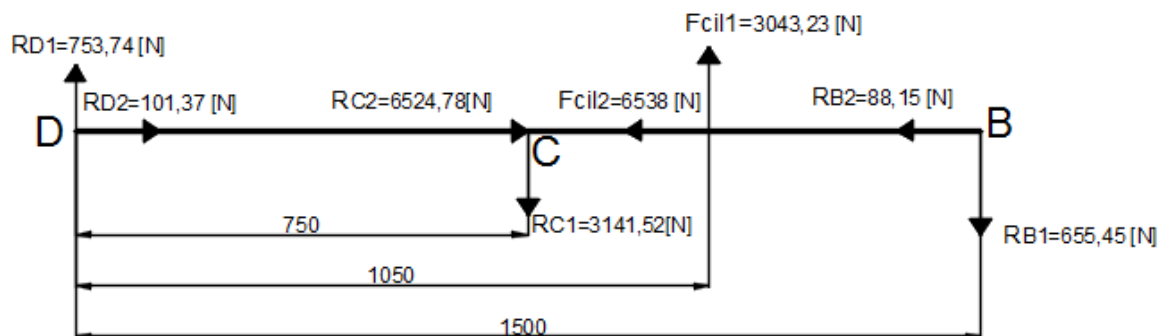


Figura 3. 34 Fuerzas en el elemento BCD

Fuente: Autor

3.2.2. Selección del perfil para los brazos de la tijera

El elemento que presenta la mayor fuerza de corte y axial, es el elemento BCD cuando la estructura está plegada, figura 3.34.

Por tal motivo se realiza el análisis de fuerza cortante y momento flector para dicho elemento.

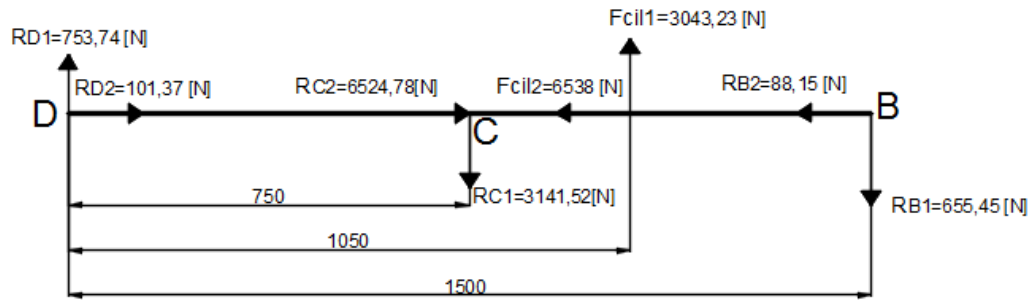


Figura 3. 35 Elemento BCD

Fuente: Autor

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Para obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector según Beer et al. [7] se debe cortar el elemento en un punto, dibujar el diagrama de cuerpo libre para cada parte, dependiendo del número de cortes necesarios, indicando las fuerzas equivalentes a un sistema fuerza-par constituido por una fuerza axial F , una fuerza cortante V y un par M , que representa al momento flector.

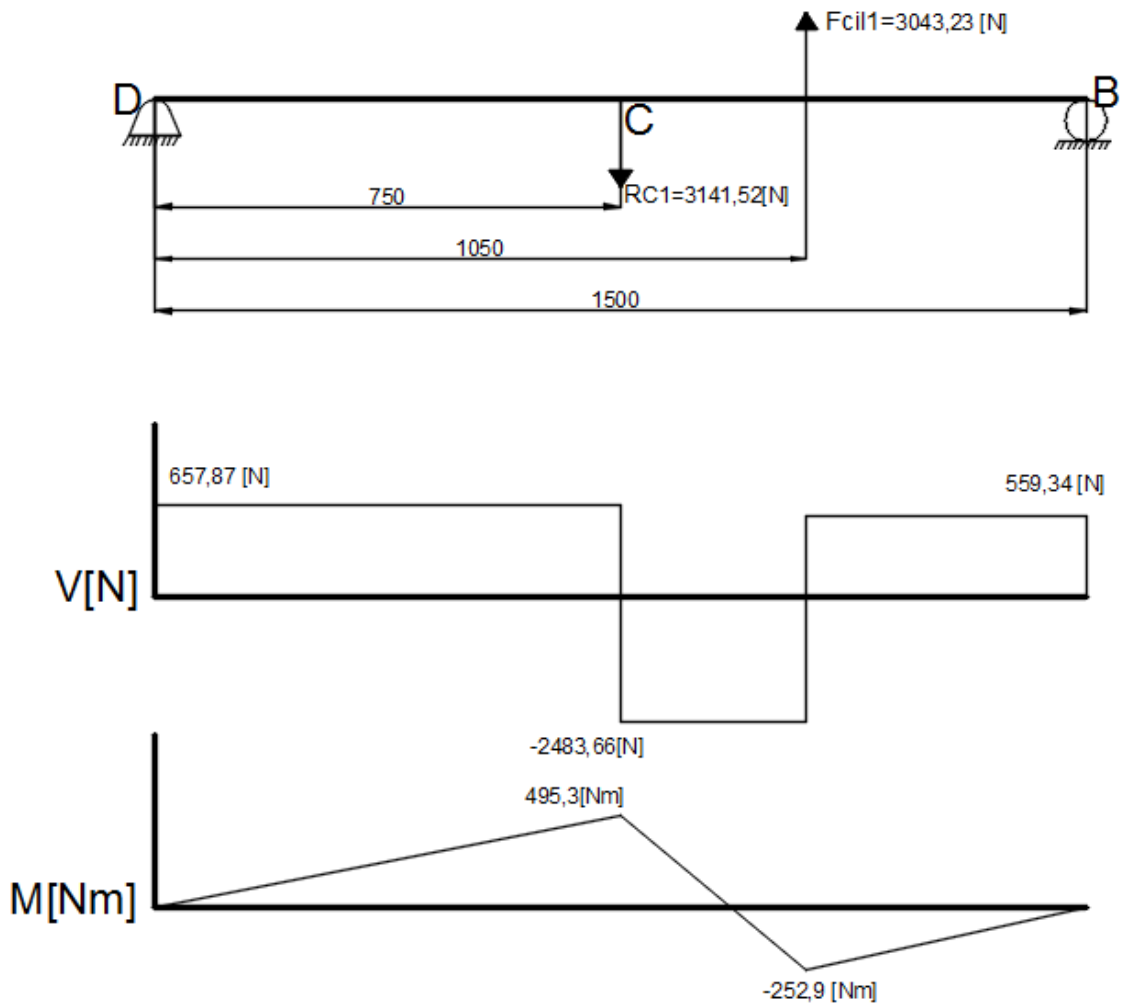


Figura 3. 36 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para le segmento CB

Fuente: Autor

Para comprobar los valores obtenidos se emplea un software de análisis estructural. Se consideran varias restricciones en los nodos, para garantizar que la estructura posea los grados de libertad deseados en cada punto.

Entre los brazos que forman la tijera, existe un pasador, el cual mantiene unido los brazos. En el modelado de la estructura se crean varios puntos en el lugar que está ubicado el pasador, como se indica en la figura 3.37.

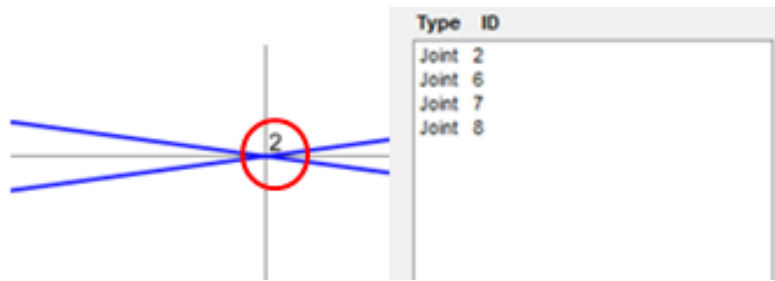


Figura 3. 37 Representación de la ubicación del pasador

Fuente: Autor

Una vez creados los puntos, estos se unen de tal manera que exista continuidad entre cada uno de los brazos. Por último se crea el pasador en el punto indicado de la figura 3.37, para esto se restringe este punto, como se indica en la figura 3.38.

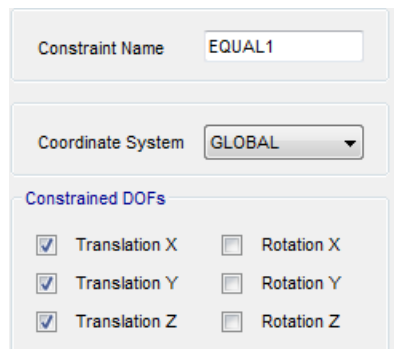


Figura 3. 38 Restricciones para el pasador

Fuente: Autor

Con las restricciones ubicadas, la deformación de la estructura que se tiene es la siguiente:

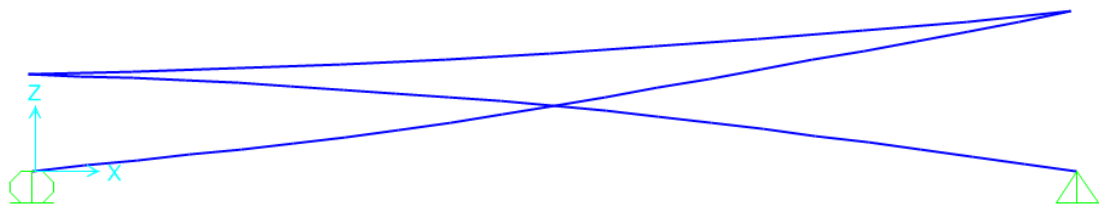


Figura 3. 39 Representación de la deformación de la estructura

Fuente: Autor

En la figura 3.39 se observa que existe una continuidad en la deformación de los brazos.

El momento del brazo BCD obtenido del software es de:

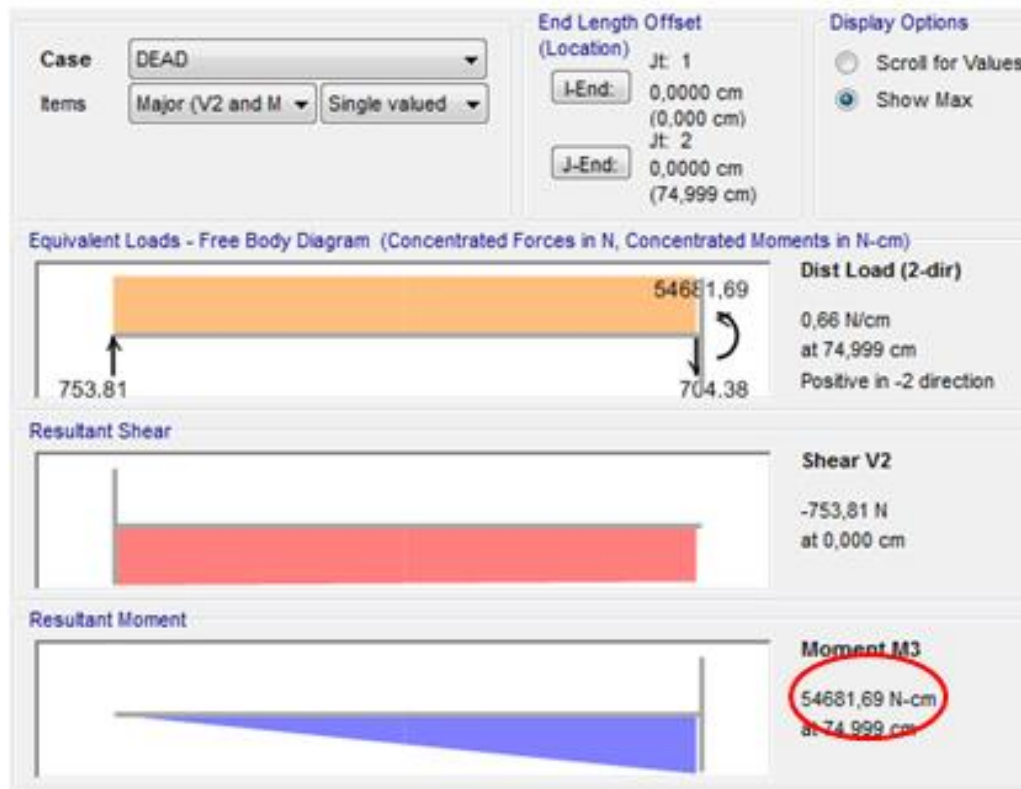


Figura 3. 40 Momento flector máximo para el elemento BCD obtenido en un software de análisis estructural

Fuente: Autor

La diferencia entre el valor obtenido analíticamente y en el software tiene un error de 10%, por tal razón los valores calculados son satisfactorios.

El máximo Momento que soporta el elemento está ubicado en el punto donde se encuentra el pasador. Los valores para el diseño de los brazos son los siguientes:

$$M = 520[Nm]$$

Fuerza axial en el elemento de:

$$N = 6538[N]$$

Para el diseño se emplea el procedimiento de la Sección H1 de la Especificación del AISC (American Institute of Steel Construction), para perfiles simétricos sujetos simultáneamente a flexión y a tensión axial. [8].

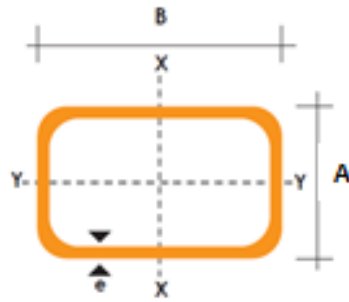
Las propiedades mecánicas del acero ASTM A500 son:

Propiedad	Valor
Resistencia a la tensión	405 [MPa]
Resistencia a la fluencia	320 [MPa]
Ductilidad(porcentaje de elongación en 2 plg)	23
Módulo de elasticidad E	207 [GPa]

Tabla 3. 12 Propiedades mecánicas del acero ASTM A500

Fuente: Mott R. “Resistencia de Materiales”. 5^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2009, pp. 717.

Las características del perfil seleccionado son:



Descripción	Valor	Unidad	Equivalencia	Unidad
A	50	[mm]	0,164	[pies]
B	100	[mm]	0,328	[pies]
Espesor	3	[mm]	$9,84 \cdot 10^{-3}$	[pies]
Peso	6,71	[kg/m]	0,375	[lb/plg]
Área	8,41	[cm ²]	1,30	[plg ²]
I_x	106,34	[cm ⁴]	2,55	[plg ⁴]
W_x	21,27	[cm ³]	1,29	[plg ³]
r_x	3,56	[cm]	1,40	[plg]

Tabla 3. 13 Características del perfil rectangular 4x2x1/8[plg]

Fuente: DIPAC. “Catálogo de Acero”. Internet: www.dipacmanta.com. [Jun. 15,2016].

Consideraciones para el diseño:

- Factor de seguridad a la carga de 2
- Momento flector: $M = 520[Nm] = 0,382[klb - pie]$
- Carga Axial: $N = 6538[N] = 1,46[klb]$
- Longitud: $L = 1,5[m] = 4,92[pie]$
- Viga-columna
- Marco arriostrado
- Método ASD

$$Pr = 2,92[klb]$$

Pr = Resistencia axial requerida del miembro

$$Pnt = Pr$$

$$Pnt = 2,92[klb]$$

$$Mr = 0,764[klb - pie]$$

Mr = Resistencia requerida a los momentos del miembro

$$Mntx = Mr$$

$$Mntx = 0,764[klb - pie]$$

Para un marco arriostrado $k = 1$

$$KL = (1)(4,92) = 4,92[pie]$$

$$Pc = \frac{Fc_R * Ag}{\Omega_c}$$

Para obtener el valor de $\frac{Fc_R}{\Omega_c}$, se halla el valor de $\frac{KL}{r}$

El valor de r se obtiene de la tabla 3.13

$$\frac{KL}{r} = \frac{1 * 4,92}{1,40/12} = 42,17$$

Con el valor calculado de KL/r , para un acero ASTM A500, se ingresa a la tabla del Manual AISC (ver anexo B).

$$\frac{Fc_R}{\Omega_c} = 24,50[ksi]$$

$$Pc = \frac{Fc_R * Ag}{\Omega_c} = 24,5 \frac{klb}{plg^2} * 1,30plg^2 = 31,85[klb]$$

$$Pr = Pnt + \beta_2 Plt$$

$\beta_2 = 0$, porque no existe ladeo

$$Pr = 2,92[klb]$$

$$\frac{Pr}{Pc} = \frac{2,92}{31,85} = 0,09$$

Como $\frac{Pr}{Pc} < 0,2$

En la sección H1 de la Especificación AISC Sección 11.3 a 11.9, se especifica el empleo de la siguiente ecuación:

$$\frac{Pr}{2Pc} + \left(\frac{M_{rx}}{M_{cx}} + \frac{M_{ry}}{M_{cy}} \right) \leq 1 \quad \text{Ecuación H1-1b del AISC (Ec.3. 11)}$$

Donde:

Pr = Resistencia axial requerida del miembro

Pc = Resistencia axial del miembro

M_r = Resistencia requerida a los momentos del miembro

M_c = Resistencia del miembro a los momentos

Calculando los factores P_{e1x} y C_m

$$P_{e1x} = \frac{EI}{(KL)^2} = \frac{29000 * 2,55}{1 * 12 * 4,92} = 1252,54[klb]$$

Calculando el factor C_m de la tabla 3.14


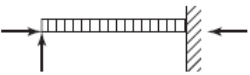
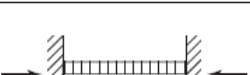

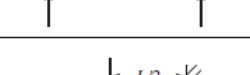
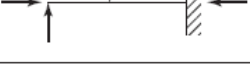
Caso	ψ	C_m
	0	1.0
	-0.4	$1 - 0.4 \frac{\alpha P_r}{P_{e1}}$
	-0.4	$1 - 0.4 \frac{\alpha P_r}{P_{e1}}$
	-0.2	$1 - 0.2 \frac{\alpha P_r}{P_{e1}}$
	-0.3	$1 - 0.3 \frac{\alpha P_r}{P_{e1}}$
	-0.2	$1 - 0.2 \frac{\alpha P_r}{P_{e1}}$

Tabla 3. 14 Factor Cm

Fuente: McCormac J. Csernak S. "Diseño de estructuras de acero". 5^{ta} ed. DF, México: Alfaomega. 2013, pp. 359.

Para una viga con apoyos simples

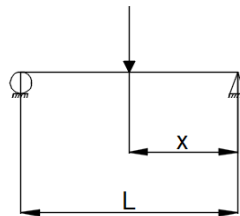


Figura 3. 41 Representación de una viga con apoyos simples

Fuente: Autor

$$C_{mx} = 1 - 0,2\alpha \frac{P_r}{P_{e1}} \quad \alpha=1,6 \text{ Para el método ASD}$$

$$C_{mx} = 1 - 0,2(1,6) \left(\frac{2,92}{1252,54} \right) = 0,999$$

Para una viga con apoyo fijo y apoyo simple.

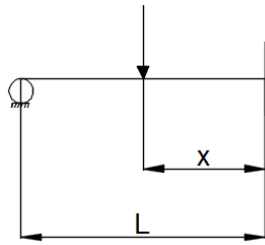


Figura 3. 42 Representación de una viga con apoyo fijo y apoyo simple

Fuente: Autor

$$C_{mx} = 1 - 0,3\alpha \frac{P_r}{P_{e1}} \quad \alpha=1,6 \text{ Para el método ASD}$$

$$C_{mx} = 1 - 0,3(1,6) \left(\frac{2,92}{1252,54} \right) = 0,998$$

$$C_{mx} \text{ promedio} = 0,999$$

Para el factor B_1

$$B_1 = \frac{C_m}{1 - \alpha \frac{P_r}{P_{e1}}}$$

$$B_1 = \frac{0,999}{1 - 1,6 \frac{2,92}{1252,54}} = 1,002$$

$$M_{rx} = B_1 * M_{ntx}$$

$$M_{rx} = 1,002 * 0,764 = 0,765 [klb - pie]$$

M_{cx} para un perfil de dimensiones 4x2x1/8 de acero ASTM A500, se ingresa a la tabla del Manual AISC, anexo D.

$$M_{cx} = \frac{M_{nx}}{\Omega_b} = 3,80$$

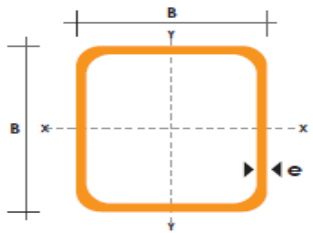
Reemplazando los valores hallados en la Ecuación H1-1b del AISC, como no existen momentos respecto al eje y, el valor que se obtiene es de:

$$\frac{2,92}{2(31,85)} + \frac{0,765}{3,80} \leq 1$$

$$0,24 \leq 1$$

Según el método el perfil está sobredimensionado.

Se recalcula para un perfil 2x1/8 [plg], con las siguientes características:



Descripción	Valor	Unidad	Equivalencia	Unidad
B	50	[mm]	0,164	[pies]
B	50	[mm]	0,164	[pies]
Espesor	3	[mm]	$9,84 \cdot 10^{-3}$	[pies]
Peso	4,48	[kg/m]	0,25	[lb/plg]
Área	5,61	[cm ²]	0,86	[plg ²]
I	21,20	[cm ⁴]	0,509	[plg ⁴]
W	8,48	[cm ³]	0,51	[plg ³]
r	1,91	[cm]	0,75	[plg]

Tabla 3. 15 Propiedades del perfil 50x3[mm]

Fuente: DIPAC. “Catálogo de Acero”. Internet: www.dipacmanta.com. [Jun. 15,2016].

$$Pr = 2,92[klb]$$

$$Pnt = 2,92[klb]$$

$$Mr = 0,765 [klb - pie]$$

$$Mntx = 0,765[klb - pie]$$

$$KL = (1)(4,92) = 4,92[pie]$$

$$\frac{KL}{r} = \frac{1 * 4,92}{0,75/12} = 78,72$$

$$Pc = \frac{FcR * Ag}{\Omega_c}$$

Para hallar el valor de $\frac{FcR}{\Omega_c}$, con lo calculado para $\frac{KL}{r}$, se ingresa a la tabla del Manual AISC, para ASTM A500, (ver anexo B).

$$\frac{FcR}{\Omega_c} = 18,10[ksi]$$

$$Pc = \frac{FcR * Ag}{\Omega_c} = 18,1 \frac{klb}{plg^2} * 0,86plg^2 = 15,56[klb]$$

$$Pr = Pnt + \beta_2 Plt$$

$\beta_2 = 0$, porque no existe ladeo

$$Pr = 2,92[klb]$$

$$\frac{Pr}{Pc} = \frac{2,92}{15,56} = 0,18$$

Como $\frac{Pr}{Pc} < 0,2$ se emplea la ecuación 3.11.

Calculando P_{e1x} y C_{mx}

$$P_{e1x} = \frac{EI}{(KL)^2} = \frac{29000 * 0,509}{1 * 12 * 4,92} = 250,01[klb]$$

Calculando C_m de la tabla 3.12.

C_{mx} , para una viga con apoyos simples, figura 3.41:

$$C_{mx} = 1 - 0,2\alpha \frac{P_r}{P_{e1}} \quad \alpha=1,6 \text{ Para el método ASD}$$

$$C_{mx} = 1 - 0,2(1,6) \left(\frac{2,92}{250,01} \right) = 0,996$$

C_{mx} , para una viga con apoyo fijo y simple, figura 3.42:

$$C_{mx} = 1 - 0,3\alpha \frac{P_r}{P_{e1}} \quad \alpha=1,6 \text{ Para el método ASD}$$

$$C_{mx} = 1 - 0,3(1,6) \left(\frac{2,92}{250,01} \right) = 0,994$$

C_{mx} promedio=0,995

Para el factor B_1

$$B_1 = \frac{C_m}{1 - \alpha \frac{P_r}{P_{e1}}}$$

$$B_1 = \frac{0,999}{1 - 1,6 \frac{2,92}{250,01}} = 1,01$$

$$M_{rx} = B_1 * M_{ntx}$$

$$M_{rx} = 1,01 * 0,764 = 0,773 [klb - pie]$$

M_{cx} , para un perfil de dimensiones 2x2x1/8 de acero ASTM A500, se ingresa a la tabla del Manual AISC, anexo D.

$$M_{cx} = \frac{M_{nx}}{\Omega_b} = 1,34$$

Reemplazando los valores hallados en la Ecuación H1-1b del AISC (ecuación 3.11), no existen momentos respecto al eje y, el valor que se obtiene es de:

$$\frac{2,92}{2(15,56)} + \frac{0,773}{1,34} \leq 1$$

$$0,7 \leq 1$$

Por consiguiente, el perfil es satisfactorio.

El resultado obtenido se compara con el valor del software de análisis estructural, para el cual se han realizado las consideraciones mencionadas para las figuras 3.37 y 3.38. Además se considera el factor de 2 para la carga y una sección para los elementos perfil cuadrado 50x3 [mm], como se indica en la figura 3.43 y 3.44.

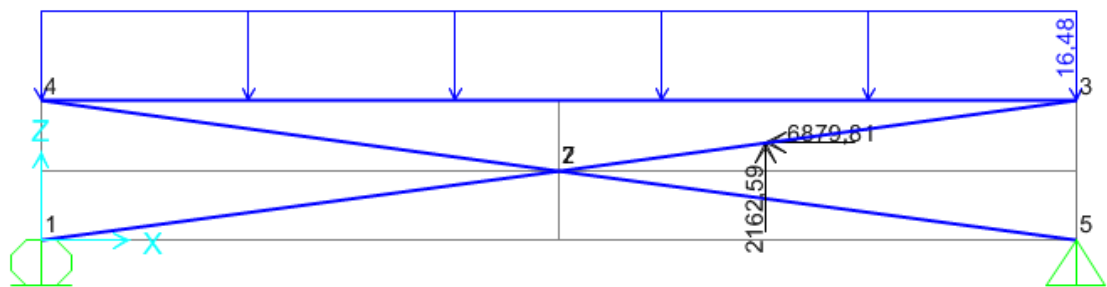


Figura 3. 43 Representación de las cargas con un factor de seguridad de 2

Fuente: Autor

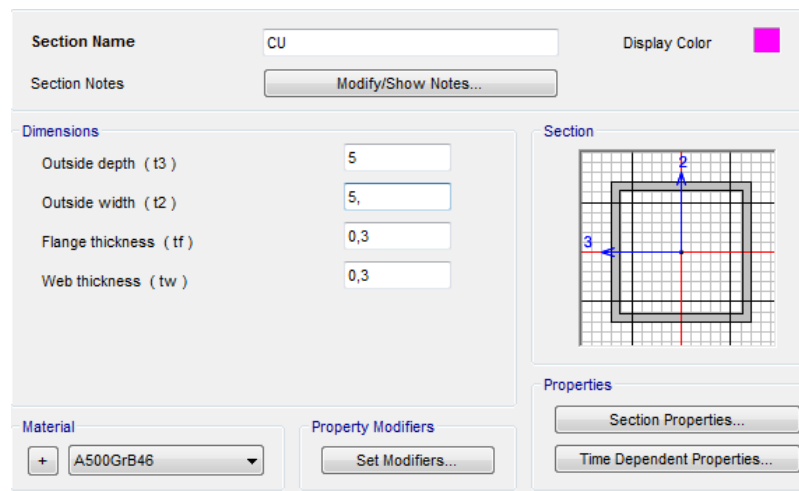


Figura 3. 44 Sección para los elementos de la estructura

Fuente: Autor

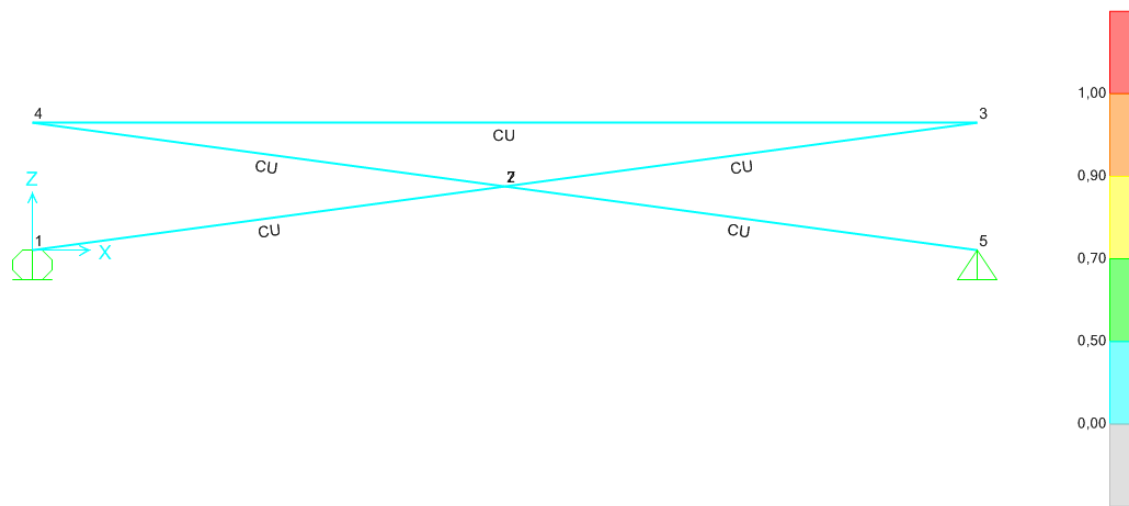


Figura 3. 45 Resultado de software de análisis estructural

Fuente: Autor

Según el esquema de colores de la figura 3.45, donde rojo es para un análisis que estuviese cerca del fallo, las secciones seleccionadas para la estructura cumplen con los requerimientos, tanto por el método de la AISC y en el análisis por software.

3.3. Diseño de los elementos de la estructura

3.3.1. Diseño del pasador principal

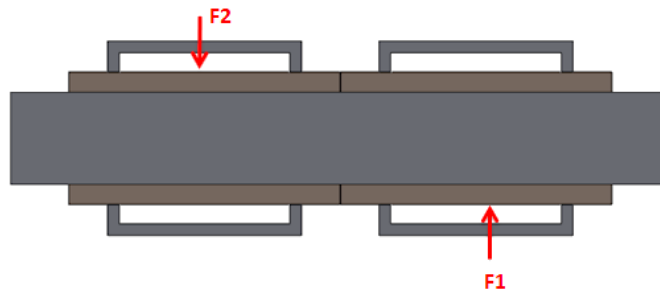


Figura 3. 46 Representación de pasador en el punto C

Fuente: Autor

El pasador mostrado en la figura 4.46, está ubicado en el centro de la tijera, como se observa en las figuras 3.33 y 3.34; las fuerza F1 y F2 son de 7012 [N] y 6939[N] respectivamente.

El pasador se considera que está sometido a corte. El factor de seguridad impuesto es de 4, debido a que este es el encargado de mantener unidos los brazos que forman la tijera.

Empleando la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, la resistencia a la fluencia cortante para un caso de cortante puro [10], el esfuerzo admisible es:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} \quad (\text{Ec.3. 12})$$

Para $S_{sy} = 0,577S_y$ (Ec.3. 13)

El material seleccionado para el pasador, es acero ASTM A500, con las siguientes propiedades mecánicas:

Propiedad	Valor
Resistencia a la tensión	405 [MPa]
Resistencia a la fluencia	320 [MPa]
Ductilidad(porcentaje de elongación en 2 plg)	23
Módulo de elasticidad E	207 [GPa]

Tabla 3. 16 Propiedades mecánicas ASTM A500

Fuente: Mott R. “Resistencia de Materiales”. 5^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2009, pp. 717.

Remplazando los valores en la ecuación 3.12 y 3.13.

$$\tau = \frac{(0,577)(320 * 10^6[Pa])}{4}$$

$$\tau = 46,16 [MPa]$$

De la tabla 3.17, el esfuerzo cortante máximo debido a flexión para una viga circular es:

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (\text{Ec.3. 14})$$

$$\tau = \frac{4(7012[N])}{3\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)}$$

$$46,16 * 10^6 = \frac{16(7012)}{3\pi d^2}$$

$$d = 0,016[m]$$

El valor estandarizado para el diámetro del pasador es de 20[mm].





Forma de la viga	Fórmula	Forma de la viga	Fórmula
 Rectangular	$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A}$	 Circular hueca con pared delgada	$\tau_{\text{máx}} = \frac{2V}{A}$
 Circular	$\tau_{\text{máx}} = \frac{4V}{3A}$	 Viga I estructural (con pared delgada)	$\tau_{\text{máx}} = \frac{V}{A_{\text{Alma}}}$

Tabla 3. 17 Esfuerzo cortante máximo debido a flexión

Fuente: Budynass R., Nisbett J. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. 8^{va} ed, D.F., México: McGraw-Hill, 2008, pp. 95.

3.3.2. Diseño del pasador para los extremos de la estructura

En la figura 3.33 y 3.34 se observan las barras para una plataforma plegada, en los cuales la mayor fuerza en los extremos de los mismos es de 7007,18 [N], ubicado en el punto E de la figura 3.33.

Con las mismas consideraciones realizadas para el pasador principal, el esfuerzo admisible será de:

$$\tau = \frac{0,577 S_y}{n}$$

$$\tau = \frac{(0,577)(320 * 10^6 [Pa])}{4}$$

$$\tau = 46,16 [MPa]$$

El esfuerzo cortante máximo es de:

$$\tau = \frac{4(7007,18[N])}{3\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)}$$

$$46,16 * 10^6 [Pa] = \frac{16(7007,18[N])}{3\pi d^2}$$

$$d = 0,016[m]$$

El valor estandarizado para el diámetro del pasador de los extremos de la estructura es de 20[mm].

3.3.3. Diseño del bocín

Para el diseño del bocín se lo considera como un tubo hueco, el cual está sometido a aplastamiento. Este elemento de la tijera permite una separación entre los brazos de la tijera.

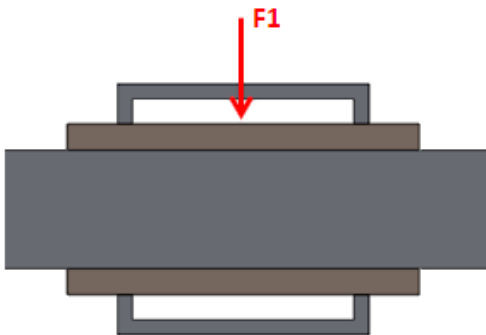


Figura 3. 47 Representación de carga de aplastamiento en el bocín

Fuente: Autor

La fuerza aplicada al bocín es de 7012[N]. El material para el elemento es Bronce SAE 64, con las siguientes propiedades:

Resistencia a la tracción	20[kgf/mm ²]
Alargamiento	8%
Dureza (HB)	60
Punto de fusión	928 °C
Resistencia a la corrosión	Excelente
Resistencia al desgaste	Excelente
Calidad antifricción	Excelente
Desempeño en altas temp.	Buena
Presión	Alta
Lubricación	Normal
Velocidad	Alta

Tabla 3. 18 Propiedades Bronce SAE 64

**Fuente: Aceros Bravo. “Catálogo de productos”. Internet:
www.acerosbravo.cl/productos.php?idcat=5. [Jun. 22, 2016].**

Considerando el esfuerzo de aplastamiento admisible [11], como:

$$\sigma = \frac{0,9 Sy}{n} \quad (\text{Ec.3. 15})$$

Para este caso se emplea la resistencia a la tracción del bronce de 20 [kgf/mm²] igual a 196 [MPa]. Con un factor de seguridad de 4, reemplazando en la ecuación 3.15:

$$\sigma = \frac{0,9(196 * 10^6 [Pa])}{4}$$

$$\sigma_{adm} = 44,1 [MPa]$$

Se tiene que el esfuerzo ejercido por la fuerza sobre un área es igual a [11]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec.3. 16})$$

El área sometida a aplastamiento, es la proyección del pasador sobre el bocín. La longitud del bocín es de 70[mm], para tener la separación deseada entre cada brazo.

$$\sigma = \frac{7012[N]}{(0,020)(0,070)[m^2]}$$

$$\sigma_{real} = 5,008 [MPa]$$

Como $\sigma_{real} < \sigma_{adm}$

Por consiguiente el bocín cumple con los requerimientos.

3.3.4. Diseño del eje que soporta al actuador

Este eje es el encargado de unir los dos extremos de la tijera, para el cual se considera como una sección circular sometido a cargas de flexión.

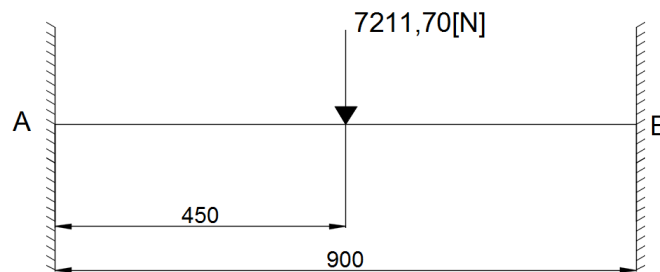


Figura 3. 48 Representación del eje que soporta el pistón

Fuente: Autor

El caso representado en la figura 3.48 es una viga estáticamente indeterminada, es decir, existe mayor número de incógnitas de las que se pueden resolver con las ecuaciones de equilibrio estático [10]. Para resolver la viga, se emplea el método de superposición [10], y las tablas del anexo E:

$$R_A = R_B = \frac{F}{2} \quad (\text{Ec.3. 17})$$

$$R_A = R_B = 3605,85[N]$$

$$M_A = M_B = -\frac{FL}{8} \quad (\text{Ec.3. 18})$$

$$M_A = M_B = -811,31[Nm]$$

$$M_{L/2} = \frac{FL}{8} = 811,31[Nm]$$

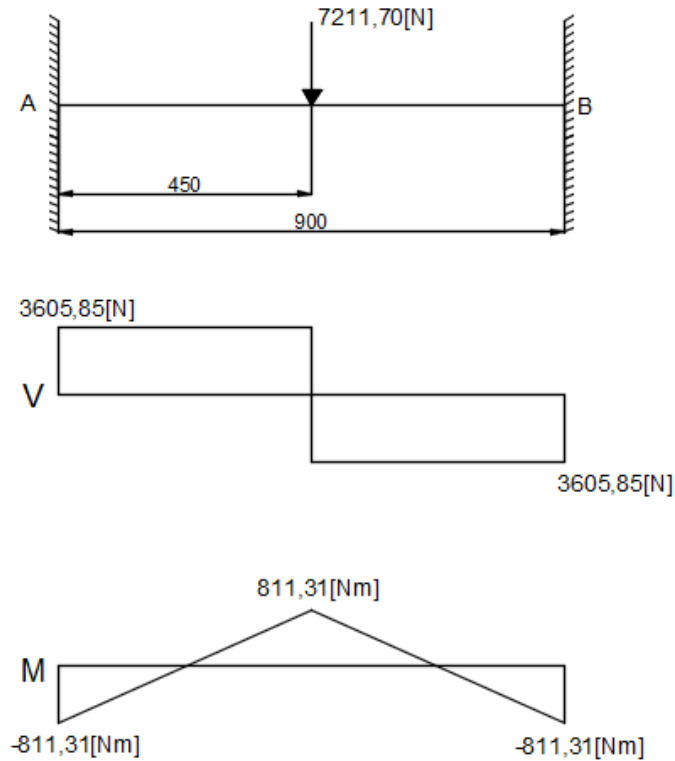


Figura 3. 49 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje que soporta el pistón

Fuente: Autor

Siguiendo el proceso para la resolución de vigas de Mott [11]:

$$y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360} \quad (\text{Ec.3. 19})$$

La deflexión máxima según la AISC (American Institute of Steel Construction) es la mostrada en la ecuación 3.19.

Además del anexo E para este caso de viga la deflexión máxima está dada por:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{F l^3}{192 EI} \quad (\text{Ec.3. 20})$$

Para este eje se elige un acero AISI 4340 con las siguientes propiedades:

Propiedad	Valor
Resistencia a la tensión	965 [MPa]
Resistencia de fluencia	855 [MPa]
Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 plg)	23
Dureza Brinell (HB)	280

Tabla 3. 19 Propiedades mecánicas para AISI 4340

Fuente: Mott R. “*Diseño de elementos de máquinas*”. 4^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2006, apéndice 7.

Reemplazando los valores en la ecuación 3.20 para una sección circular el momento de área es:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{Ec.3. 21})$$

$$y_{\text{máx}} = - \frac{(7211[N])(0,90)^3[m^3]}{192 (207 * 10^9[Pa]) \frac{\pi d^4}{64}}$$

De la ecuación 3.19, el valor para la viga es $\frac{0,9}{360} = -2,5 * 10^{-3}[m]$, igualando este valor con la ecuación de $y_{\text{máx}}$:

$$- \frac{(7211[N])(0,90)^3[m^3]}{192 (207 * 10^9[Pa]) \frac{\pi d^4}{64}} = -2,5 * 10^{-3}$$

$$d = 0,032[m]$$

El diámetro mínimo para que el eje cumpla con los requerimientos de deflexión máxima debe ser de 0,032[m], el cual estandarizado es 0,035[m].

El valor del diámetro se comprueba para un esfuerzo admisible máximo [11] según la AISC es igual a:

$$\sigma_{adm} = 0,66 S_y \quad (\text{Ec.3. 22})$$

El esfuerzo a flexión es igual a:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (\text{Ec.3. 23})$$

Para una sección circular el módulo de sección es igual a:

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{Ec.3. 24})$$

El factor de seguridad está dado por:

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{0,66 S_y}{\frac{M}{S}} \quad (\text{Ec.3. 25})$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 3.24 y 3.25:

$$n = \frac{0,66(855 * 10^6 [Pa])}{\frac{32(811,31 [Nm])}{\pi(0,035)^3 [m^3]}} = 2,92$$

Por consiguiente el diámetro de 35 [mm] para el eje es satisfactorio.

3.3.5. Diseño de la ménsula para los extremos de la estructura

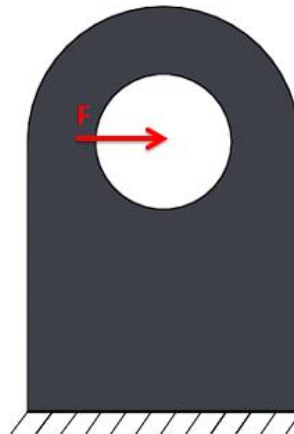


Figura 3. 50 Representación de la ménsula

Fuente: Autor

Para determinar el espesor de la sección rectangular de la ménsula, se considera un diseño a cortante puro y por aplastamiento. El ancho de la ménsula será el doble del diámetro del pasador, 20[mm], calculado en la sección 3.3.2. El acero seleccionado para este elemento es ASTM A36 con las siguientes propiedades:

Propiedad	Valor
Resistencia a la tensión	400 [MPa]
Resistencia a la fluencia	250 [MPa]
Ductilidad(porcentaje de elongación en 2 plg)	21
Módulo de elasticidad E	207 [GPa]

Tabla 3. 20 Propiedades mecánicas ASTM A36

Fuente: Mott R. *“Diseño de elementos de máquinas”*. 4^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2006, apéndice 7.

En el caso de cortante puro, el área de análisis está dada por el área sombreada de la figura 3.51:

$$A = (0,030 * t) + (0,010 * t)[m^2]$$

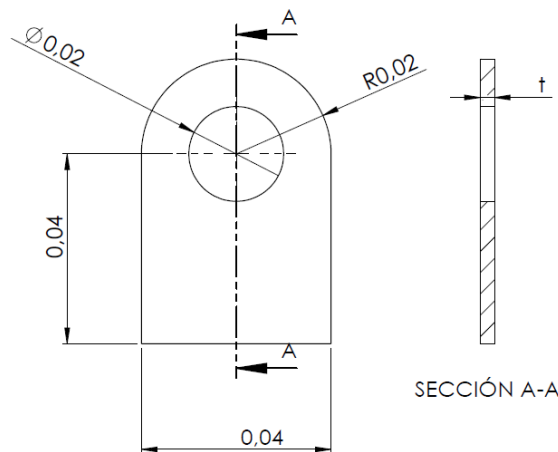


Figura 3. 51 Representación del área sometida a corte

Fuente: Autor

El esfuerzo cortante es igual a:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec.3. 26})$$

Reemplazando en la ecuación 3.12 para un factor de seguridad de 3, y una F de 3503,59[N].

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$3 = \frac{0,577 (250 * 10^6 [Pa])}{\frac{3503,59 [N]}{(0,040t) [m^2]}}$$

$$t = 1,82 * 10^{-3} [m]$$

Para el caso de aplastamiento, el área de análisis es la proyección del diámetro del pasador sobre la ménsula de la figura 3.51, por lo tanto el área para este caso es:

$$A = (0,020 * t) [m^2]$$

El esfuerzo por aplastamiento esta dado en la ecuación 3.15, reemplazando los valores se tiene:

$$\sigma = \frac{0,9 S_y}{n}$$

$$n = \frac{0,9 S_y}{\frac{F}{A}}$$

Apara un factor de seguridad de 3:

$$3 = \frac{0,9 (250 * 10^6 [Pa])}{\frac{3503,59 [N]}{(0,020t) [m^2]}}$$

$$t = 2,33 * 10^{-3} [m]$$

Por lo tanto, el espesor seleccionado para la ménsula es de 3[mm].

3.3.6. Diseño de la ménsula que soporta el actuador

Con las mismas consideraciones realizadas para la ménsula de los extremos de la estructura, y una fuerza F de $7211,70[N]$; se realiza el diseño para un caso de corte puro y para aplastamiento. Las dimensiones son las mostradas en la figura 3.51.

Reemplazando en la ecuación 3.12 para un análisis a corte con un factor de seguridad de 3, y una fuerza aplicada F de $7211,70[N]$.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$3 = \frac{0,577 (250 * 10^6 [Pa])}{\frac{7211,70 [N]}{(0,040t) [m^2]}}$$

$$t = 3,75 * 10^{-3} [m]$$

Para el caso de aplastamiento se considera el diámetro del pasador proyectado sobre la ménsula de la figura 3.51, por lo tanto el área para este caso es:

$$A = (0,020 * t) [m^2]$$

$$n = \frac{0,9S_y}{\frac{F}{A}}$$

Para un factor de seguridad de 3:

$$3 = \frac{0,9 (250 * 10^6 [Pa])}{\frac{7211,70 [N]}{(0,020t) [m^2]}}$$

$$t = 4,80 * 10^{-3} [m]$$

Por consiguiente el espesor seleccionado para la ménsula es de $5[mm]$.

3.3.7. Diseño de la rueda

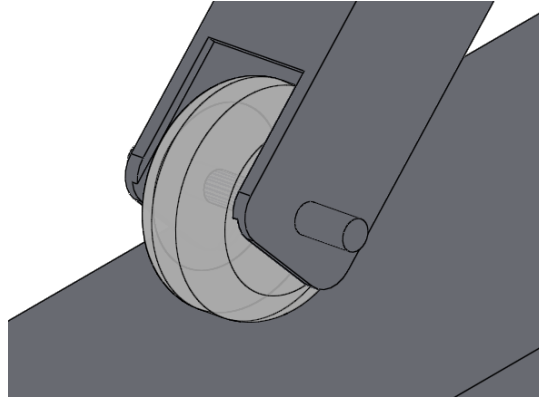


Figura 3. 52 Representación de la rueda

Fuente: Autor

La rueda seleccionada es de nylon de la serie 100x35 del anexo E, con dimensiones de 100[mm] de diámetro y de 38[mm] de ancho. Las propiedades del material se presentan a continuación:

Propiedad	Valor
Módulo de elasticidad E	3,4 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0,4
Resistencia a la tensión	80 [MPa]

Tabla 3. 21 Propiedades mecánicas del nylon

Fuente: Gere J. “Timoshenko Resistencia de Materiales”. Madrid, España: PARANINFO, 2002, pp. 899,900.

La superficie plana es de acero ASTM A500, con las propiedades presentadas en la tabla 3.16.

Para determinar si la rueda seleccionada soporta la presión ejercida sobre esta, se emplean los enunciados de esfuerzo de contacto para contacto cilíndrico [10], como se muestra en la figura.

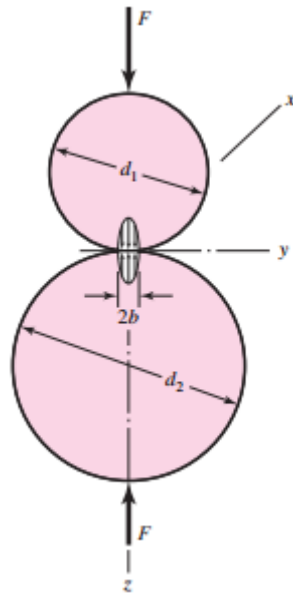


Figura 3. 53 Contacto cilíndrico

Fuente: Budynass R., Nisbett J. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. 8^{va} ed, D.F., Mexico: McGraw-Hill, 2008, pp. 119.

En la figura se observan dos cilindros, los cuales se encuentran en contacto por la aplicación de una fuerza F , donde $2b$ es el ancho de la cara de contacto [10].

El semiancho de contacto está dado por:

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\pi l \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (\text{Ec.3. 27})$$

Para un contacto entre un cilindro y una superficie plana, $d_2 = \infty$ [10].

$$b = \sqrt{\frac{2(753,74[N]) \frac{1 - (0,4)^2}{(3,4 * 10^9[Pa])} + \frac{1 - (0,28)^2}{(209 * 10^9[Pa])}}{\pi(0.035[m]) \frac{1}{0,1} + \frac{1}{\infty}}}$$

$$b = 4,89 * 10^{-4}[m]$$

La presión máxima para el contacto cilíndrico [10] es:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (\text{Ec.3. 28})$$

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2(753,74[N])}{\pi(4,89 * 10^{-4}[m])(0,035[m])} = 28 [MPa]$$

El valor de la presi3n maxima se compara con la resistencia a la tensi3n del material de la rueda.

$$n = \frac{80[MPa]}{28[MPa]} = 2,85$$

Por consiguiente la rueda seleccionada cumple con los requerimientos.

3.3.8. Dise2o de la base superior

Esta estructura es la encargada de mantener la carga horizontal, la cual esta distribuida sobre la base.

Los elementos que la conforman son vigas de dos dimensiones:

- 1500[mm]
- 900[mm]

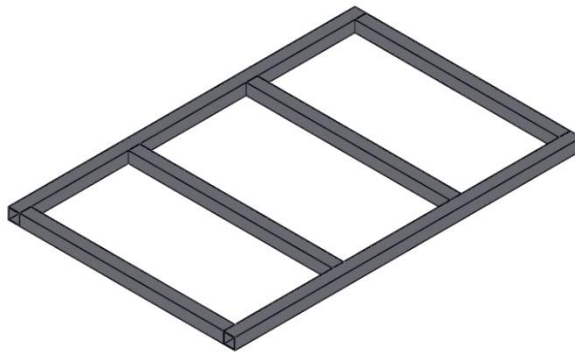


Figura 3. 54 Representaci3n de la base superior

Fuente: Autor

3.3.8.1. Diseño para la viga de 1500[mm]

Se consideran perfiles cuadrados de 50x3[mm], con las propiedades presentadas en la tabla 3.15.

$$\text{Peso del perfil} = 4,48 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] * 1,5[\text{m}] = 6,72[\text{kg}] = 65,85[\text{N}]$$

$$\text{Carga soportada} = 1225[\text{N}]$$

$$\text{Carga total para el diseño} = \frac{1290,85[\text{N}]}{1,5[\text{m}]} = 860,56 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Con la carga distribuida de 860,56[N/m] se obtienen los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector:

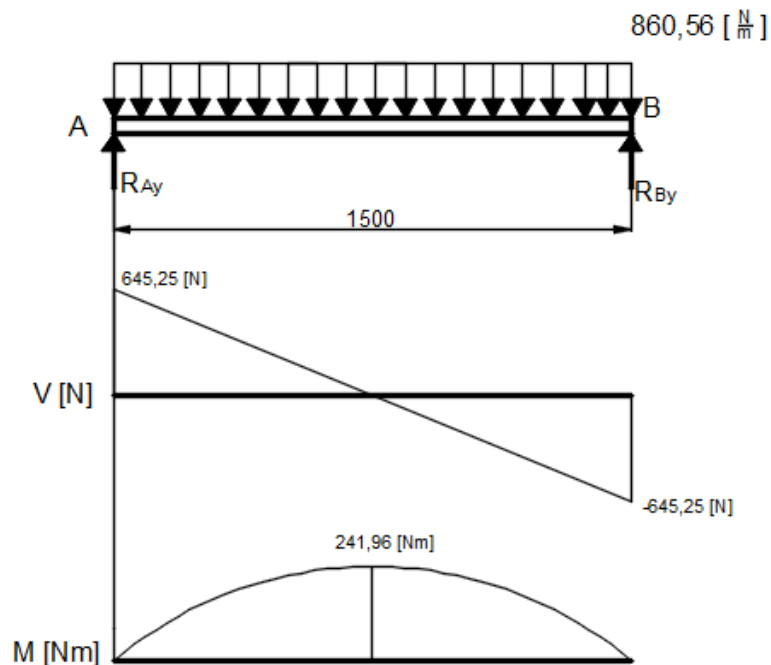


Figura 3. 55 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 1500[mm] de la base superior

Fuente: Autor

Empleando las ecuaciones 3.19, 3.22, 3.23, 3.25 para el diseño de vigas, se tiene lo siguiente:

Esfuerzo admisible a flexión para un acero ASTM A500:

$$\sigma_{adm} = 0,66 S_y = 0,66(320 * 10^6) = 211,2 [MPa]$$

$$\sigma = \frac{M}{S} = \frac{Mc}{I} = \frac{(241,96[Nm])(0,025[m])}{2,12 * 10^{-7}[m^4]} = 28,53 [MPa]$$

$y_{m\acute{a}x}$ para una simplemente apoyada y carga uniforme es igual (anexo E):

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad (\text{Ec.3. 29})$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5(860,56[N/m])(1,5[m])^4}{384(207 * 10^9[Pa])(2,12 * 10^{-7}[m^4])} = -1,29 * 10^{-3}[m]$$

$$\frac{L}{360} = \frac{1,5}{360} = 4,16 * 10^{-3}[m]$$

$$\text{Como } \sigma < \sigma_{adm} \text{ y } y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$$

El perfil seleccionado para la viga es satisfactorio.

3.3.8.2. Diseño para la viga de 900[mm]

Se consideran perfiles cuadrados de 50x3[mm], con las propiedades presentadas en la tabla 3.15.

$$\text{Peso del perfil} = 4,48 \left[\frac{kg}{m} \right] * 0,9[m] = 4,032[kg] = 39[N]$$

$$\text{Carga soportada} = 2450[N]/4 = 612,5[N]$$

$$\text{Carga total para el dise\~{n}o} = \frac{652[N]}{0,9[m]} = 724,45 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Con la carga distribuida de 724,45 [N/m] se obtienen los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector:

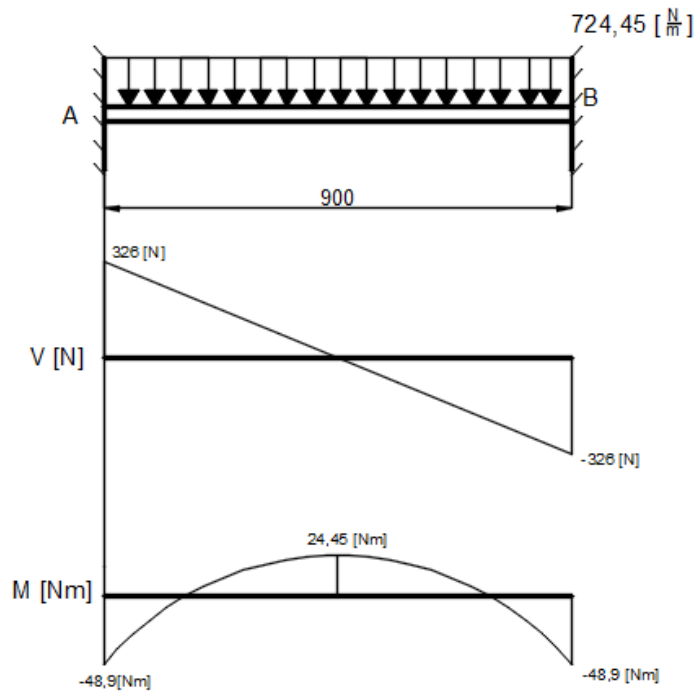


Figura 3. 56 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 900[mm] de la base superior

Fuente: Autor

Con el mismo proceso empleado para la viga de 1500[m], se calculan los siguientes valores:

Esfuerzo admisible a flexión para un acero ASTM A500:

$$\sigma_{adm} = 0,66 S_y = 0,66(320 * 10^6) = 211,2 [MPa]$$

$$\sigma = \frac{M}{S} = \frac{Mc}{I} = \frac{(48,9[Nm])(0,025[m])}{2,12 * 10^{-7}[m^4]} = 5,76 [MPa]$$

De la tabla del anexo E, $y_{m\acute{a}x}$ para una viga con sus extremos empotrados y carga uniforme es igual a:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{(724,45[N/m])(0,9[m])^4}{384(207 * 10^9[Pa])(2,12 * 10^{-7}[m^4])} = -2,81 * 10^{-5}[m]$$

$$\frac{L}{360} = \frac{0,9}{360} = 2,5 * 10^{-3} [m]$$

Como $\sigma < \sigma_{adm}$ y $y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$

El perfil seleccionado para la viga es satisfactorio.

3.3.9. Diseño del elemento para el empuje

Para determinar la dimensión del elemento para la interacción hombre-máquina, se emplean tablas antropométricas. La variable utilizada es la altura radial (codo) para personas del sexo masculino, debido a que en el área para la cual está destinada la plataforma el total de personas es de sexo masculino.

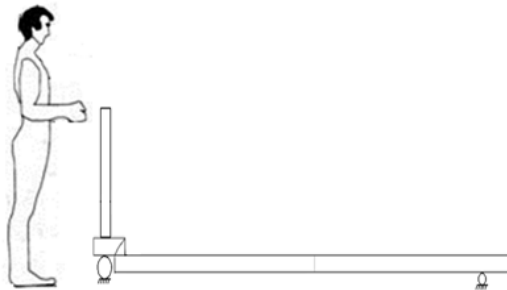


Figura 3. 57 Representación del elemento de empuje

Fuente: Autor

Los datos antropométricos utilizados son para la población de Colombia, debido a la escasez de datos para la población de Ecuador y a la similitud de medidas entre las poblaciones. Se tienen los siguientes datos:

SEXO: MASCULINO		CÓDIGO: TS 12				UNIDAD: cm
VARIABLE: ALTURA RADIAL (DEL CODO)		[Parado]				
	GRUPOS DE EDAD (AÑOS)					
	20-29	30-39	40-49	50-59	20-59	
Tamaño	487	447	271	110	1315	
Mínimo	93.5	88.8	93.6	94.0	88.8	
Cuartil 1	104.2	103.3	102.8	101.1	103.3	
Media	107.0	106.6	105.7	104.4	106.4	
Cuartil 3	110.0	109.6	109.1	107.5	109.6	
Máximo	122.0	118.9	117.6	116.5	122.0	
Desv. Tip.	4.57	4.68	4.36	4.73	4.64	
Err. Est. M.	0.20	0.22	0.26	0.45	0.12	
PERCENTILES						
1	96.8	95.2	95.2	94.5	95.3	
2.5	97.8	96.5	97.0	95.5	96.8	
3	98.4	97.1	97.2	95.8	97.2	
5	99.1	99.7	98.7	96.6	98.7	
10	101.4	100.8	99.9	98.5	100.6	
20	103.5	102.7	102.3	100.5	102.6	
30	104.7	104.3	103.4	101.6	104.1	
40	105.7	105.7	104.6	103.1	105.3	
50	106.9	107.0	105.9	105.0	106.5	
60	107.7	107.9	106.8	105.8	107.5	
70	109.3	109.3	108.0	106.8	108.9	
80	110.7	110.5	109.7	108.3	110.3	
90	113.1	112.7	111.3	110.2	112.4	
95	115.0	114.4	112.4	111.7	<u>114.3</u>	
97	116.2	115.2	112.7	113.1	115.2	
97.5	116.3	115.3	112.9	113.4	115.5	
99	117.7	116.5	115.4	113.9	117.1	

Tabla 3. 22 Medidas antropométricas para la variable, altura radial

Fuente: Estrada J. *“Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana 1995”*.

Colombia: Universidad de Antioquia, 1995, pp. 73.

La altura seleccionada es de 1143[mm] correspondiente al percentil 95, con lo cual se garantiza que el 95% de la población masculina pueda ocupar la máquina dentro de los empleados del área de embarque y desembarque de la empresa MOTRAREGS Cía. Ltda.

Para determinar la fuerza requerida para mover la plataforma con un peso de 250 [kg], se considera lo siguiente:

- La velocidad promedio para el empuje de cargas es aproximada a 1[m/s] [15].
- La fricción entre el suelo y la rueda se desprecia; para el cálculo se considera a la rueda como un elemento indeformable.

Para determinar la fuerza necesaria para mover un objeto se tiene [18]:

$$F = m * a \quad (\text{Ec.3. 30})$$

Donde:

F = fuerza necesaria para mover un objeto [N]

m = masa del objeto [kg]

a = aceleración del objeto [m/s²]

Además:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{Ec.3. 31})$$

Donde:

a = aceleración [m/s²]

Δv = variación de velocidad [m/s]

Δt = variación de tiempo [s]

Remplazando en la ecuación 3.31 para una velocidad de 1[m/s] y un tiempo de 1 [s], la aceleración es de:

$$a = \frac{1\left[\frac{m}{s}\right]}{1[s]} = 1\left[\frac{m}{s^2}\right]$$

Remplazando el valor de la aceleración para una masa de 250 [kg], la fuerza requerida para mover la plataforma es de:

$$F = 250[kg] * 1\left[\frac{m}{s^2}\right]=250[N]$$

Para este elemento se selecciona un tubo de acero ASTM A53, con las siguientes propiedades:

Descripción	Valor
Resistencia a la tensión	240 [MPa]
Resistencia a la fluencia	414[MPa]

Tabla 3. 23 Propiedades ASTM A53

Fuente: Mott R. “*Diseño de elementos de máquinas*”. 4^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2006, apéndice 7.

Para determinar el diámetro del elemento, se sigue el proceso para el diseño de vigas.

La fuerza está ubicada al extremo del elemento, empleando las fórmulas para la resolución de una viga empotrada en un extremo (anexo E) se obtiene los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector.

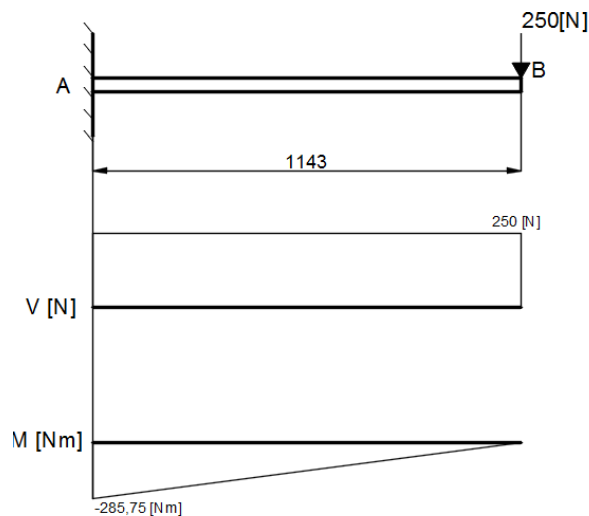


Figura 3. 58 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para el elemento de empuje

Fuente: Autor

Siguiendo el proceso para la resolución de vigas de Mott [11], la deflexión máxima según la AISC (American Institute of Steel Construction) es la mostrada en la ecuación 3.19.

$$y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$$

Además del anexo E para este caso de viga la deflexión máxima está dada por:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{F L^3}{3 EI} \quad (\text{Ec.3. 32})$$

Para este elemento se elige el material mostrado en la tabla 3.23. La medida para el tubo impuesto es de diámetro exterior de 60,30[mm] y espesor de pared de 3,91[mm] (anexo A).

Reemplazando los valores en la ecuación para una sección circular hueca con el segundo momento de área igual a:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi[(0,06030[\text{mm}])^4 - (0,05248[\text{mm}])^4]}{64} = 2,76 * 10^{-7}[\text{m}^4]$$

El valor de $y_{m\acute{a}x}$ es de:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{(250[\text{N}])(1,143[\text{m}])^3}{3 (207*10^9[\text{Pa}])(3,63*10^{-8}[\text{m}^4])} = -2,17 * 10^{-3}[\text{m}]$$

$$\frac{L}{360} = \frac{1,143[\text{m}]}{360} = 3.175 * 10^{-3}[\text{m}]$$

Como $y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$ el tubo seleccionado cumple con esta condición.

El valor del diámetro se comprueba para un esfuerzo admisible máximo [11] según la AISC es igual a (ec.3. 22):

$$\sigma_{adm} = 0,66 S_y$$

El esfuerzo a flexión es igual a (ec.3. 23):

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

Para una sección circular hueca con módulo de sección de:

$$S = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{32}$$

El factor de seguridad está dado por (ec.3. 25):

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{0,66 S_y}{\frac{M}{S}}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 3.24 y 3.25:

$$n = \frac{0,66(240 * 10^6 [Pa])}{\frac{32(285,75 [Nm])}{\pi(0,06030^3 - 0,05248^3) [m^3]}} = 3,8$$

Por consiguiente el tubo de diámetro exterior de 60,30[mm] y espesor de pared de 3,91[mm] cumple con los requerimientos.

3.3.10. Diseño de la base inferior

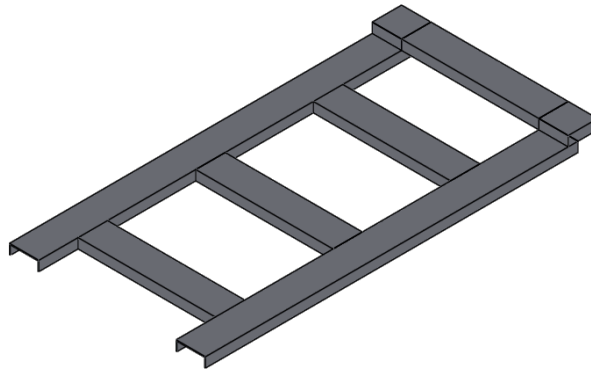
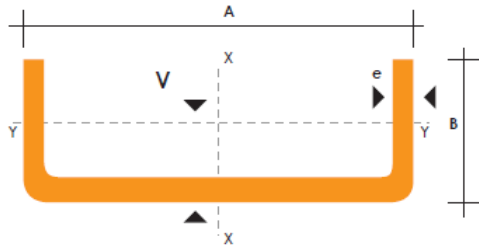


Figura 3. 59 Representación de la base inferior

Fuente: Autor

El perfil seleccionado para la base es canal U, con las siguientes características:



Descripción	Valor	Unidad
A	125	[mm]
B	50	[mm]
e	5	[mm]
I_y	23,40	[cm ⁴]
W_y	6,40	[cm ³]
r_y	1,50	[cm]

Tabla 3. 24 Propiedades del canal U 150x50x3[mm]

Fuente: DIPAC. “Catálogo de Acero”. Internet: www.dipacmanta.com. [Jun. 15,2016].

Las cargas que debe soportar la base son las siguientes:

$$\text{Peso de la estructura} = 30,16[kg] = 295,56[N]$$

$$\text{Peso a levantar} = 125[kg] = 1225[N]$$

$$\text{Carga total} = 1520,56[N]$$

La carga se considera distribuida en 1,5[m], obteniendo una carga uniforme de 1013,70[N/m].

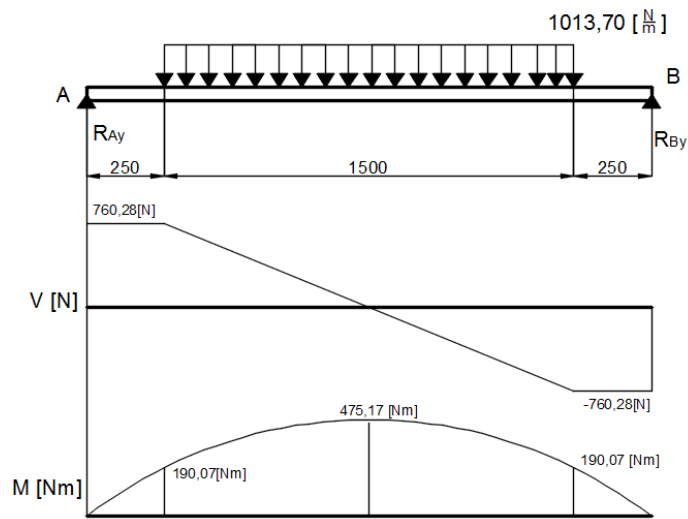


Figura 3. 60 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la base inferior

Fuente: Autor

Con el mismo proceso empleado para las anteriores vigas, se calculan los siguientes valores:

Esfuerzo admisible a flexión para acero bajo la norma INEN 1623:200, con las siguientes propiedades mecánicas:

Grado	Límite de fluencia min.	Resistencia a la tracción min.	Elongación min. En 50 [mm] (%)
	[MPa]	[MPa]	E=2[mm] Y > 6[mm]
Grado A(36)	250	365	21
Grado B(40)	275	380	20
Grado C(50)	340	450	16

Tabla 3. 25 Propiedades mecánicas del acero grado A

Fuente: Instituto Ecuatoriano de Normalización. “Norma 1623:2000”. Internet: www.normalizacion.gob.ec. [Jun. 5,2016].

$$\sigma_{adm} = 0,66 S_y = 0,66(250 * 10^6) = 165 [MPa]$$

$$\sigma = \frac{M}{S} = \frac{Mc}{I} = \frac{(475,17[Nm])(0,025[m])}{2,34 * 10^{-7}[m^4]} = 51 [MPa]$$

$y_{m\acute{a}x}$ para una viga con apoyos simples y carga puntual es igual a (anexo E):

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{(1520,55[N])(2[m])^3}{48(207 * 10^9[Pa])(2,34 * 10^{-7}[m^4])} = -5,23 * 10^{-4}[m]$$

$$\frac{L}{360} = \frac{2}{360} = 5,55 * 10^{-3}[m]$$

Como $\sigma < \sigma_{adm}$ y $y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$

El perfil seleccionado para la viga es satisfactorio.

3.3.11. Dise\~no de soldadura para la m\~ensula de los extremos de la estructura

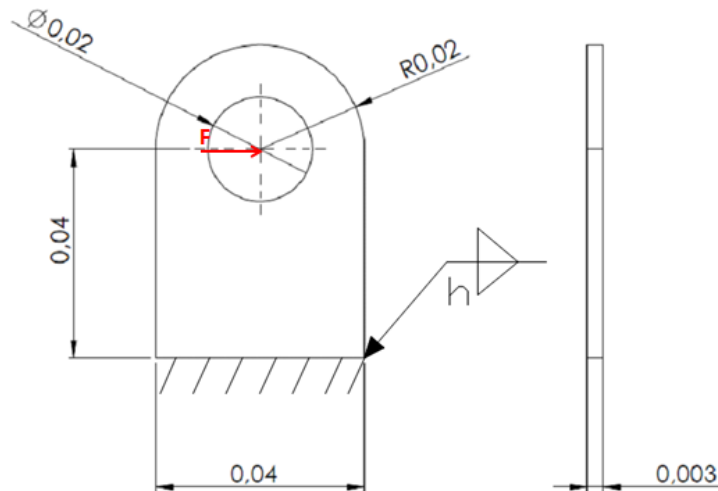


Figura 3. 61 Representaci3n de la m\~ensula para los extremos de la estructura

Fuente: Autor

Para determinar el tama\~no de la soldadura, se sigue el m\~etodo para el c\~alculo de esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexi3n [10].

La m\~ensula esta soldada a la base de la estructura. El perfil de la base es un canal U de 125x50x5 [mm], con sus propiedades especificadas en la tabla 3.24.

De la tabla 3.26, se escoge un tama\~no para la garganta de soldadura en funci3n de la placa de mayor espesor, en este caso para la base, la cual es de 0,20 [plg].

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
† Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6	$\frac{1}{2}$
Mayor que 6	$\frac{5}{8}$

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.

*El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a $\frac{3}{16}$ pulg.

†Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de $\frac{5}{16}$ pulg por cada $\frac{3}{4}$ pulg de material.

Tabla 3. 26 Tamaño de la garganta de soldadura

Fuente: Budynass R., Nisbett J. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. 8^{va} ed, D.F., México: McGraw-Hill, 2008, pp. 473.

Para un espesor de 0,20[pulg]; el tamaño de la soldadura es de 0,125 [pulg].

El área de la garganta se determina en función del tipo de soldadura a filete, como se muestra en la figura 3.62. Para la ménsula se tiene una soldadura del segundo tipo, es decir, dos cordones de soldadura paralelos a lo largo. Para este caso el área es igual a:

$$A = 1,41hd \quad (\text{Ec.3. 33})$$

El momento unitario del área es igual a:

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (\text{Ec.3. 34})$$

Donde:

$d = \text{longitud del cordón de soldadura}$

$h = \text{tamaño de la garganta}$

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Figura 3. 62 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Fuente: Budynass R., Nisbett J. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. 8^{va} ed, D.F., México: McGraw-Hill, 2008, pp. 470.

Los valores de d (longitud de la soldadura) y h (tamaño de la garganta) son de 0,04 y $3,175 \cdot 10^{-3}$ [m], respectivamente. Reemplazando los valores en la ecuación 3.33 y 3.34

$$A = 1,414(3,175 \cdot 10^{-3})(0,04) = 1,795 \cdot 10^{-4} [m^2]$$

$$I_u = \frac{(0,04)^3}{6} = 1,06 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

La inercia es igual a:

$$I = 0,707hI_u \quad (\text{Ec.3. 35})$$

$$I = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3})(1,06 \cdot 10^{-5}) = 2,37 \cdot 10^{-8} [m^4]$$

Para una ménsula ubicada en voladizo y la aplicación de una fuerza perpendicular a la barra (3503,39[N]), se produce un esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec.3. 36})$$

$$\tau' = \frac{3503,39[N]}{1,795 * 10^{-4}[m^2]} = 19,51 [MPa]$$

Además se produce un esfuerzo cortante nominal en la garganta.

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad (\text{Ec.3. 37})$$

$$\tau'' = \frac{(3503,4[N])(0,04[m])(0,02[m])}{2,37 * 10^{-8}[m^4]} = 118,25[MPa]$$

La magnitud de la cortante τ , mediante la ecuación de Pitágoras es:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2} \quad (\text{Ec.3. 38})$$

$$\tau = (19,51^2 + 118,25^2)^{1/2} = 119,84 [MPa]$$

Con una resistencia a la tracción de 81 [ksi] para un electrodo E7018 de la tabla 3.27 y el criterio de energía de distorsión [10], el factor de seguridad es:

$$n = \frac{Ssy}{\tau} \quad (\text{Ec.3. 39})$$

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al impacto
54 - 57 kg/mm ²	30 - 34%	CHARPY-V Jooles 70-90 (-29°C)
76000 81000 lbs/pulg ²		

Tabla 3. 27 Propiedades mecánicas electrodo E7018

Fuente: AGA. “Catálogo de electrodos comunes, especiales & Gases para corte y soldadura”.

[Jul. 2, 2016].

$$n = \frac{(0,577)(558,6[MPa])}{119,84[MPa]} = 2,68$$

Por lo tanto, una garganta de 1/8[plg] con un proceso de soldadura de arco eléctrico con electrodo E7018, cumple con los requerimiento de soldadura.

3.3.12. Diseño de soldadura para la ménsula que soporta el actuador

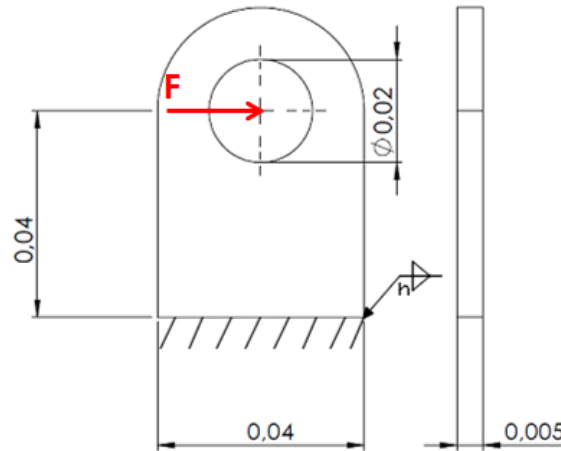


Figura 3. 63 Representación de la ménsula que soporta el pistón

Fuente: Autor

Se considera una barra (ménsula) en voladizo con dos cordones de soldadura paralelos a la barra, aplicada una fuerza de 7211,70[N]. Mediante el método para el cálculo de esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión [10].

La ménsula esta soldada a la base de la estructura, el perfil de la base es un canal U de 125x50x5 [mm], con sus propiedades especificadas en la tabla 3.24. Se escoge un tamaño para la garganta en función de la placa de mayor espesor (tabla 3.26), en este caso ambos poseen un espesor de 5[mm], por lo tanto la garganta (h) debe ser 0,125 [plg].

Los valores de d (longitud de soldadura) y h (tamaño de la garganta) son de 0,04 y $3,175 \cdot 10^{-3}$ [m], respectivamente. Reemplazando los valores en la ecuación 3.33 y 3.34.

$$A = 1,414(3,175 * 10^{-3})(0,04) = 1,795 * 10^{-4}[m^2]$$

$$I_u = \frac{(0,04)^3}{6} = 1,06 * 10^{-5}[m^3]$$

Por lo tanto, el momento de inercia es:

$$I = 0,707hl_u$$

$$I = 0,707(3,175 * 10^{-3})(1,06 * 10^{-5}) = 2,37 * 10^{-8}[m^4]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{7211,70[N]}{1,795 * 10^{-4}[m^2]} = 40,17 [MPa]$$

El esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(7211,70[N])(0,04[m])(0,02[m])}{2,37 * 10^{-8}[m^4]} = 243,43[MPa]$$

La magnitud de la cortante τ , mediante la ecuación de Pitágoras es:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2}$$

$$\tau = (40,17^2 + 243,43^2)^{1/2} = 246,72 [MPa]$$

Con una resistencia a la tracción de 81 [ksi] para un electrodo E7018 de la tabla 3.27 y el criterio de energía de distorsión [10], el factor de seguridad es:

$$n = \frac{Ssy}{\tau}$$

$$n = \frac{(0,577)(558,6[MPa])}{246,72[MPa]} = 1,30$$

Por lo tanto, una garganta de 1/8[plg] con un proceso de soldadura de arco eléctrico con electrodo E7018, cumple con los requerimiento de soldadura.

3.3.13. Diseño de soldadura para la base

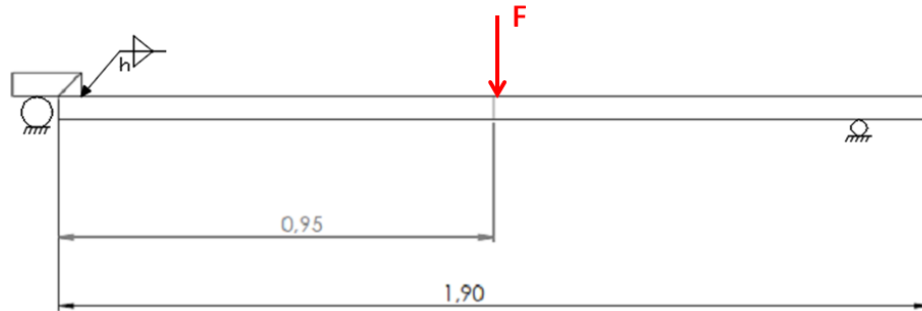


Figura 3. 64 Representación de la base

Fuente: Autor

Se considera un canal U soldado a otro en el punto indicado de la figura 3.64. Se forman dos cordones de soldadura paralelos al canal, y se aplica una fuerza de 1520[N] mostrada en la figura. El método empleado es mediante el cálculo de esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión [10].

Los perfiles de la base son canal U de 125x50x5 [mm], con sus propiedades especificadas en la tabla 3.24. De la tabla 3.26, la garganta (h) debe ser de 0,125 [plg].

Los valores de d (longitud de la soldadura) y h (tamaño de la garganta) son de 0,125 y $3,175 \cdot 10^{-3}$ [m], respectivamente. Reemplazando los valores en la ecuación 3.33 y 3.34.

$$A = 1,414(3,175 \cdot 10^{-3})(0,125) = 5,61 \cdot 10^{-4} [m^2]$$

$$I_u = \frac{(0,125)^3}{6} = 3,25 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

Por lo tanto, el momento de inercia es:

$$I = 0,707hI_u$$

$$I = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3})(3,25 \cdot 10^{-4}) = 7,29 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{1520[N]}{5,61 * 10^{-4}[m^2]} = 2,7 [MPa]$$

El esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(1520[N])(0,95[m])(0,0625[m])}{7,29 * 10^{-7}[m^4]} = 123,79[MPa]$$

La magnitud de la cortante τ , mediante la ecuación de Pitágoras es:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2}$$

$$\tau = (2,7 + 123,79^2)^{1/2} = 123,81[MPa]$$

Con una resistencia a la tracción de 81 [ksi] para un electrodo E7018 de la tabla 3.27 y el criterio de energía de distorsión [10], el factor de seguridad es:

$$n = \frac{Ssy}{\tau}$$

$$n = \frac{(0,577)(558,6[MPa])}{123,81[MPa]} = 2,60$$

Para la soldadura de la base de la estructura, la garganta debe ser de 1/8[plg] con un electrodo E7018.

3.3.14. Diseño de soldadura del elemento para el empuje



Figura 3. 65 Representación de soldadura del elemento para el empuje

Fuente: Autor

Se considera un tubo de diámetro exterior de 60,30[mm] y espesor de pared de 3,91[mm], soldado a un canal U en el punto indicado de la figura 3.65. Se aplicada una fuerza de 250[N] mostrada en la figura. El método empleado para el diseño de soldadura es mediante el cálculo de esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión [10].

El perfil de la base es canal U de 125x50x5 [mm], con sus propiedades especificadas en la tabla 3.24.

De la tabla 3.26, el tamaño de la garganta (h) dependiendo del espesor de 5 [mm] del canal debe ser de 0,125 [plg] ($3,175 \cdot 10^{-3}$ [m]).

De la figura 3.62, el área de la garganta para una soldadura circundante es igual [10]:

$$A = 1,414\pi hr \quad (\text{Ec.3. 40})$$

Donde r es el radio del círculo.

$$A = 1,414\pi(3.175 \cdot 10^{-3}[m])(0,03015[m]) = 4,25 \cdot 10^{-4}[m^2]$$

Además el momento unitario del área es [10]:

$$I_u = \pi r^3 \quad (\text{Ec.3. 41})$$

$$I_u = \pi(0,03015[m])^3 = 0,0947[m^3]$$

Por lo tanto, el momento de inercia es (ec.3. 35):

$$I = 0,707hI_u$$

$$I = 0,707(3,175 * 10^{-3}[m])(0,0947[m^3]) = 2,12 * 10^{-4}[m^4]$$

El esfuerzo cortante primario es:

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{250[N]}{4,25 * 10^{-4}[m^2]} = 0,58[MPa]$$

El esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(250[N])(1,143[m])(0,03015[m])}{2,12 * 10^{-4}[m^4]} = 0,0406[MPa]$$

La magnitud de la cortante τ , mediante la ecuación de Pitágoras es:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2}$$

$$\tau = (0,58^2 + 0,0406^2)^{1/2} = 0,58[MPa]$$

Con una resistencia a la tracción de 81 [ksi] para un electrodo E7018 de la tabla 3.27 y el criterio de energía de distorsión [10], el factor de seguridad es:

$$n = \frac{Ssy}{\tau}$$

El factor de seguridad es mayor que 10, por lo tanto la soldadura del elemento para el empuje es satisfactorio con un tamaño de la garganta de 1/8[plg] con un electrodo E7018.

3.4. Selección de ruedas y garruchas

Para determinar la rueda adecuada dependiendo de las condiciones de uso, se tiene los siguientes pasos:

- Caracterización del tipo de rueda según el tipo de suelo y del entorno de utilización.
- Cálculo de la capacidad requerida para la rueda, para la determinación del diámetro de la rueda
- Selección del soporte correcto, verificando la capacidad del conjunto rueda y soporte.

3.4.1. Caracterización del tipo de rueda según el tipo de suelo y del entorno de utilización.

La naturaleza, las condiciones del suelo y la presencia de obstáculos son factores que determinan el comportamiento de la rueda, su rendimiento y duración de las ruedas y de los soportes.

En la siguiente tabla se indican diferentes materiales para las ruedas dependiendo del tipo de suelo:

Tipo de suelo	Material de la rueda
Baldosas	Poliuretano o goma
Asfalto	Goma elástica o neumático
Cemento – resinas	Poliuretano o goma
Tierra	Goma elástica o neumático
Rejillas	Goma elástica o neumático
Con virutas u obstáculos	Goma elástica o neumático

Tabla 3. 28 Tipos de ruedas

Fuente: Tellurerota. “*Catálogo de ruedas*”. Internet: <http://www.tellurerota.com/>. [Jun. 6,2016].

Debido a que el uso de la plataforma se da sobre una superficie de cemento, el material de la rueda debe ser de poliuretano o goma.

3.4.2. Cálculo de la capacidad requerida para la rueda, para la determinación del diámetro de la rueda

Se considera una carga total de 3040[N], la cual debe estar soportada por cuatro ruedas, es decir, cada rueda debe soportar 760[N].

3.4.3. Selección del soporte correcto, verificando la capacidad del conjunto rueda y soporte.

Para tener movimiento en cualquier dirección con la plataforma, las ruedas delanteras deben tener la capacidad de rotar, mientras que las posteriores deben deslizarse en una sola dirección.

Considerando el peso que debe soportar cada rueda ($760[N] = 76[Kg]$), y el tipo de rueda para cada ubicación, se seleccionan las siguientes ruedas del catálogo:



								Código	Descripción	P.V.P.
80X35	108	72	105X80	80X60	9	90	30081	201/80 FDA GN		
100X35	128	83	105X80	80X60	9	110	30093	201/100 FDAGN		
125X38	158	101	105X80	80X60	9	125	30182	201/125 FDAGN		

SISTEMA FRENO
FDA: Dispositivo freno de doble acción. Bloqueo total y simultáneo del giro de la rueda y del giro axial del soporte.

201-FDA GN (400)

Figura 3. 66 Rueda de goma negra y soporte giratorio

Fuente: Ruedas AFO. “*Catálogo de ruedas domésticas e industriales*”. Internet: <http://www.ruedasafo.com/>. [Jun. 6,2016].

Para las ruedas fijas se tiene la siguiente:



Figura 3. 67 Rueda de goma negra y soporte fijo

Fuente: Ruedas AFO. “*Catálogo de ruedas domésticas e industriales*”. **Internet:**

<http://www.ruedasafo.com/>. [Jun. 6,2016].

3.5. Selección de los componentes del circuito neumático

Los diferentes componentes del circuito neumático son seleccionados en función de la fuerza y del tipo de proceso requerido para su funcionamiento.

3.5.1. Selección del actuador

Para la selección del cilindro (actuador) se considera que este trabaja a una presión de 8 [bar]. La fuerza requerida para el accionamiento de la plataforma es de 7211,70[N], lo cual fue calculado en la sección 3.1.6 y 3.1.7, en función de su ubicación y recorrido.

Para determinar el diámetro de la camisa del cilindro se emplea el siguiente ábaco del fabricante de cilindros neumáticos MICRO:

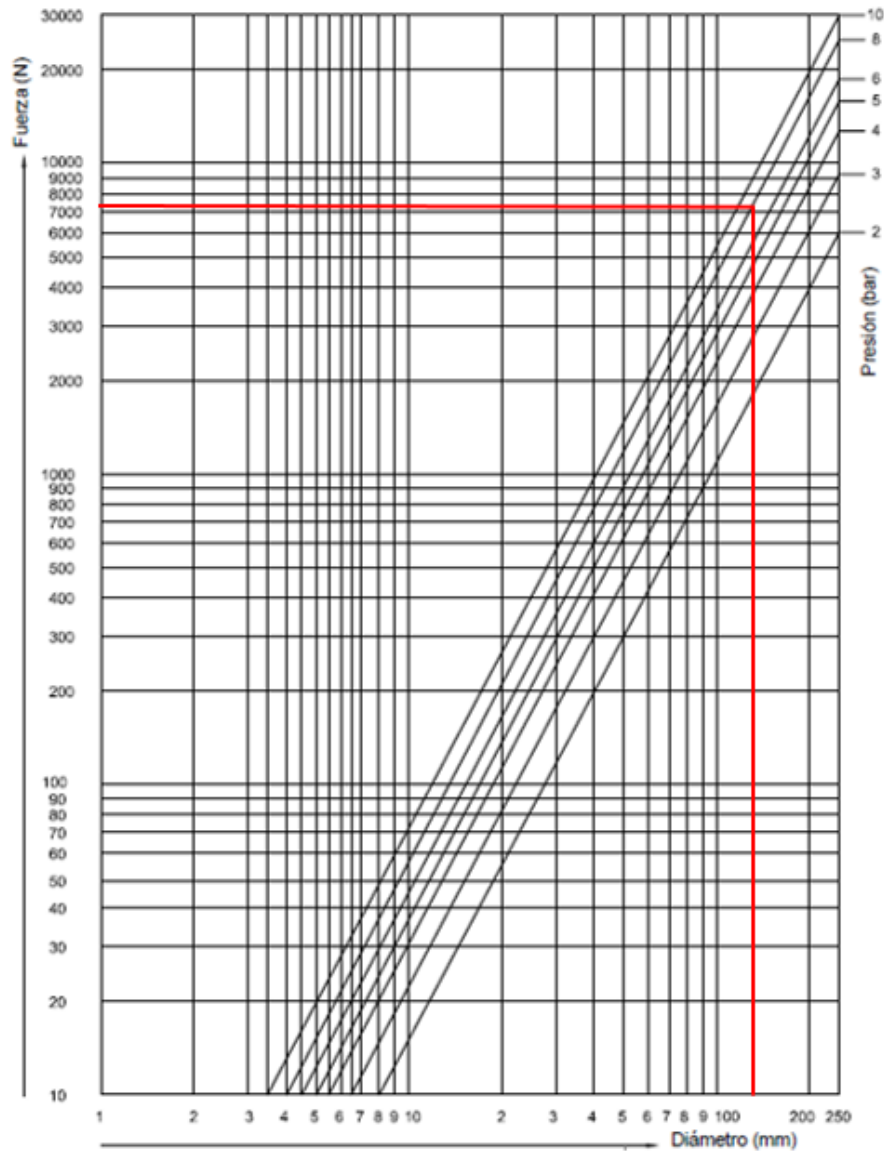


Figura 3. 68 Diagrama Fuerza vs. Diámetro

Fuente: MICRO Automación. “*Catálogo de cilindros neumáticos*”. Internet: www.microautomacion.com. [Jun. 5,2016].

De la figura 3.68, el diámetro necesario para la camisa del cilindro es de 125 [mm].

3.5.2. Selección de montaje

Debido a los requerimientos de la plataforma, el cilindro debe poseer un montaje basculante, de manera que pueda girar al momento que la plataforma ascienda o descienda. El montaje para el cilindro tiene la siguiente forma:



Figura 3. 69 Representación del montaje para el cilindro

Fuente: MICRO Automación. “Catálogo de cilindros neumáticos”. Internet: www.microautomacion.com. [Jun. 5,2016].

Según las recomendaciones del fabricante, la combinación de un montaje basculante con unos rígido origina esfuerzos radiales sobre el vástago.

3.5.3. Cálculo del pandeo en el vástago del actuador

Debido al tipo de montaje seleccionado para el cilindro, el vástago está sometido a fuerzas de compresión, los cuales pueden ocasionar pandeo e incluso la rotura del vástago. Mediante el ábaco de la figura 3.70, obtenido del catálogo del fabricante; para una camisa de 125[mm], con una fuerza máxima de operación de 7211,70[N] la carrera máxima del cilindro para evitar pandeo es de:

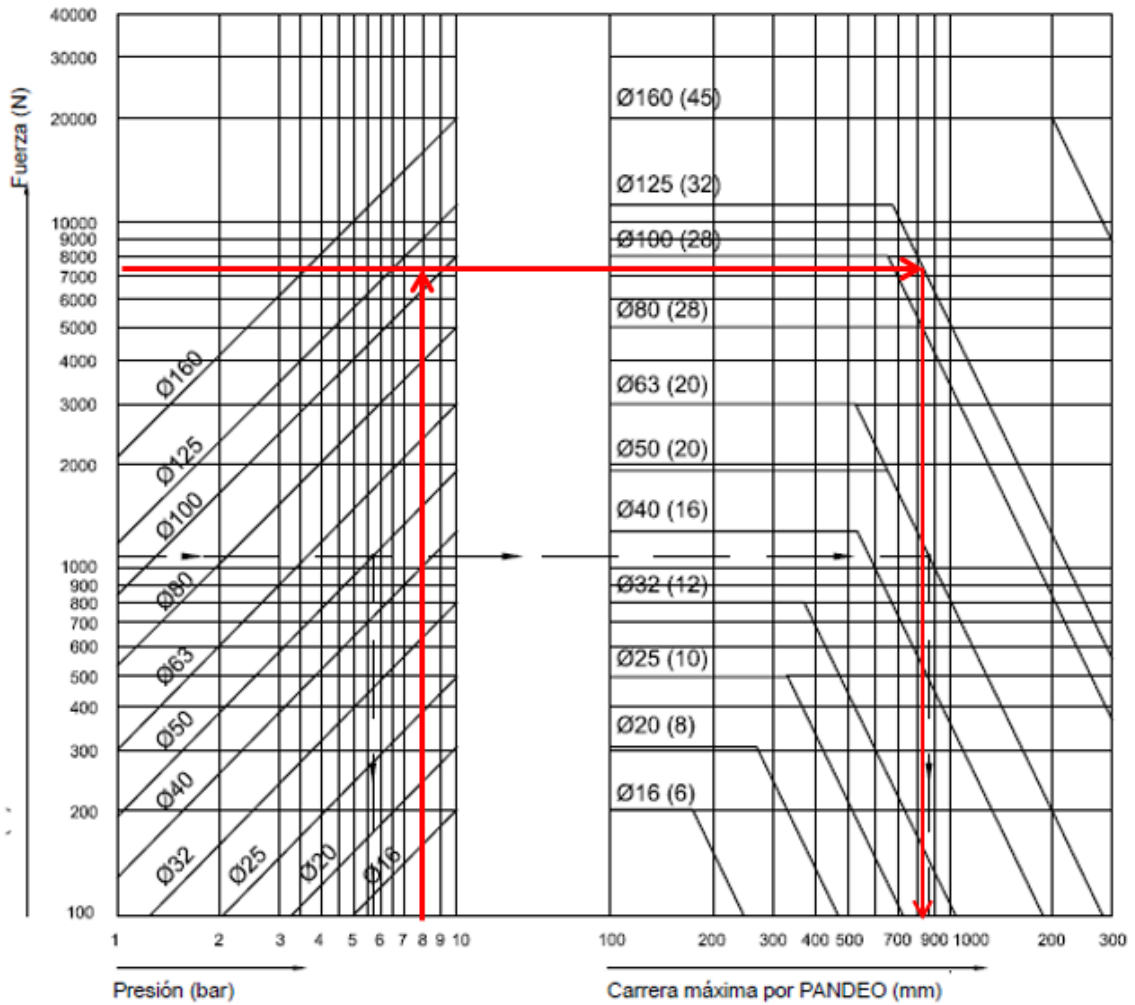


Figura 3. 70 Diagrama Fuerza vs. Pandeo

Fuente: MICRO Automación. “Catálogo de cilindros neumáticos”. Internet: www.microautomacion.com. [Jun. 5,2016].

La carrera máxima para evitar el pandeo es de aproximadamente 800[mm], como, la carrera del cilindro requerida es de 300[mm], no existe riesgo de pandeo según el fabricante.

Con los datos obtenidos, en el catálogo de cilindros neumáticos MICRO (anexo F) se selecciona el cilindro ISO 15552 serie CN10, con una carrera de 300 [mm].

3.5.4. Consumo de aire

El cálculo del consumo de aire es muy importante para conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer los requerimientos del sistema neumático.

Para lo cual se emplea la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\pi * d^2 * c * n * P * N * 10^{-6}}{4} \quad (\text{Ec.3. 42})$$

Donde:

Q = Consumo de aire [$\frac{Nl}{\text{min}}$]

d = Diámetro del cilindro [mm]

c = Carrera del cilindro [mm]

n = Número de ciclos completos por minuto

P = Presión absoluta= Presión relativa de trabajo + 1[bar]

N = Número de efectos del cilindro (1 para simple efecto y 2 para doble efecto)

El cilindro para el sistema neumático debe ser de doble efecto, debido a que debe levantar la carga y soportar la carga en el descenso del sistema.

Los datos para calcular el consumo de aire son los siguientes:

$d = 125$ [mm]

$c = 305$ [mm]

$n = 2$

$P = 9$ [bar]

$N = 2$


Reemplazando los datos en la ecuación 3.42.

$$Q = \frac{\pi * 125^2 * 305 * 2 * 9 * 2 * 10^{-6}}{4} = 134,74 \left[\frac{Nl}{min} \right]$$

La unidad [Nl] significa [normal-litro], es decir, el gas medido a 0°C y a la presión de una atmosférica [13].

3.5.5. Selección del compresor

Para la selección del compresor, con los datos obtenidos de caudal, igual a 134,74 [Nl/min], y una presión de trabajo de 8 [bar]; del catálogo de compresores de aire Centralair (anexo G), se selecciona el compresor de serie CA-TREND 150-12, el cual produce 295 [Nl/min], con un depósito de 150 [l].



codigo	Volt/Ph	kW	HP	Depósito	l/min, m ³ /h c.f.m	bar	p.s.L	R.P.M.	m ³	m ³	dB(A)	LWA	BSP	L x D x H (cm)	kg
CA-TREND50/2812	230/1	1,5	2	50	245 14,7 8,6	10 145	1390	2	1	75	89	-	87x36x67	43	
CA-TREND100-10	230/1	1,5	2	100	226 13,6 8	10 145	1390	2-V	1	73	86	-	110x45x74	67	
CA-MISTRAL100-2	400/3	1,5	2	100	254 15,2 9	10 145	1120	2	1	91	76	-	114x40x90	58	
CA-TREND50/3M	230/1	2,2	3	50	320 19 11,3	10 145	-	2	1	76	92	-	87x36x67	51	
CA-TREND100-12	230/1	2,2	3	100	295 17,7 10	10 145	1320	2-V	1	73	86	-	110x45x76	70	
CA-TREND150-12	230/1	2,2	3	150	295 17,7 10	10 145	1320	2-V	1	73	86	-	130x47x90	75	
CA-MISTRAL100-3	400/3	2,2	3	100	365 21,9 13	10 145	1370	2	1	91	76	-	114x40x90	65	
CA-TREND150/124	400/3	3	4	150	335 20 11,8	10 145	1500	2-V	1	80	94	-	130x47x90	76	

Figura 3. 71 Catálogo de compresores

Fuente: Centralair. “Catálogo de compresores de aire”. Internet: www.centralair.es [Jun. 8,2016].

3.5.6. Selección de circuito neumático

Para la realización del circuito neumático se considera lo siguiente:

- La plataforma debe detenerse a cualquier altura, tanto en el ascenso como en el descenso.
- El sistema debe poseer una unidad de mantenimiento FRL (Filtro-regulador-lubricación), para mantener libre de humedad e impurezas a los componentes del circuito.

Mediante el uso de un software demo para el diseño de circuitos neumáticos, se tiene el siguiente diagrama.

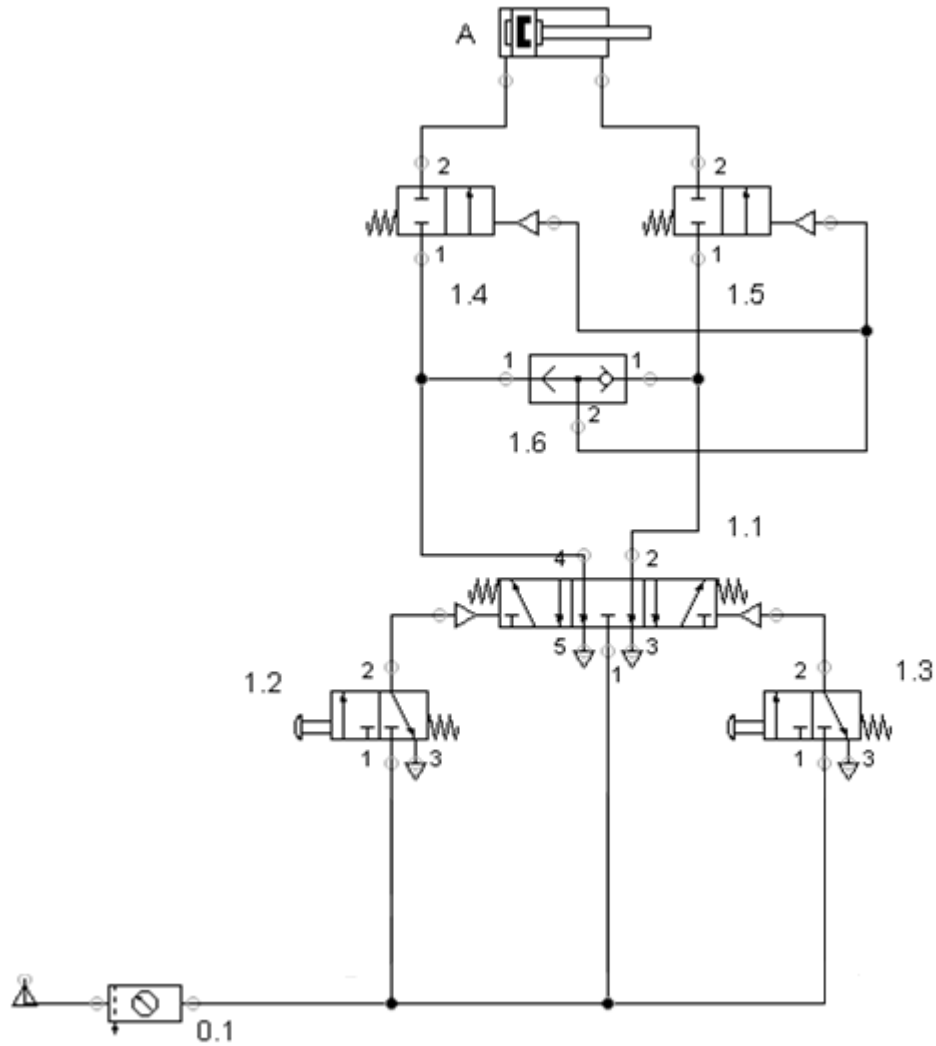


Figura 3. 72 Representación del circuito neumático

Fuente: Serrano A. “Neumática práctica”, 1^{ra} ed. España: Paraninfo, 2009, pp. 261.

El circuito presentado en la figura 3.72, es para el accionamiento neumático de una plataforma elevadora, de manera que esta pueda detenerse en cualquier punto, tanto en el ascenso como en descenso, dependiendo de la altura de trabajo que se requiera. Para cumplir con este este requerimiento se ha empleado las válvulas de bloqueo (1.4 y 1.5), con las cuales se cierra el paso creando un colchón de aire, y manteniendo el cilindro en

cualquier posición. Para el pilotaje de las válvulas de bloqueo se ha utilizado una válvula selectora (1.6), con la cual se puede pilotar en simultáneo las válvulas (1.4 y 1.5). El funcionamiento del circuito es de la siguiente manera: el avance del cilindro está accionado por la válvula manual (1.2), la cual acciona neumáticamente la válvula de 3 posiciones y 5 vías (1.1) normalmente cerrada, y esta a su vez permite el paso del aire a la válvula selectora (1.6) la cual acciona las válvulas de bloqueo, pasando el aire por la válvula (1.4), obteniendo el avance del cilindro. De igual manera con la válvula manual (1.3) se acciona el retroceso del cilindro, hasta la altura deseada, porque con la acción de los resortes la válvula (1.1), esta regresa a su posición central con lo cual se bloquea el paso de aire, manteniéndose la plataforma en una posición deseada [14].

3.6. Materiales y costos

El costo de los materiales necesarios para la fabricación de la plataforma se detalla a continuación:

Descripción	Cantidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Cilindro ISO 125x300mm	1	467,64	467,64
Unidad FRL	1	73,24	73,24
Válvula neum. 3/2	2	48,28	96,56
Válvula neum. 5/3	1	42,93	42,93
Válvula neum. 5/2	2	24,63	49,26
Regulador de caudal	2	5,33	10,66
Accesorios para circuito neum.	1	10,00	10,00
Perfil canal U 125x50x5mm	1	34,90	34,90
T. estructural cuadrado 50x3mm	2	20,52	41,04
Mt. 50x3mm	1	8,24	8,24
Eje 3/8"	1	6,25	6,25
Eje AISI 4340 1 3/8"	1	21,68	21,68
Garrucha 80mm CA. PG.	2	6,90	13,80
Garrucha 80mm CA. PF.	2	1,80	3,60
Rueda 100mm	4	1,17	4,68
Seguros	15	0,20	3,00
Kilogramo Electrodo 7018	3	3,07	9,21
TOTAL			896,69

Tabla 3. 29 Costo de los materiales

Fuente: Autor

Se estimó un total de 30 horas de trabajo para la construcción de la plataforma, de tal manera:

Personal	Costo por hora \$	Hora de trabajo	Total
Mecánico	2,29	30	68,70
Costo total Mano de obra			68,70

Tabla 3. 30 Costo por mano de obra

Fuente: Autor

El costo total para la fabricación de la plataforma es de:

	Costo \$
Materiales	896,69
Mano de obra	68,70
Subtotal	965,39
Extras 5%	1013,66

Tabla 3. 31 Costo total

Fuente: Autor

La construcción de la plataforma tuvo un costo aproximado de \$1000.

3.7. Plan de mantenimiento

En los siguientes diagramas se muestran los subsistemas que conforman la plataforma.

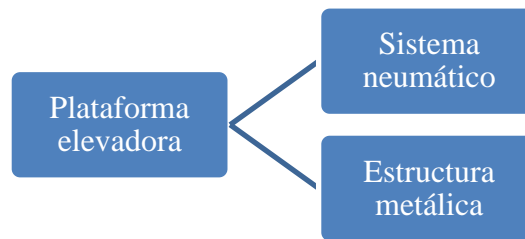


Figura 3. 73 Diagrama sistemático de la plataforma

Fuente: Autor

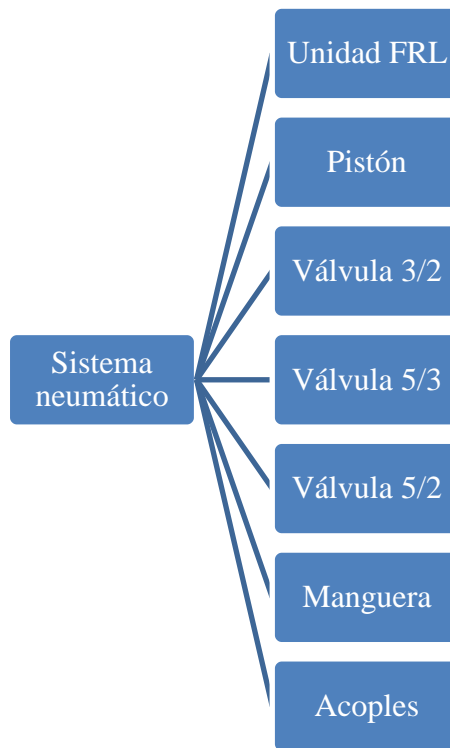


Figura 3. 74 Diagrama del sistema neumático

Fuente: Autor

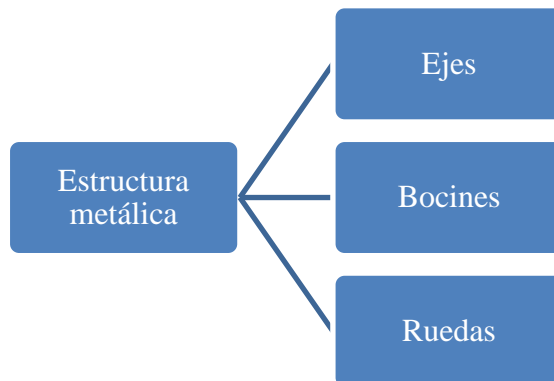


Figura 3. 75 Diagrama de la estructura metálica

Fuente: Autor

A continuación se presenta el análisis AMFE (Análisis modal de fallos y efectos) para la máquina.

Los valores para el análisis se consideran de acuerdo a los criterios mostrados a continuación:

Escala de valoración	
Frecuencia (F)	(1-10)
Imposible	(1-2)
Remoto	(3-4)
Ocasional	(5-6)
Frecuente	(7-8)
Muy frecuente	(9-10)
Gravedad (G)	(1-10)
Insignificante	(1-2)
Moderado	(3-4)
Importante	(5-6)
Crítico	(7-8)
Catastrófico	(9-10)
Detección (D)	(1-10)
Probabilidad detección muy elevada	(1-2)
Probabilidad detección elevada	(3-4)
Probabilidad detección moderada	(5-6)
Probabilidad detección escasa	(7-8)
Probabilidad detección muy escasa	(9-10)

Tabla 3. 32 Valores para análisis AMFE

Fuente: Instituto Nacional de seguridad e Higiene en el trabajo. “NTP 679: Análisis modal de fallos y efectos”. Internet: www.insht.es. [Jul. 25, 2016].

CUADRO AMFE DE PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL											
1		SISTEMA: CIRCUITO NEUMÁTICO			FACILITADOR: Alex Cerón			FECHA: 02/08/2016		HOJA No. 1	
SUBSISTEMA:					AUDITOR:			FECHA: 04/08/2016		DE 1	
COD	COMPONENTE	FUNCIÓN	MODO	CAUSA DE FALLA	EFEECTO	CONSECUENCIA	G	F	D	IPR	
1.1	Unidad FRL	Suministra aire libre de humedad e impurezas, lubricado y a la presión de trabajo requerida	Exceso de condensado	Cámara de condensando llena	Unidad no puede operar	Operacional	8	6	2	96	
			Mala lubricación del aire	Nivel bajo de aceite	Aire no apto para la circulación por el circuito neumático	Operacional	5	6	5	150	
1.2	Válvulas	Permite la distribución del flujo de aire	Exceso de impurezas	Saturación del filtro	Ingreso de aire con impurezas al circuito	Operacional	5	6	5	150	
			Aire con impurezas	Acumulación de impurezas	Sobrecalentamiento	Operacional	5	4	5	100	
1.3	Cañerías	Transporta el aire comprimido	Fugas	Uniones mal instalados	Pérdida de presión	Operacional	8	4	4	128	
			Fugas de aire	Cañerías rotas Uniones mal instalados	Pérdida de presión	Operacional	8	4	4	128	
1.4	Cilindro	Transforma la energía	Desgaste de empaques	Cumplimiento de vida útil	Pérdida de presión	Operacional	8	3	4	128	

Tabla 3. 33 Cuadro AMFE

Fuente: Autor

CUADRO AMFE DE PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL										
2	SISTEMA: Estructura metálica					FACILITADOR: Alex Cerón		FECHA: 02/08/2016	HOJA No 1	
SUBSISTEMA:										
					AUDITOR: DE		FECHA: 04/08/2016	DE	1	
COD	COMPONENTE	FUNCIÓN	MODO	CAUSA DE FALLA	EFECTO	CONSECUENCIA	G	F	D	IPR
2.1	Eje	Es un elemento de unión, además soporta las cargas en la estructura	Fricción	Carga de servicio superior a la esperada	Pérdida de material	Operacional	6	7	5	210
2.2	Bocón	Elemento lubricante	Fricción	Carga de servicio superior a la esperada	Pérdida de material	Operacional	6	7	5	210
2.3	Ruedas	Elemento de soporte y movimiento	Superficie de contacto deteriorada	Cumplimiento de vida útil	Deslizamiento de la rueda	Operacional	6	3	3	54

Tabla 3. 34 Cuadro AMFE

Fuente: Autor

Máquina		BITÁCORA	
Componentes	Actividades	Código de color por actividad	
Unidad FRL	Limpieza de filtro mensual		
Unidad FRL	Completar nivel de aceite trimestral		
Válvula	Revisión semestral		
Cañería	Revisión trimestral		
Uniones	Revisión semestral		
Cilindro	Revisión anual		
Eje	Lubricación trimestral		
Bocín	Revisión semestral		
Rueda	Revisión trimestral		

CALENDARIO		DÍAS																															
MES		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	
ENERO																																	
FEBRERO																																	
MARZO																																	
ABRIL																																	
MAYO																																	
JUNIO																																	
JULIO																																	
AGOSTO																																	
SEPTIEMBRE																																	
OCTUBRE																																	
NOVIEMBRE																																	
DICIEMBRE																																	

Tabla 3. 35 Bitácora de plataforma neumática

Fuente: Autor

3.8. Análisis por elementos finitos

Mediante el uso de un software para análisis por elementos finitos, se realiza el estudio de los elementos de la estructura.

Para la simulación se modela el mecanismo del elevador utilizando elementos de tipo superficie.

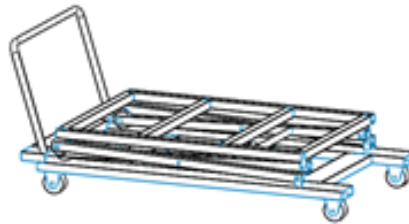


Figura 3. 76 Representación del modelado

Fuente: Autor

Para el pre-procesamiento se define la topología, el material, espesor, contactos, malla y las condiciones de borde.

La topología queda de la siguiente manera:

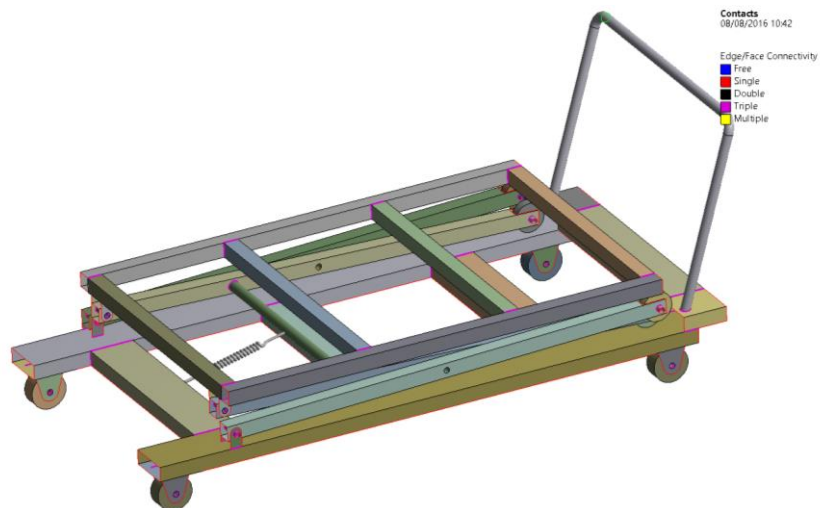


Figura 3. 77 Representación de contactos

Fuente: Autor

En la figura 3.77, los contactos se visualizan en morado y las aristas libres en rojo, las cuales no existen para el caso de análisis.

El material asignado para el análisis es ASTM A36, con las siguientes propiedades asignadas para el análisis.

1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹
5	Reference Temperature	22	C
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Po...	
8	Young's Modulus	2E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa
12	Field Variables		
13	Temperature	Yes	
14	Shear Angle	No	
15	Degradation Factor	No	
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
17	Interpolation	Log-Log	
18	Scale	1	
19	Offset	0	Pa
20	Strain-Life Parameters		
21	Display Curve Type	Strain-Life	
22	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa
23	Strength Exponent	-0,106	
24	Ductility Coefficient	0,213	
25	Ductility Exponent	-0,47	
26	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa
27	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2	
28	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa
30	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa
31	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Figura 3. 78 Propiedades del material

Fuente: Autor

La interacción de contacto y carga que realiza el cilindro neumático se representa con un resorte, para el cual se asigna el valor de la constante de elasticidad, calculada en función de la fuerza ejercida por el cilindro y la carrera que este tiene.

Para el mallado se emplean elementos 2D, con un tamaño máximo de 20 [mm] y mínimo de 5[mm]. Con las dimensiones planteadas se tiene el número de nodos y elementos mostrado en la figura 3.79.

<input type="checkbox"/> Nodes	59030
<input type="checkbox"/> Elements	58488
Mesh Metric	None

Figura 3. 79 Número de nodos y elementos

Fuente: Autor

Las cargas asignadas son de 250 [kg] o 2450 [N] en la plataforma superior. Además de la gravedad terrestre asignada en el centro de gravedad. Como restricción se aplicó soportes a las ruedas para restringir el movimiento en cualquier eje.

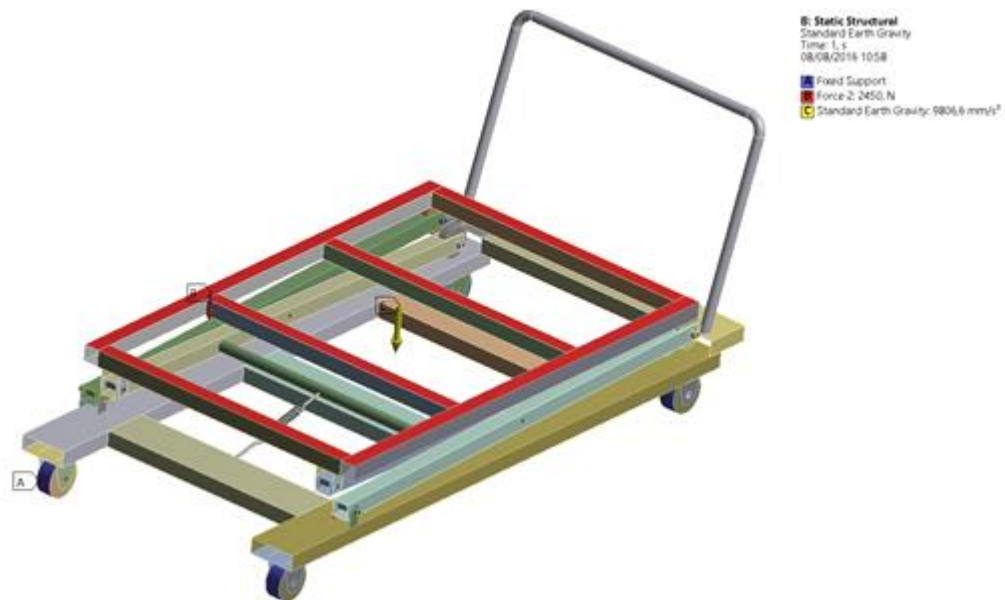


Figura 3. 80 Representación de cargas y restricciones asignadas

Fuente: Autor

Resultado

En la primera simulación se obtienen esfuerzos mayores al valor admisible de resistencia a la fluencia del material S_y , en la barra de la tijera, como se muestra en la figura:

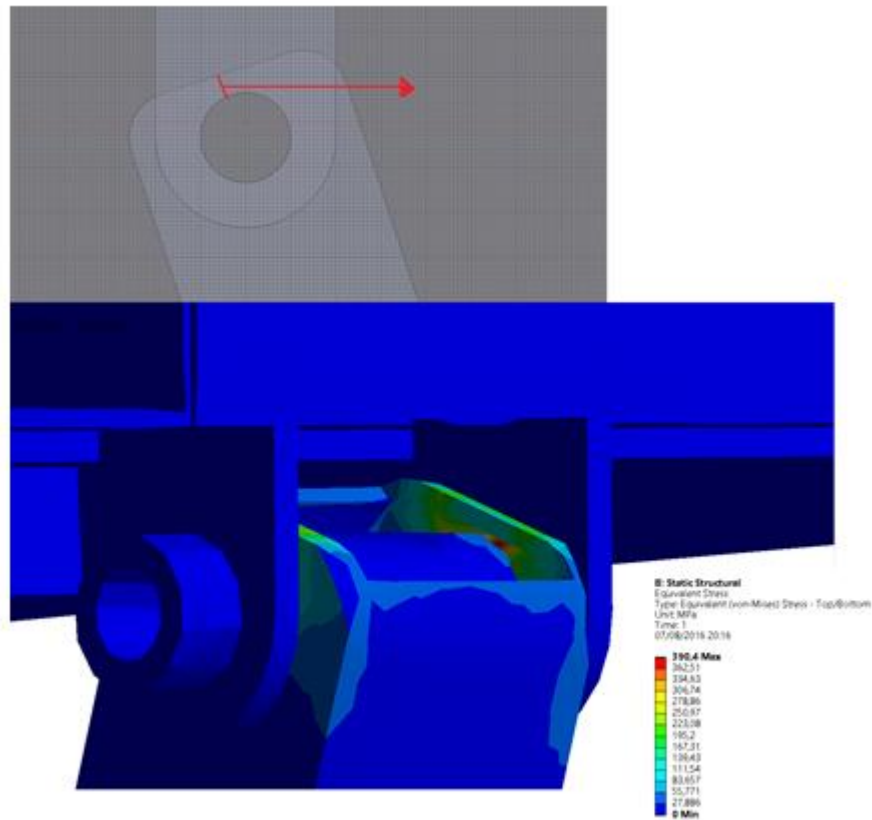


Figura 3. 81 Representación de la simulación

Fuente: Autor

Como se muestra en la figura 3. 81, el esfuerzo se presenta en el extremo de la barra, para el cual se aumenta la dimensión en 10 [mm] en cada extremo.

Con el cambio planteado se realizan las simulaciones para una plataforma desplegada y otra para la plataforma plegada, obteniendo los siguientes datos.

Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1
07/08/2016 20:26

259,28 Max
222,19
205,1
188,01
170,92
153,82
136,73
119,64
102,55
85,458
68,366
51,275
34,183
17,092
0 Min



Figura 3. 82 Simulación con la estructura desplegada

Fuente: Autor

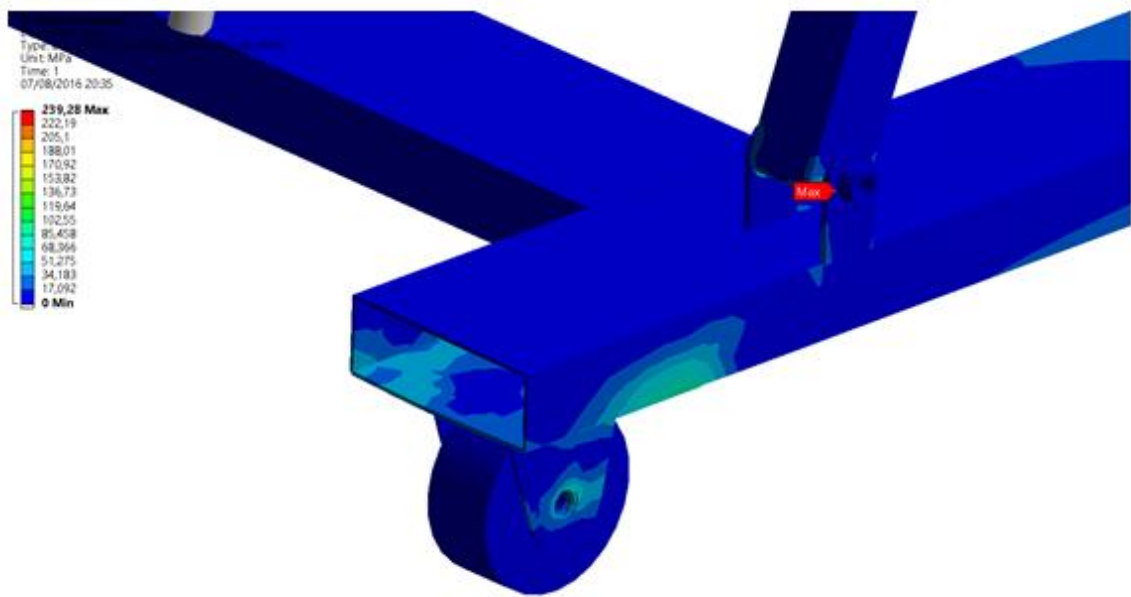


Figura 3. 83 Representación del punto con mayor esfuerzo con la estructura desplegada

Fuente: Autor



Figura 3. 84 Simulación con la estructura plegada

Fuente: Autor

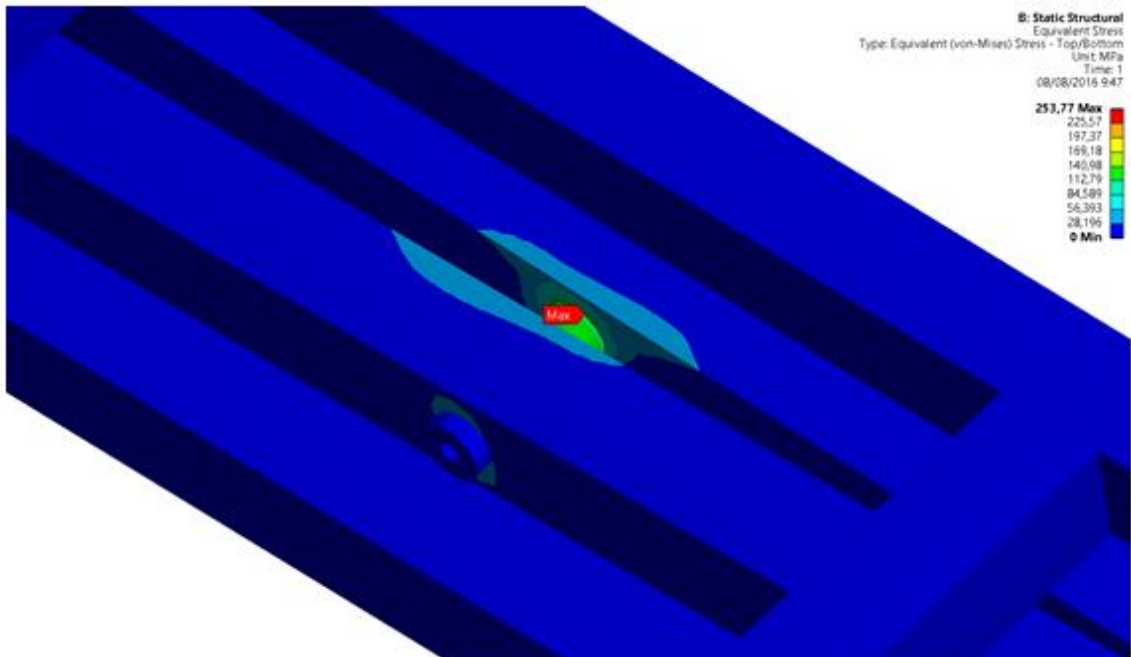


Figura 3. 85 Representación del punto con mayor esfuerzo con la estructura plegada

Fuente: Autor

Los resultados se detallan a continuación:

Descripción	Esfuerzo máximo [MPa]
Plataforma desplegada	239,28
Plataforma plegada	253,77

Tabla 3. 36 Resultado de la simulación

Fuente: Autor

De las simulaciones se tiene que los mayores esfuerzos se presentan en los pasadores de la estructura, con un esfuerzo máximo de 253,77 [MPa]. De acuerdo a la norma NTE INEN 2415:2013 para "Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos", para el material ASTM A500 grado B para tubos estructurales de sección circular el límite de fluencia es de 290 [MPa]. Siendo este el material seleccionado para los pasadores, el factor de seguridad para este elemento crítico es de 1,14. Con lo cual se garantiza que el pasador soporta los esfuerzos a los cuales va a estar sujeto mientras opera la plataforma.

Grado	Descripción	Límite de fluencia min. (MPa)	Resistencia a la tracción min. (MPa)	Elongación % min. $\geq 3,05$ mm de espesor
AC	Tubo Para usos generales	205 a 340	-----	≥ 25
A	Tubos estructurales	230	310	25
B		290	400	23
C	Sección	315	425	21
D	Circular	250	400	23
A	Tubos estructurales Sección cuadrada, rectangular o especial	270	310	25
B		315	400	23
C		345	425	21
D		250	400	23

¹ ASTM A500/A500M Tabla 2 Tensile requirements

Tabla 3. 37 Propiedades del acero ASTM A500

Fuente: Instituto Ecuatoriano de Normalización. "Norma 2415:2013. Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos". Internet: www.normalizacion.gob.ec. [Ago. 5,2016].

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- El proceso de embarque y desembarque de camiones en la compañía Motraregs Cía. Ltda., es manual en su totalidad, ocasionando problemas para movilizarse dentro del área.
- En el área de embarque y desembarque de la compañía Motraregs Cía. Ltda., el 70% de la mercadería corresponde a cartones de aceites y lubricantes.
- La plataforma está diseñada para soportar cargas de 200 [kg], a una altura máxima de 1000 [mm] y mínima de 200 [mm].
- Las fuerzas obtenidas con distintas posiciones para el actuador para el punto de inicio son las siguientes, donde L es igual a 750 [mm]:
 - Horizontal 9180,95 [N]
 - $L + L/5$ 18726,05 [N]
 - $L + 2L/5$ 7211,70 [N]
 - $L + L/2$ 4944,58 [N]
- La ubicación seleccionada para el actuador es $L + 2L/5$, porque en esta posición existe el espacio necesario para instalar el actuador con una carrera de 300 [mm].
- Los parámetros de diseño para las columnas de la estructura, están determinados por la fuerza que ejerce el actuador de 7211 [N] en el punto de inicio, la carga máxima que debe soportar la plataforma equivalente a 1960 [N], el peso asumido de la estructura de 490 [N].
- El proceso neumático para la operación de la plataforma es un actuador el cual pueda detenerse en cualquier momento tanto en el avance y retroceso.
- El circuito neumático está conformado por:
 - Dos válvulas manuales de 3 vías y 2 posiciones.
 - Una válvula de 5 vías y 3 posiciones.
 - Una válvula O.
 - Dos válvulas de bloqueo.

- Dos reguladores de caudal.
- Actuador ISO 15552 125x300[mm].

La velocidad de avance y retroceso es directamente proporcional a la carga aplicada a la plataforma.

- El circuito neumático mantiene el control de la plataforma, el cual es manual debido a la variación de altura de operación que posee la plataforma.
- Se ha construido la plataforma garantizando su funcionalidad y calidad de acuerdo a las especificaciones técnicas desarrolladas mediante el análisis analítico y comprobadas mediante un software por elementos finitos, garantizando la utilidad de los materiales y los esfuerzos que actúan en dicha máquina, adicionalmente la máquina ya se encuentra operando.
- El análisis por elementos finitos mediante software CAE, determinó que los elementos que están sometidos a mayor esfuerzo son los pasadores de la estructura, con un esfuerzo máximo de 253,77 [MPa]. De acuerdo a la norma NTE INEN 2415:2013 para "Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos", para el material ASTM A500 grado B para tubos estructurales de sección circular el límite de fluencia es de 290 [MPa]. Siendo este el material seleccionado para los pasadores, el factor de seguridad para este elemento crítico es de 1,14.
- La fuerza del cilindro disminuye a medida que aumenta la altura de operación de la plataforma. La fuerza del cilindro es de 7211 [N] en el punto de inicio (plataforma plegada) para accionar la plataforma con una carga máxima, mientras que en el punto final (estructura desplegada) la fuerza ejercida por el cilindro es de 2374 [N].
- La carrera del cilindro necesaria para llegar a una altura máxima de 1000[mm], con una ubicación del cilindro a 300 [mm] respecto al punto de intersección de las tijeras es de 305 [mm].

4.2. Recomendaciones

- Para levantamiento de cargas empleando cilindros neumáticos, es conveniente realizar el análisis para su ubicación, en función de la fuerza requerida para levantar la carga y el espacio disponible para la instalación del cilindro dependiendo de la geometría de la estructura de la máquina.
- Es necesario el empleo de software CAD y CAE para el diseño de estructuras, debido a que permiten visualizar posibles errores en la geometría de la estructura, como interferencia o choques entre los elementos constituyentes de una máquina; además de brindar datos como esfuerzos máximos a los cuales están sometidos los elementos de la estructura.
- Para el diseño de los elementos de la estructura es necesario el empleo de normas y bibliografía técnica la cual determine los parámetros de diseño.
- Los materiales empleados para el diseño deben ser los disponibles en el mercado.

Bibliografía

- [1] Instituto Nacional de Estadísticas y Censos. “*Directorio de Empresas y Establecimientos 2014*”. Internet: www.ecuadorencifras.gob.ec/directoriodeempresas/. [Nov. 20, 2015].
- [2] Larrodé E., Miravete A. “*Elevadores: Principios e innovaciones*”. Primera Edición. España: Reverté, 2007.
- [3] Larrodé E., Miravete A. “*Transportadores y elevadores*”. Primera Edición. España: Reverté, 2004.
- [4] Casilla M., Estacio S. “*Diseño de un elevador limpia ventanas con capacidad para dos personas y altura máxima de 12[m] para uso en terminales terrestres y áreas a nivel nacional*”. Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército, 2012.
- [5] Creus A. “*Neumática e Hidráulica*”. Primera Edición. México: AlfaOmega, 2007.
- [6] Calvache G, et al. “*Geometría plana y del espacio*”. 2007.
- [7] Beer F, Johnston R y Eisenberg E. “*Mecánica Vectorial para Ingenieros-Estática*”. México: McGraw-Hill, 2007.
- [8] Hibeler R. C. “*Estática – Ingeniería Mecánica*”. 12^{va} ed. México: Pearson, 2010.
- [9] McCormac J. Csernak S. “*Diseño de estructuras de acero*”. 5^{ta} ed. DF, México: Alfaomega. 2013.
- [10] Budynass R., Nisbett J. “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*”. 8^{va} ed, D.F., México: McGraw-Hill, 2008.
- [11] Mott R. “*Resistencia de Materiales*”. 5^{ta} ed. Naucalpan, México: Pearson Education, 2009.
- [12] Gere J. “*Timoshenko Resistencia de Materiales*”. Madrid, España: PARANINFO, 2002.

- [13] MICRO Automación. “*Catálogo de cilindros neumáticos*”. Internet: www.microautomacion.com. [Jun. 5,2016].
- [14] Serrano A. “*Neumática práctica*”, 1^{ra} ed. España: Paraninfo, 2009.
- [15] Ruedas AFO. “*Catálogo de ruedas domésticas e industriales*”. Internet: <http://www.ruedasafo.com/>. [Jun. 6,2016].
- [16] Aceros Bravo. “*Catálogo de productos*”. Internet: www.acerosbravo.cl/productos.php?idcat=5. [Jun. 22, 2016].
- [17] Estrada J. “*Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana 1995*”. Colombia: Universidad de Antioquia, 1995.
- [18] Vallejo Zambrano. “*Física Vectorial*”. Quito: Ediciones RODIN, 2007.
- [19] DIPAC. “*Catálogo de Acero*”. Internet: www.dipacmanta.com. [Jun. 15,2016].
- [20] Instituto Ecuatoriano de Normalización. “*Norma 1623:2000*”. Internet: www.normalizacion.gob.ec. [Jun. 5,2016].
- [21] AGA. “*Catálogo de electrodos comunes, especiales & Gases para corte y soldadura*”. [Jul. 2, 2016].
- [22] Instituto Ecuatoriano de Normalización. “*Norma 2415:2013. Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos*”. Internet: www.normalizacion.gob.ec. [Ago. 5,2016].
- [23] Instituto Nacional de seguridad e Higiene en el trabajo. “*NTP 679: Análisis modal de fallos y efectos*”. Internet: www.insht.es. [Jul. 25, 2016].

Anexos

Anexo A

(Perfiles estructurales)

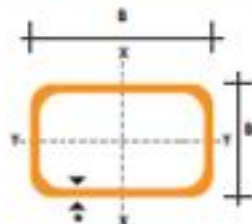
TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A-500
Recubrimiento:	Negro o galvanizado
Largo nominal:	6 mt.
Otros largos:	Previa Consulta
Dimensiones:	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor:	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,66	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,26	2,74	8,37	3,36	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



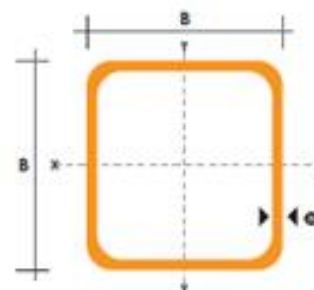
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



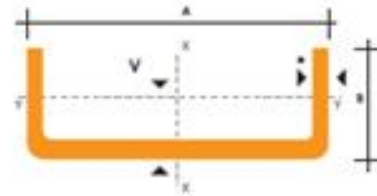
DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94



PERFILES ESTRUCTURALES CANALES "U"

Especificaciones Generales

Norma	HN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1,5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PEOSOS			TIPOS						
A	B	e	6metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	18.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.86	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	18.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.60	55.55	5.40	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	80	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.68	165.85	30.37	2.44	2.54

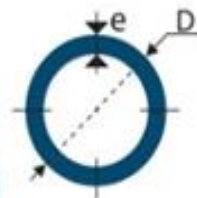
Especificaciones Generales:

- **ASTM A 53 GRB:** Conducción fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca y en general.
- **API 5L:** Tubos para industria petrolera
- **ASTM A 106:** Tubos para servicio a altas temperaturas
- **Recubrimiento:** Negro o Galvanizado
- **Largo Normal:** 6.00m
- **Otros Largos:** Previa Consulta
- **Acabado:** Natural
- **Otro Acabado:** Previa Consulta



DESCARGAR CATÁLOGO

Composición Química %				Propiedades Mecánica				
C. Max	Mn	P. Max	S. Max	Resistencia Mecánica		Punto de Fluencia		Blongación % Min
				Kg/mm2	Psi	Kg/mm2	Psi	
0.3	1.2	0.05	0.06	42.2	60000	24.6	35000	30 - 35



DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.85

Anexo B

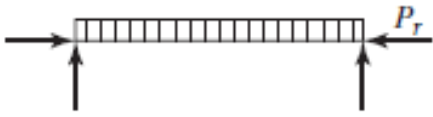
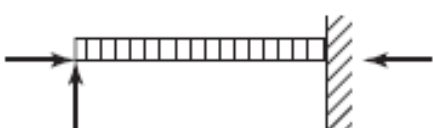


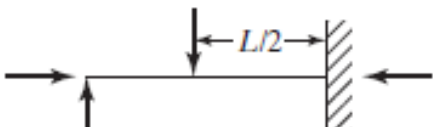

(Coeficiente F_{cr}/Ω_c)

Table 4-22 (continued)
Available Critical Stress for
Compression Members

$F_y = 35\text{ksi}$			$F_y = 36\text{ksi}$			$F_y = 42\text{ksi}$			$F_y = 46\text{ksi}$			$F_y = 50\text{ksi}$		
K/r	F_{cr}/Ω_c	$\phi_c F_{cr}$	K/r	F_{cr}/Ω_c	$\phi_c F_{cr}$	K/r	F_{cr}/Ω_c	$\phi_c F_{cr}$	K/r	F_{cr}/Ω_c	$\phi_c F_{cr}$	K/r	F_{cr}/Ω_c	$\phi_c F_{cr}$
	ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi		ksi	ksi
	ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD		ASD	LRFD
41	19.2	28.9	41	19.7	29.7	41	22.7	34.1	41	24.6	37.0	41	26.5	39.8
42	19.2	28.8	42	19.6	29.5	42	22.6	33.9	42	24.5	36.8	42	26.3	39.5
43	19.1	28.7	43	19.6	29.4	43	22.5	33.7	43	24.3	36.6	43	26.2	39.3
44	19.0	28.5	44	19.5	29.3	44	22.3	33.6	44	24.2	36.3	44	26.0	39.1
45	18.9	28.4	45	19.4	29.1	45	22.2	33.4	45	24.0	36.1	45	25.8	38.8
46	18.8	28.3	46	19.3	29.0	46	22.1	33.2	46	23.9	35.9	46	25.6	38.5
47	18.7	28.1	47	19.2	28.9	47	22.0	33.0	47	23.8	35.7	47	25.5	38.3
48	18.6	28.0	48	19.1	28.7	48	21.8	32.8	48	23.6	35.4	48	25.3	38.0
49	18.5	27.9	49	19.0	28.5	49	21.7	32.6	49	23.4	35.2	49	25.1	37.7
50	18.4	27.7	50	18.9	28.4	50	21.6	32.4	50	23.3	35.0	50	24.9	37.5
51	18.3	27.6	51	18.8	28.3	51	21.4	32.2	51	23.1	34.8	51	24.8	37.2
52	18.3	27.4	52	18.7	28.1	52	21.3	32.0	52	23.0	34.5	52	24.6	36.9
53	18.2	27.3	53	18.6	28.0	53	21.2	31.8	53	22.8	34.3	53	24.4	36.7
54	18.1	27.1	54	18.5	27.8	54	21.0	31.6	54	22.6	34.0	54	24.2	36.4
55	18.0	27.0	55	18.4	27.6	55	20.9	31.4	55	22.5	33.8	55	24.0	36.1
56	17.9	26.8	56	18.3	27.5	56	20.7	31.2	56	22.3	33.5	56	23.8	35.8
57	17.7	26.7	57	18.2	27.3	57	20.6	31.0	57	22.1	33.3	57	23.6	35.5
58	17.6	26.5	58	18.1	27.1	58	20.5	30.7	58	22.0	33.0	58	23.4	35.2
59	17.5	26.4	59	17.9	27.0	59	20.3	30.5	59	21.8	32.8	59	23.2	34.9
60	17.4	26.2	60	17.8	26.8	60	20.2	30.3	60	21.6	32.5	60	23.0	34.6
61	17.3	26.0	61	17.7	26.6	61	20.0	30.1	61	21.4	32.2	61	22.8	34.3
62	17.2	25.9	62	17.6	26.5	62	19.9	29.9	62	21.3	32.0	62	22.6	34.0
63	17.1	25.7	63	17.5	26.3	63	19.7	29.6	63	21.1	31.7	63	22.4	33.7
64	17.0	25.5	64	17.4	26.1	64	19.6	29.4	64	20.9	31.4	64	22.2	33.4
65	16.9	25.4	65	17.3	25.9	65	19.4	29.2	65	20.7	31.2	65	22.0	33.0
66	16.8	25.2	66	17.1	25.8	66	19.2	28.9	66	20.5	30.9	66	21.8	32.7
67	16.7	25.0	67	17.0	25.6	67	19.1	28.7	67	20.4	30.6	67	21.6	32.4
68	16.5	24.9	68	16.9	25.4	68	18.9	28.5	68	20.2	30.3	68	21.4	32.1
69	16.4	24.7	69	16.8	25.2	69	18.8	28.2	69	20.0	30.1	69	21.1	31.8
70	16.3	24.5	70	16.7	25.0	70	18.6	28.0	70	19.8	29.8	70	20.9	31.4
71	16.2	24.3	71	16.5	24.8	71	18.5	27.7	71	19.6	29.5	71	20.7	31.1
72	16.1	24.2	72	16.4	24.7	72	18.3	27.5	72	19.4	29.2	72	20.5	30.8
73	16.0	24.0	73	16.3	24.5	73	18.1	27.2	73	19.2	28.9	73	20.3	30.5
74	15.8	23.8	74	16.2	24.3	74	18.0	27.0	74	19.1	28.6	74	20.1	30.2
75	15.7	23.6	75	16.0	24.1	75	17.8	26.8	75	18.9	28.4	75	19.8	29.8
76	15.6	23.4	76	15.9	23.9	76	17.6	26.5	76	18.7	28.1	76	19.6	29.5
77	15.5	23.3	77	15.8	23.7	77	17.5	26.3	77	18.5	27.8	77	19.4	29.2
78	15.4	23.1	78	15.6	23.5	78	17.3	26.0	78	18.3	27.5	78	19.2	28.8
79	15.2	22.9	79	15.5	23.3	79	17.1	25.8	79	18.1	27.2	79	19.0	28.5
80	15.1	22.7	80	15.4	23.1	80	17.0	25.5	80	17.9	26.9	80	18.8	28.2
	ASD	LRFD												

Anexo C (Factor de amplificación C_m)

TABLA 11.2 Factores de amplificación (ψ) y factores de modificación (C_m) para vigas–columnas sujetas a cargas transversales entre sus apoyos.

Caso	ψ	C_m
	0	1.0
	-0.4	$1 - 0.4 \frac{\alpha P_r}{P_{el}}$
	-0.4	$1 - 0.4 \frac{\alpha P_r}{P_{el}}$
	-0.2	$1 - 0.2 \frac{\alpha P_r}{P_{el}}$
	-0.3	$1 - 0.3 \frac{\alpha P_r}{P_{el}}$
	-0.2	$1 - 0.2 \frac{\alpha P_r}{P_{el}}$

Fuente: Comentario de la Especificación, Apéndice 8–Tabla C-A-8.1, p16.1–525, junio 22, 2010. “Derechos reservados © American Institute of Steel Construction. Reproducido con autorización. Todos los derechos reservados.”

Anexo D
(Coeficiente
 $M_{cx}/\Omega b$)

$F_y = 46$ ksi
 $f'_c = 4$ ksi

Table 4-13 (continued)
**Available Strength in
 Axial Compression, kips**
 Concrete Filled Rectangular HSS

4

COMPOSITE
 HSS4

Shape	HSS4 × 2 ³ / ₈ ×		HSS4 × 2 ×														
	1/8		3/8		5/16		1/4		3/16		1/8						
t_{design} in.	0.116		0.349		0.291		0.233		0.174		0.116						
Steel Wt/lb	5.17		12.1		10.5		8.78		6.87		4.75						
Design	P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		
	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	
Effective length (KL) _y with respect to weak axis (ft)	0	47.2	70.7	85.0	128	75.6	113	85.2	97.9	53.7	80.5	41.3	61.9				
	1	46.7	70.0	83.4	125	74.3	111	84.1	96.2	52.8	79.2	40.6	60.9				
	2	45.2	67.8	78.7	118	70.3	105	80.9	91.3	50.2	75.3	38.7	58.1				
	3	42.9	64.3	71.5	107	64.2	96.2	55.8	83.7	46.2	69.3	35.7	53.6				
	4	39.8	59.7	62.4	93.6	56.4	84.7	49.4	74.1	41.2	61.7	31.9	47.9				
	5	36.2	54.3	52.5	78.7	47.9	71.8	42.3	63.4	35.5	53.2	27.6	41.4				
	6	32.2	48.3	42.4	63.6	39.2	58.8	34.9	52.4	29.6	44.3	23.2	34.7				
	7	28.1	42.1	33.0	49.5	30.9	46.3	27.9	41.8	23.8	35.7	18.8	28.2				
	8	24.0	35.9	25.2	37.9	23.7	35.6	21.6	32.4	18.6	27.9	14.7	22.1				
	9	20.0	30.0	19.9	29.9	18.8	28.1	17.0	25.6	14.7	22.0	11.8	17.5				
	10	16.4	24.5	16.2	24.2	15.2	22.8	13.8	20.7	11.9	17.8	9.43	14.2				
	11	13.5	20.3	13.4	20.0	12.6	18.8	11.4	17.1	9.83	14.7	7.80	11.7				
	12	11.4	17.0	11.2	16.8	10.5	15.8	9.59	14.4	8.26	12.4	6.55	9.83				
	13	9.68	14.5							7.03	10.6	5.58	8.37				
	14	8.35	12.5														
	15	7.27	10.9														
	16	6.39	9.59														
17	5.66	8.49															
Properties																	
M_{ux}/Ω_b	$\phi_b M_{ux}$	kip-ft	4.32	6.49	8.82	13.3	7.88	11.8	6.74	10.1	5.37	8.07	3.80	5.71			
M_{uy}/Ω_b	$\phi_b M_{uy}$	kip-ft	3.13	4.70	5.30	7.96	4.78	7.16	4.10	6.17	3.29	4.94	2.34	3.52			
$P_{ux}(KL)_x^2/10^4$		kip-in. ²	119		168		158		144		124		100				
$P_{uy}(KL)_y^2/10^4$		kip-in. ²	53.7		53.0		49.8		45.4		39.0		31.0				
t_{ux}/t_{uy}			1.49		1.78		1.78		1.78		1.79		1.79				
ASD	LRFD		Note: Heavy line indicates KL equal to or greater than 200.														
$\Omega_c = 2.00$	$\phi_c = 0.75$																

4

COMPOSITE
HSS2¹/₂×HSS2

Table 4-15 (continued)
Available Strength in
Axial Compression, kips
Concrete Filled Square HSS

$F_y = 46 \text{ ksi}$
 $f'_c = 4 \text{ ksi}$

Shape	HSS2 ¹ / ₂ ×2 ¹ / ₂ ×				HSS2×2							
	³ / ₁₆		¹ / ₈		³ / ₁₆		¹ / ₈					
$l_{\text{design}} \text{ in.}$	0.174		0.116		0.233		0.174		0.116			
Steel Wt/lb	4.94		3.47		5.38		4.30		3.04			
Design	P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$		P_u/Ω_c		$\phi_c P_n$	
	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD	ASD	LRFD
Effective length (KL) (ft)	0	37.5	56.3	28.9	43.3	38.6	57.9	32.0	48.0	24.6	36.9	
	1	37.0	55.5	28.5	42.7	37.8	56.7	31.4	47.1	24.2	36.2	
	2	36.4	53.1	27.3	40.9	35.5	53.3	29.7	44.5	22.9	34.3	
	3	32.8	49.2	25.4	38.1	32.0	48.1	26.9	40.4	20.9	31.3	
	4	29.6	44.4	23.0	34.5	27.7	41.6	23.5	35.3	18.4	27.6	
	5	25.9	38.8	20.2	30.4	23.0	34.5	19.8	29.7	15.6	23.4	
	6	22.0	32.9	17.3	26.0	18.3	27.5	16.0	24.0	12.8	19.2	
	7	18.1	27.1	14.4	21.6	14.0	21.0	12.5	18.7	10.1	15.2	
	8	14.5	21.7	11.6	17.5	10.7	16.1	9.54	14.3	7.77	11.7	
	9	11.4	17.1	9.21	13.8	8.47	12.7	7.54	11.3	6.14	9.21	
	10	9.25	13.9	7.46	11.2	6.86	10.3	6.11	9.16	4.97	7.46	
	11	7.65	11.5	6.17	9.25	5.67	8.50	5.05	7.57	4.11	6.16	
	12	6.42	9.64	5.18	7.77			4.24	6.35	3.45	5.18	
	13	5.47	8.21	4.42	6.62							
	14			3.61	5.71							
Properties												
M_u/Ω_b	$\phi_b M_n$	kip-ft	2.39	3.60	1.73	2.60	2.21	3.33	1.63	2.75	1.34	2.02
$P_u(\text{KL})^2/10^4$		kip-in. ²	30.4		24.5		22.5		20.0		14.3	
ASD	LRFD	Note: Heavy line indicates KL equal to or greater than 200.										
$\Omega_c = 2.00$	$\phi_c = 0.75$											

Anexo E
(Catálogo de
Ruedas)

Serie 170 / Olimpia Nylon



Aro: Bandoje de nylon, inyectado sobre núcleo de nylon (poliamida) en diám. 100-130 mm. y en diám. 160-200 mm. con llantas de aluminio desmontables.

Rodamiento: CB dos cojinetes a bolas de precisión.

					Código	Descripción	P.V.P.
100X40	15	45	400	30310	170/100 NYL CB		
130X40	15	45	550	30330	170/130 NYL CB		
160X45	20	60	750	30350	170/160 NYL CB		
200X50	20	60	950	30370	170/200 NYL CB		

Serie 185-187 / Polinyl



Aro: Monobloque de nylon (poliamida) inyectado en color negro.

Rodamiento: Buje con balado 60.

					Código	Descripción	P.V.P.
70X46	15	50	400	30537	185/76 N.N. Ø15		
	20	50	400	30539	185/76 N.N. Ø20		
	25	50	400	30545	185/76 N.N. Ø25		
80X32	15	42	300	30653	185/80 N.N.		
100X35	20	38	500	30662	185/100 N.N. Ø20		
	25	38	500	30682	185/100 N.N. Ø25		
	31	38	500	30722	185/100 N.N. Ø31		
50X20	8	23	50	30709	187/50 N.N.		
56X21	12	24	70	30790	187/56 N.N. Ø12		
	16	24		30820	187/56 N.N. Ø16		
60X19	10	21	60	30832	187/60 N.N.		
80X20	12	25	200	31003	187/80X20 N.N.		
80X24	12	32	200	31004	187/80X24 N.N.		
160X33	20	48	600	31005	187/160 N.N. Ø20		
	25	48	600	31006	187/160 N.N. Ø25		
200X50	22	58	700	31008	187/200 N.N.		
	20	60	850	17597	187/200 N.N. CB		

Serie 188-FV / Fibra Vidrio



Aro: Monobloque de nylon (poliamida) reforzado con fibra de vidrio. Gran resistencia a impactos térmicos (-20°C a +130°C)

					Código	Descripción	P.V.P.
80X32	12	38	200	30515	188/80 FV		
100X35	15	45	250	30580	188/100 FV		
130X40	15	45	400	30590	188/130 FV		
160X45	20	60	600	30596	188/160 FV		
200X50	20	60	800	30596	188/200 FV		

Anexo D
(Propiedades
mecánicas de los
aceros)

A-16 Propiedades de aceros estructurales.

Material ASTM núm. y productos	Resistencia mínima, s_y *		Resistencia a la rotura, s_u *		Porcentaje de alargamiento, en 2 in
	ksi	MPa	ksi	MPa	
A36—Perfiles, placas y barras de acero al carbono	58	400	58	348	21
A 53—Tubo grado B	60	414	35	240	—
A242—Perfiles, placas y barras HSLA, resistentes a la corrosión					
$\leq \frac{1}{4}$ in de espesor	70	483	50	345	21
$\frac{1}{4}$ a 1 $\frac{1}{2}$ in de espesor	67	462	46	317	21
1 $\frac{1}{2}$ a 4 in de espesor	63	434	42	290	21
A500—Tubería estructural formada en frío					
Redonda, grado B	58	400	42	290	23
Redonda, grado C	62	427	46	317	21
Perfilada, grado B	58	400	46	317	23
Perfilada, grado C	62	427	50	345	21
A501—Tubería estructural formada en caliente, redonda o perfilada	58	400	35	248	23
A514—Acero aleado templado y enfriado en aceite, placa					
$\leq 2 \frac{1}{2}$ in de espesor	110	758	100	690	18
2 $\frac{1}{2}$ a 6 in de espesor	100	690	90	620	14
A572—Acero al vanadio-cromo					
HSLA: perfiles, placas y barras					
Grado 42	60	414	42	290	24
Grado 50	65	448	50	345	21
Grado 60	75	517	60	414	18
Grado 65	80	552	65	448	17
A513—HSLA, grado 65: perfiles	80	552	65	448	17
A592—HSLA: sólo perfiles W	65	448	50	345	21

*Valores mínimos; pueden ser más elevados

HSLA—Baja aleación y alta resistencia

El American Institute of Steel Construction especifica $E = 29 \times 10^6$ lb/in² (200 GPa) para acero estructural.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Recocido	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Recocido	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Recocido	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Recocido	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	461

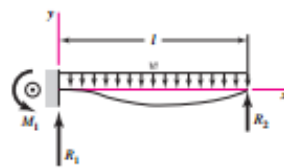
Anexo E

(Fórmulas para la resolución de vigas)

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

13 Un apoyo fijo y el otro simple: carga uniforme

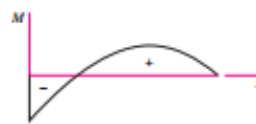
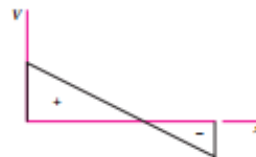


$$R_1 = \frac{5wl}{8} \quad R_2 = \frac{3wl}{8} \quad M_1 = \frac{wl^2}{8}$$

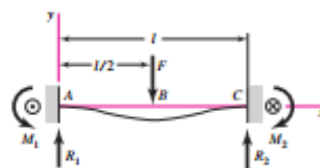
$$V = \frac{5wl}{8} - wx$$

$$M = -\frac{w}{8}(4x^2 - 5lx + l^2)$$

$$y = \frac{wx^2}{48EI}(l-x)(2x-3l)$$



14 Apoyos fijos: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x-l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l-4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x-3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$

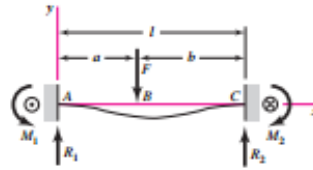


[continúa]

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

15 Apoyos fijos: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

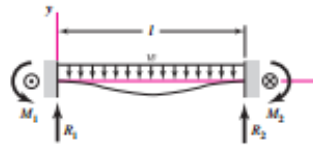
$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l-x)^2}{6EI^3}[(l-x)(3b + a) - 3bl]$$



16 Apoyos fijos: carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

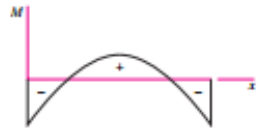
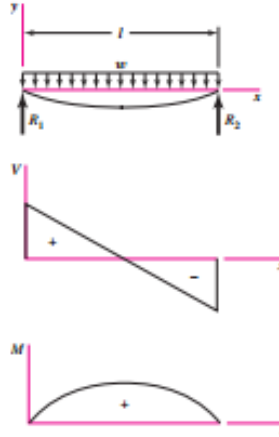


Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

7 Apoyos simples: carga uniforme



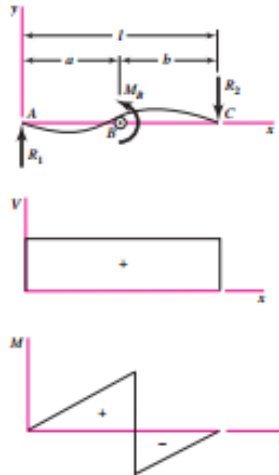
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\max} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8 Apoyos simples: carga de momento



$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x - l)$$

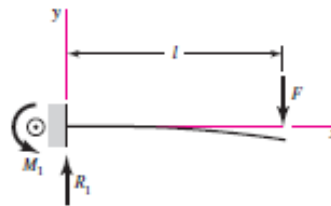
$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI} (x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI} [x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

1 En voladizo: carga en extremo



$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

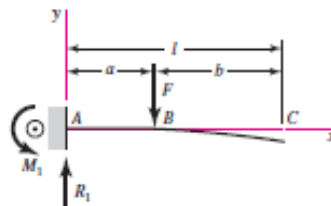
$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$



2 En voladizo: carga intermedia



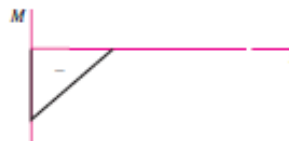
$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$$

$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$$



Anexo F
(Catálogo de
cilindros neumáticos
MICRO)

Anexo G

(Cursograma de la empresa)

Cursograma Analítico									
Diagrama no.1		Hoja: 1 de 1		Resumen					
Producto:		Actividad		Actual	Propuesto	Economía			
Aceites - Lubricantes		Operación		3	3	0			
		Inspección		2	2	0			
Actividad:		Espera		2	2	0			
		Transporte		1	1	0			
		Almacenamiento		1	1	0			
Lugar: Motraregs Cía. Ltda.		Distancia (mts)		15	15	0			
Operario (s): 6		Fecha no. 1		Tiempo (min)	90	60	30		
Compuesto por:		Fecha: 20/01/2016		Costo					
Aprobado por:		Fecha: 20/01/2016		Mano de obra					
				Material					
				TOTAL					
Descripción	Cantidad	Distancia	Tiempo	Actividad					Observaciones
				○	□	D	⇒	▽	
Arribo del camión									
Recepción de guías de transporte									
Conteo de guías de transporte									
Clasificación de guías por destinos									
Apertura de puertas para desembarque									
Desembaque de mercadería									
Disponer mercadería en función del destino		15 m.							Se traslada la mercadería de manera tradicional
Revisión del número de mercadería por guía									
Almacenamiento de mercadería hasta el despacho									
Total		15 m.		3	2	2	1	1	

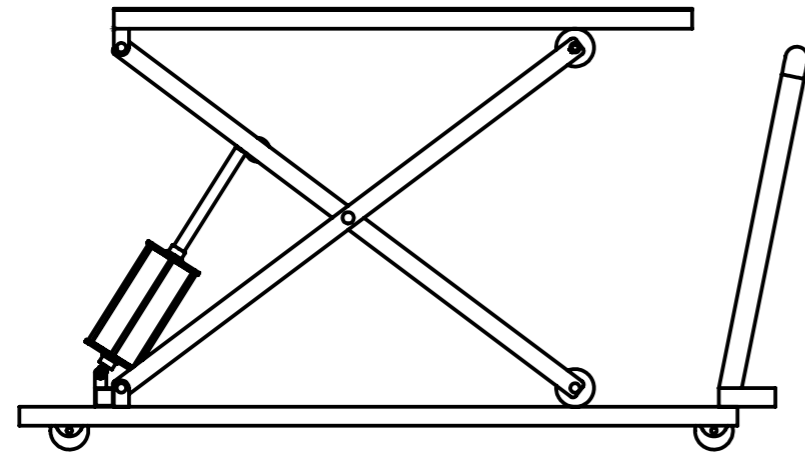
Anexo H

(Proceso de construcción)

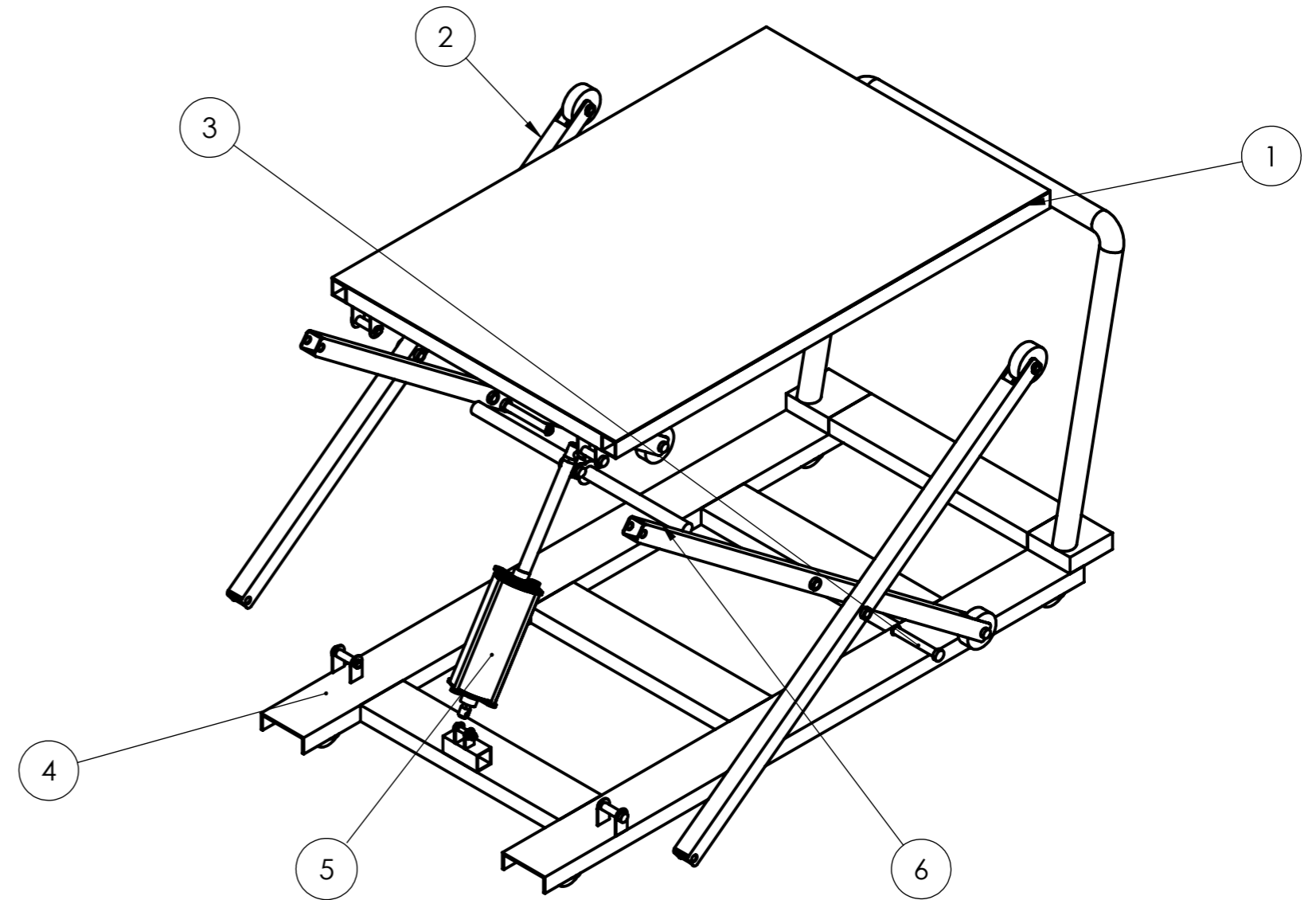
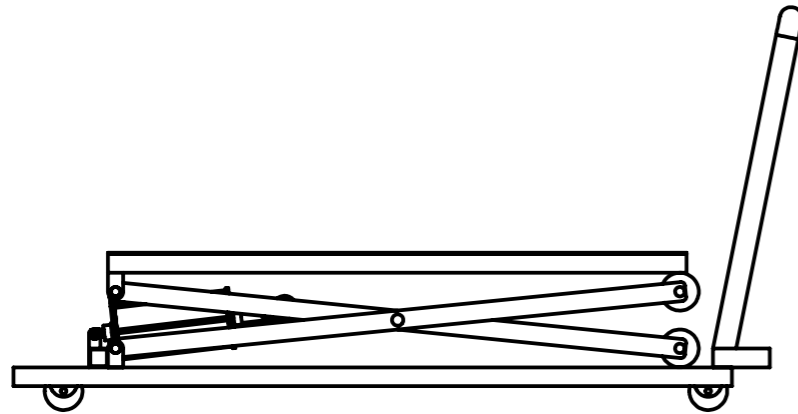




Plataforma en el punto final



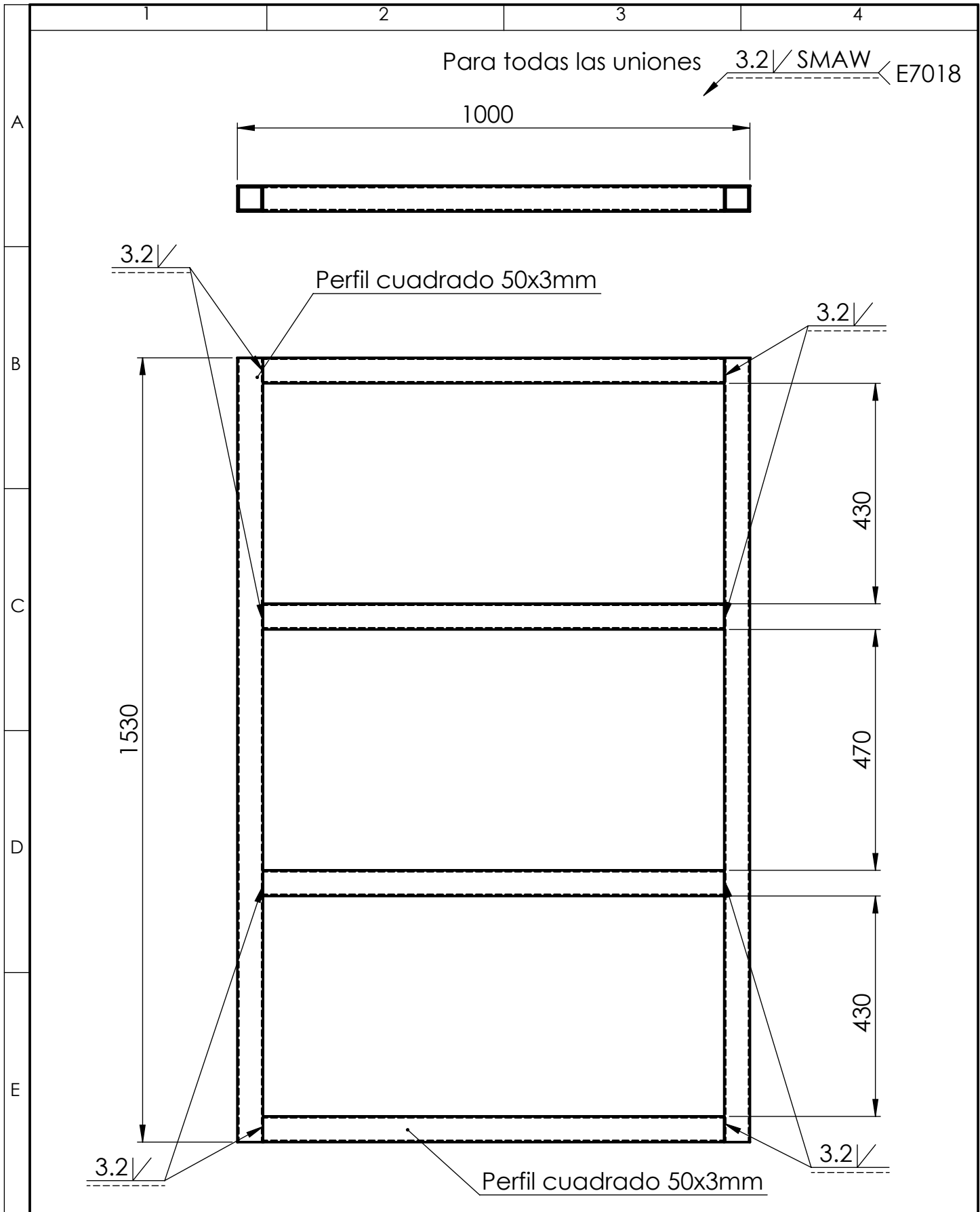
Plataforma en el punto inicial



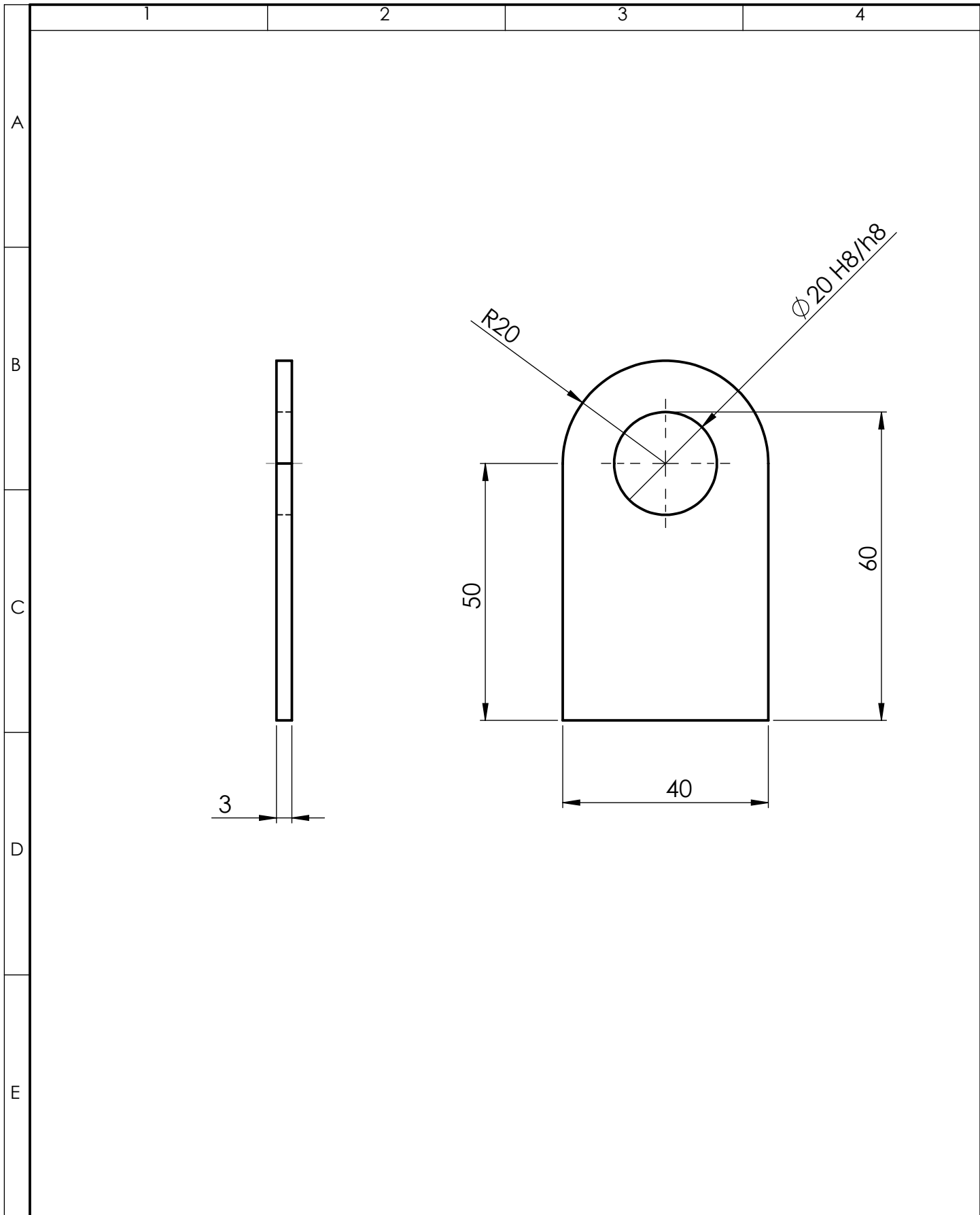
Características técnicas	
Carga máxima	200 [kg]
Fluido de trabajo	Aire comprimido
Presión de trabajo	8 [bar]
Potencia Compresor	3 [HP]
Depósito Compresor	150 [l]
Voltaje	110 [V]
Altura máxima	1000 [mm]
Altura mínima	200 [mm]
Dimensiones	1500x1000 [mm]
Diámetro de la manguera	7 [mm]
Peso	200.65 [kg]

No. de pieza	Denominación	No. de norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del modelo/semiproducto	Peso (kg)	Observaciones
6	Soporte cilindro		Varios	1		7.34	
5	Cilindro neumático	ISO 15552		1	125x300mm	4.00	
4	Base inferior		Varios	1		116.3	
3	Pasador principal		Varios	2		0.43	
2	Brazo de la tijera		Varios	4		7.41	
1	Base superior		Varios	1		65.17	

Tolerancia: ±1		Peso: 200.65 kg		Material: Varios	
Fecha: 03/10/2016		Nombre: Alex Cerón		Título: PLATAFORMA NEUMÁTICA MÓVIL	
Dibujo: 03/10/2016		Revisó: Ing. Castro C.		ESCALA: 1:20	
Aprobó: 03/10/2016		Ing. Castro C.		Registro:	
Edición		Modificación		Fecha	
Nombre		U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina 1 de 15	
Sustitución				Registro:	

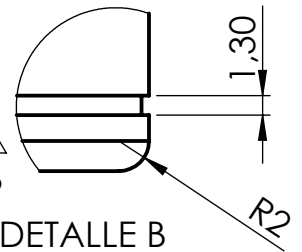
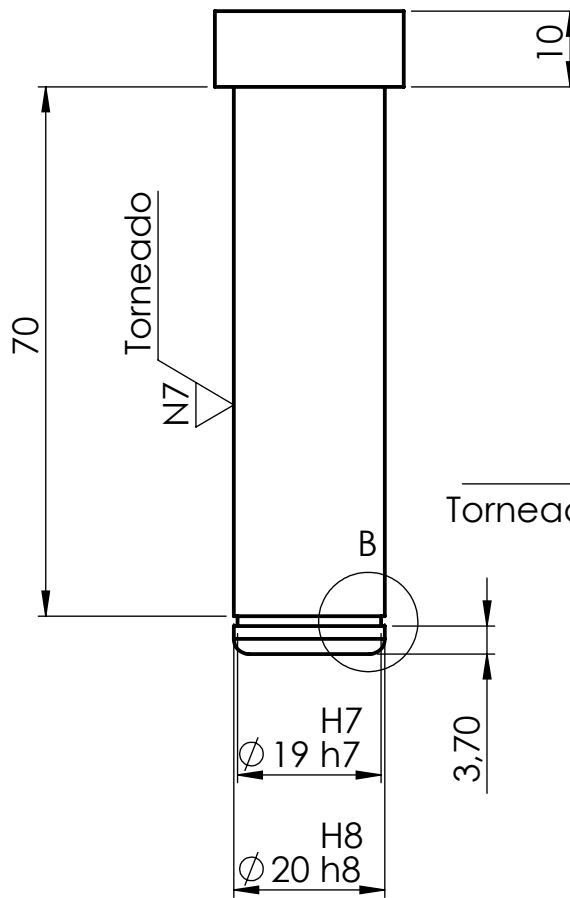
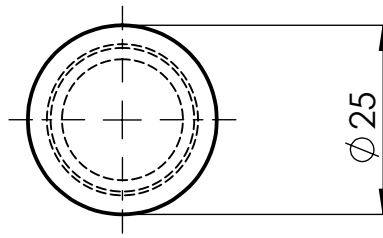


				Tolerancia: ± 1	Peso: 38.81 kg	Material: ASTM A500	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón	ESTRUCTURA SUPERIOR	1:10
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 3 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

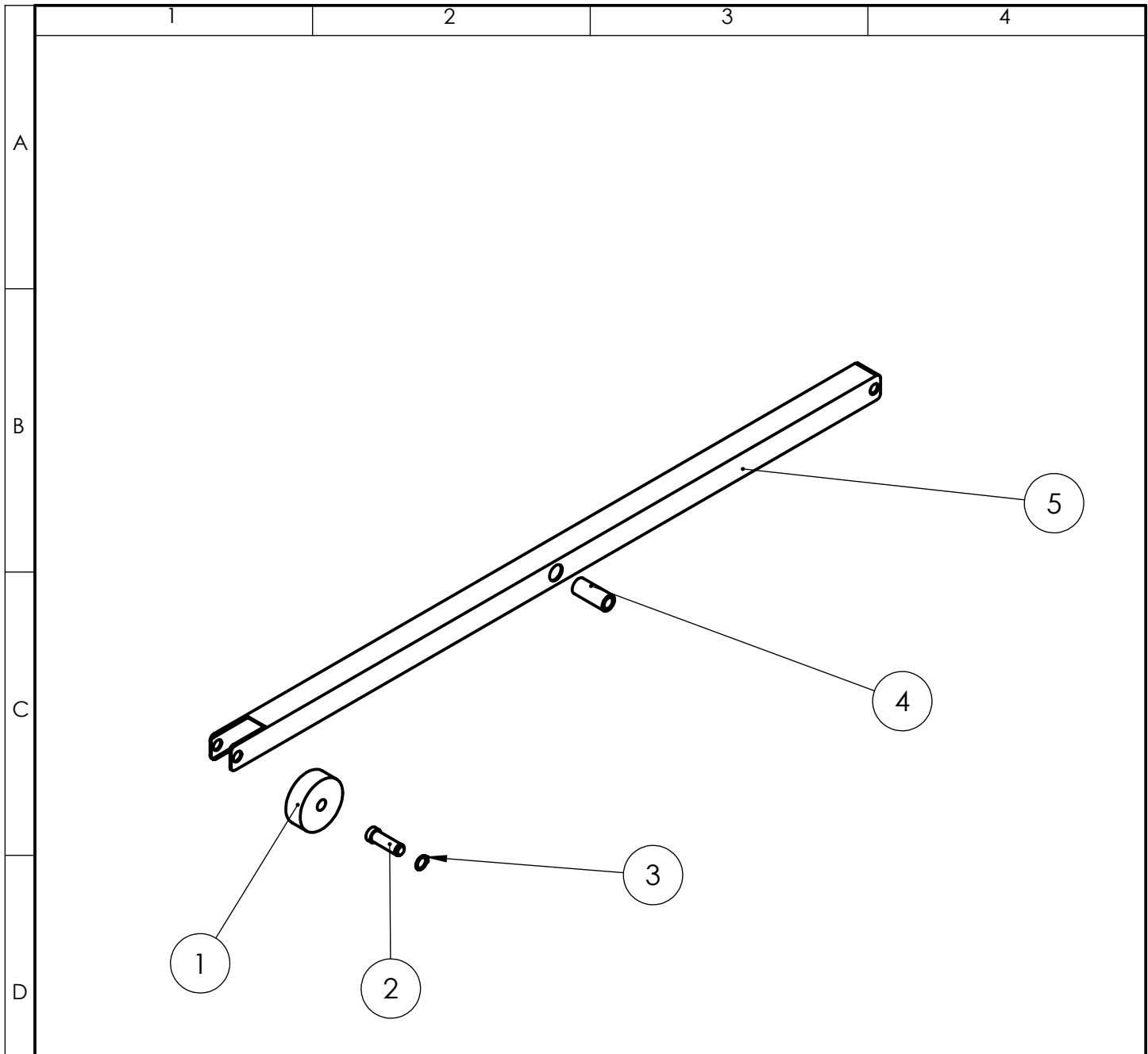


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	0.54 Kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título:	
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón	MÉMSULA DE LOS EXTREMOS	
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina:	Registro:
						4 de 15	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

N7



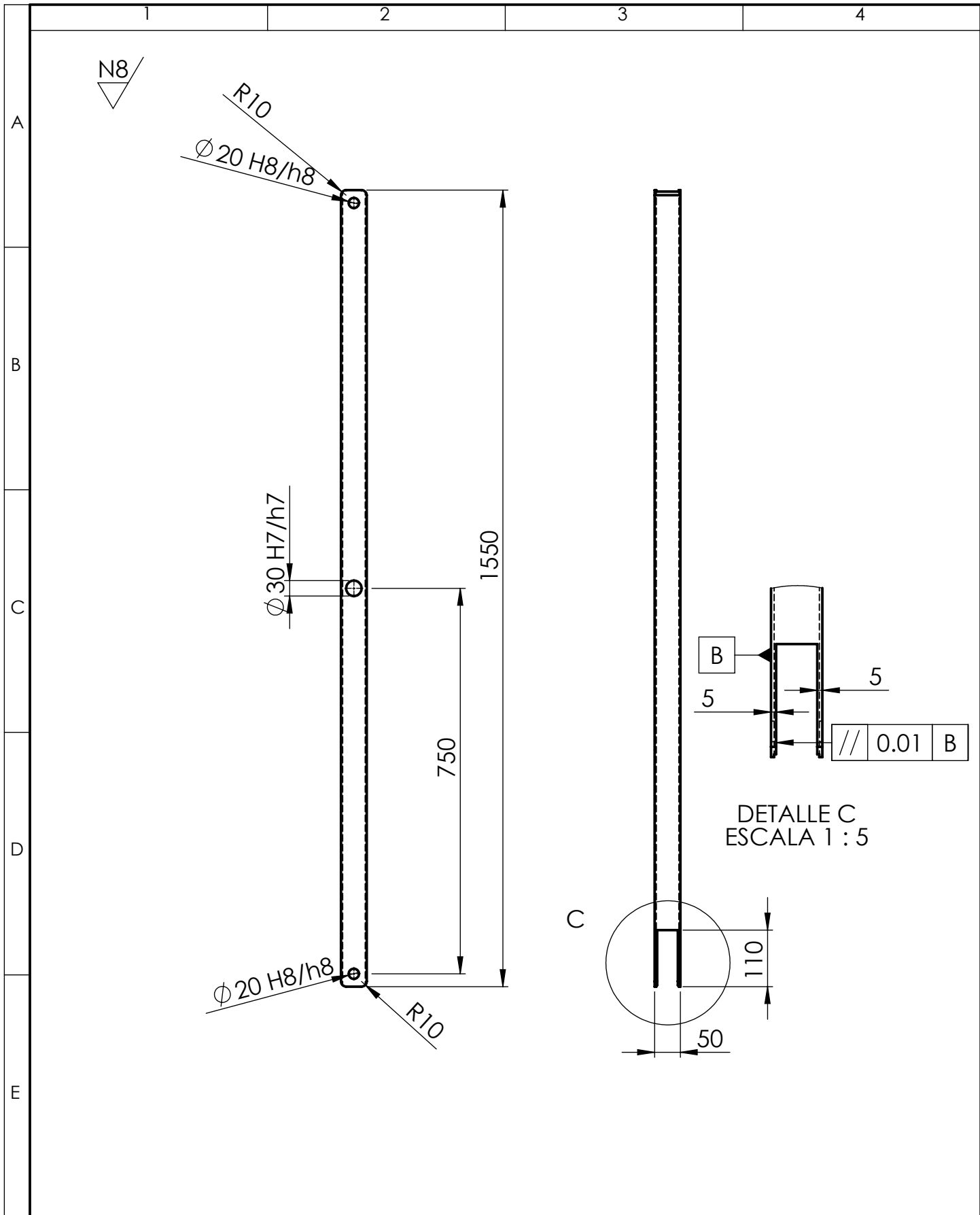
				Tolerancia: ± 1	Peso: 0.22 kg	Material: ASTM A500	
				Fecha	Nombre	Título: PASADOR DE LOS EXTREMOS	Escala: 1:1
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	N. Lámina: 5 de 15	Registro:
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



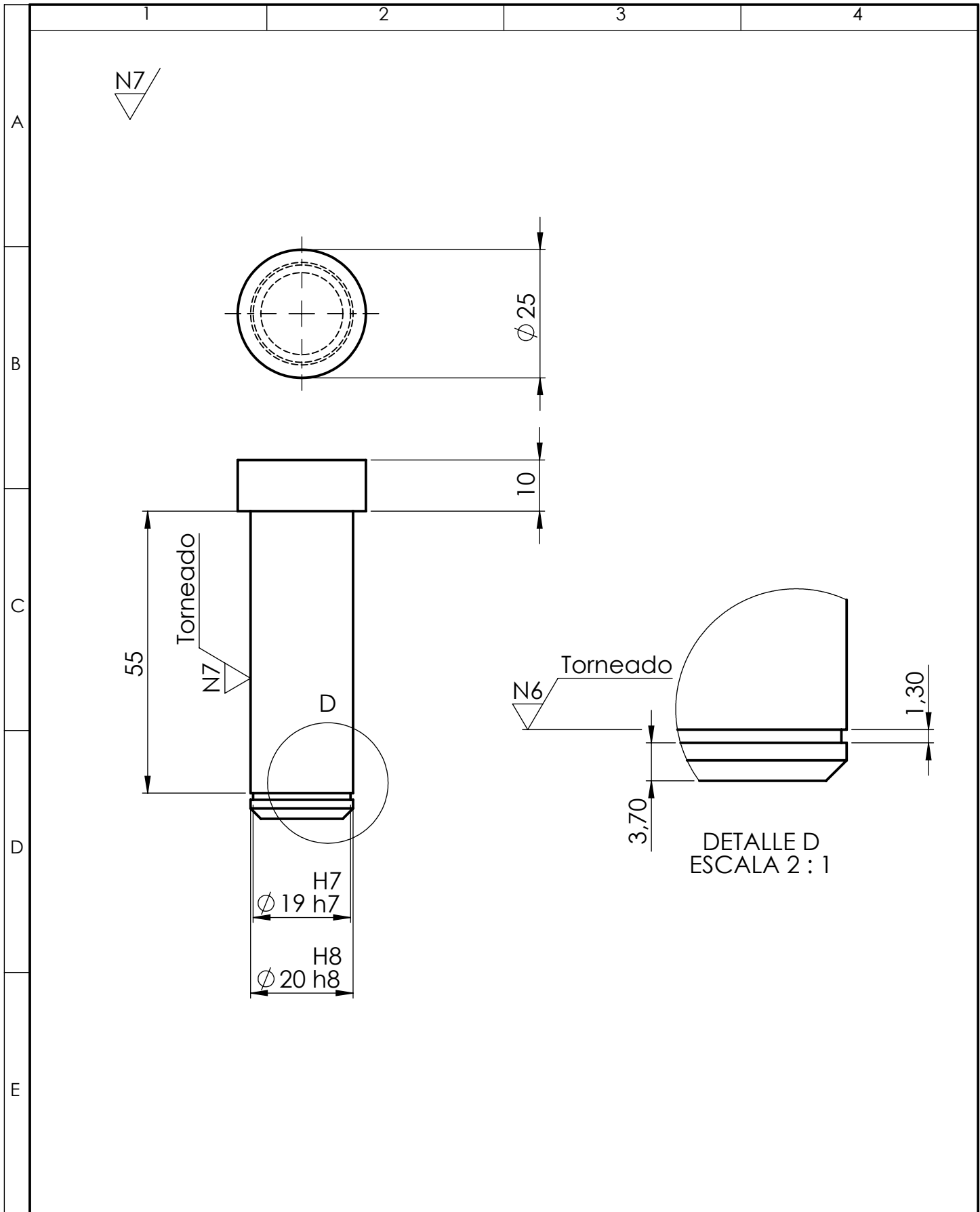
A
B
C
D
E

No. de orden	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Rueda		
1	2	Pasador de la rueda		
1	3	Anillo de retención	DIN 471	
1	4	Bocín	SAE 64	
1	5	Brazo		

				Tolerancia: ± 1	Peso: 7,41 kg	Material: Varios	
				Fecha	Nombre	Título: BRAZO DE LA TIJERA	Escala: 1:20
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 6 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

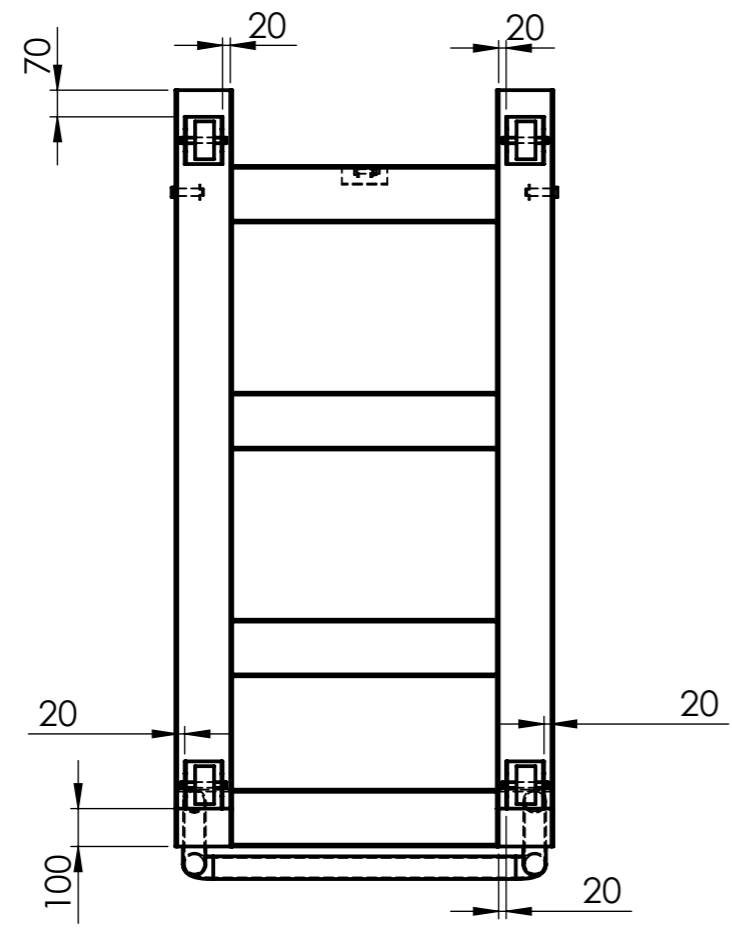
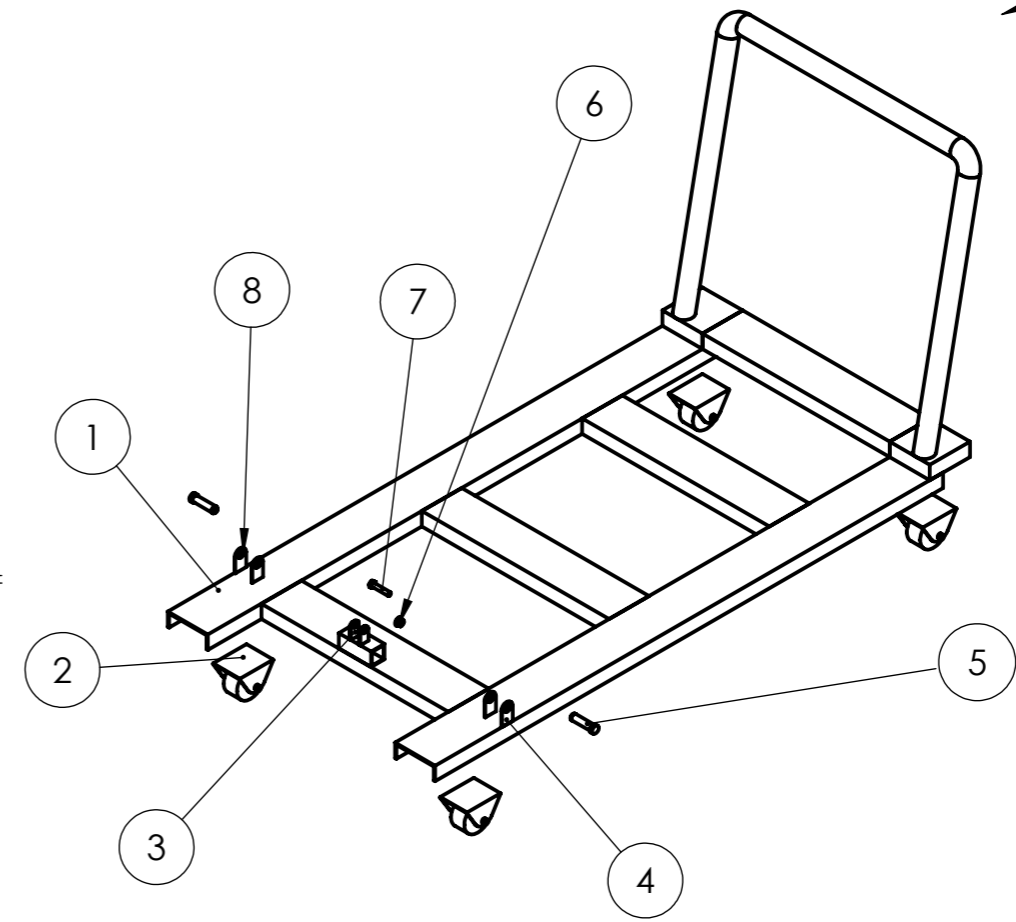
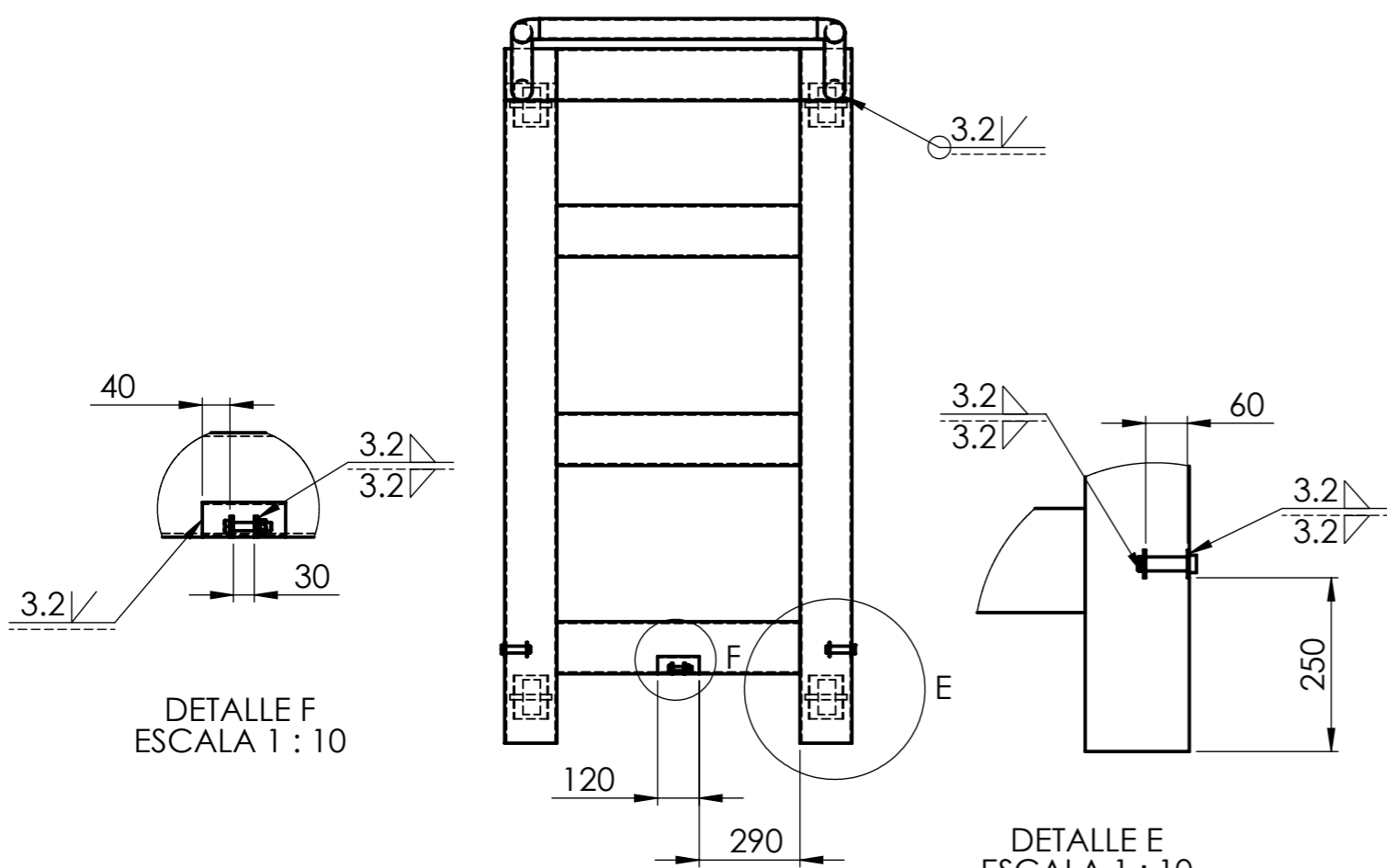


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	6,57 kg	ASTM A500	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	BRAZO DE LA TIJERA	1:10
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
						Sustitución:	



				Tolerancia: ± 1	Peso: 0.18 kg	Material: ASTM A500	
						Título: PASADOR DE LA RUEDA	Escala: 1:1
				Fecha	Nombre		
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 8 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

Para todas las uniones 3.2/ SMAW E7018



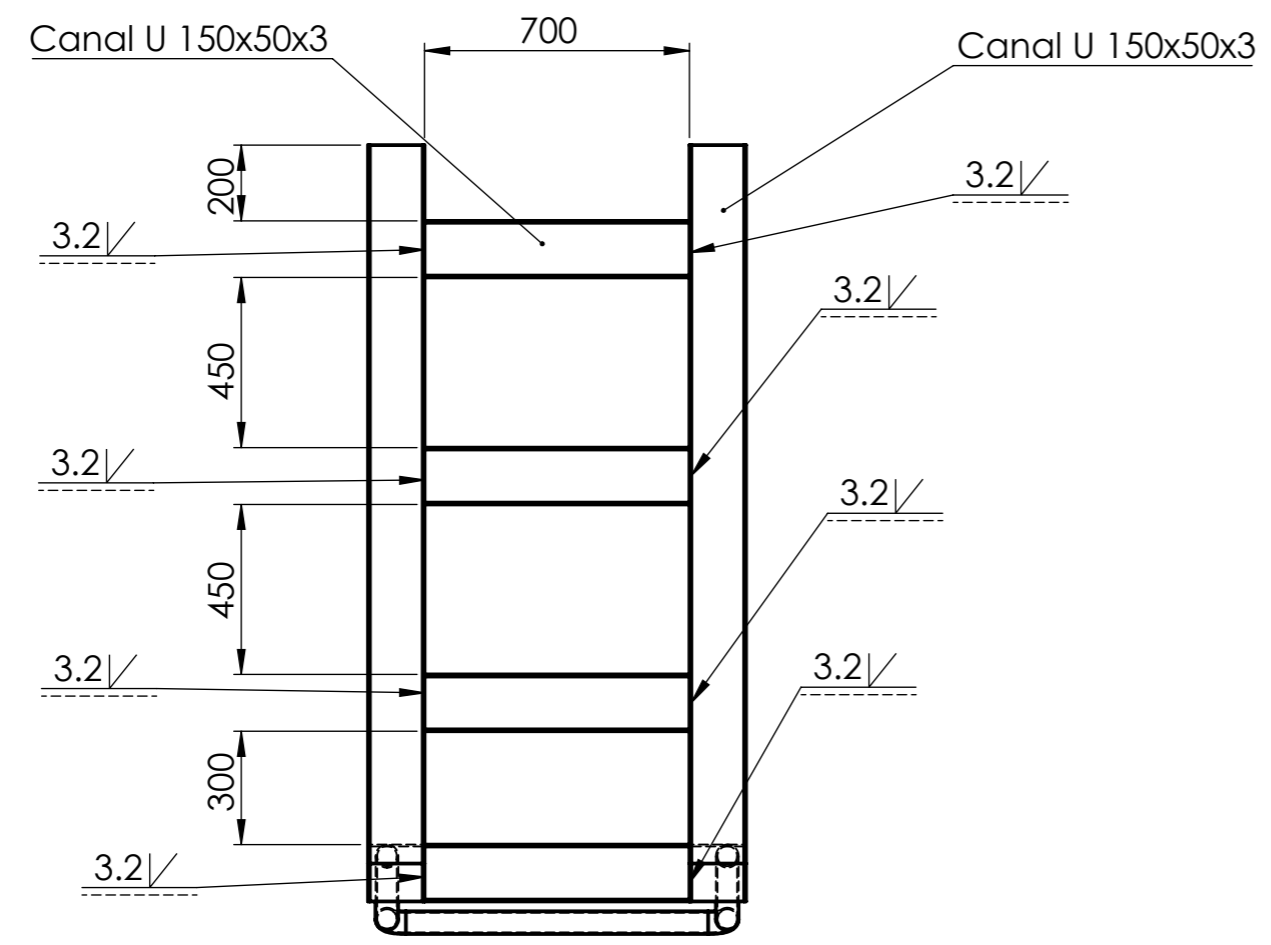
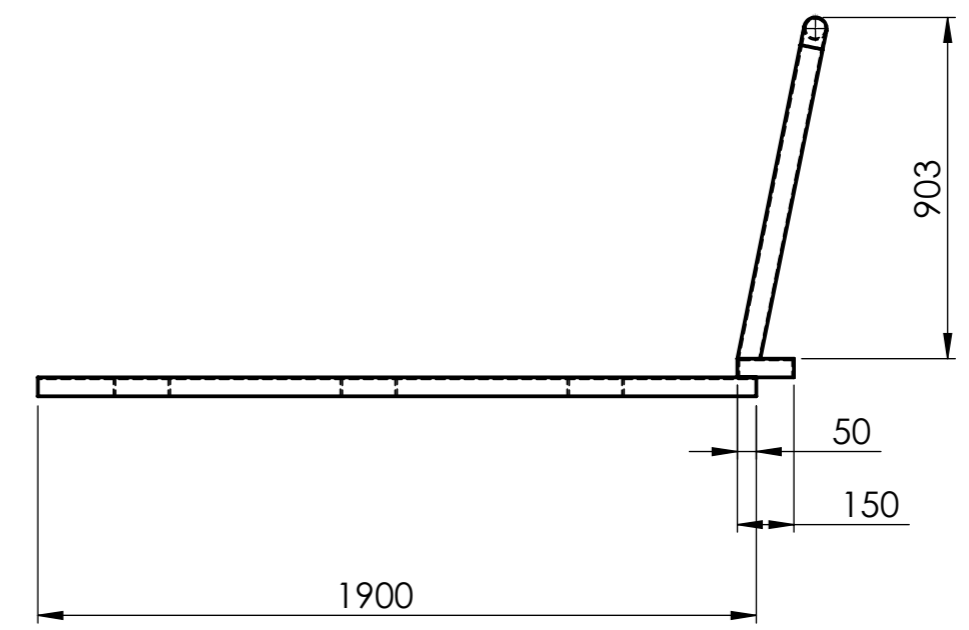
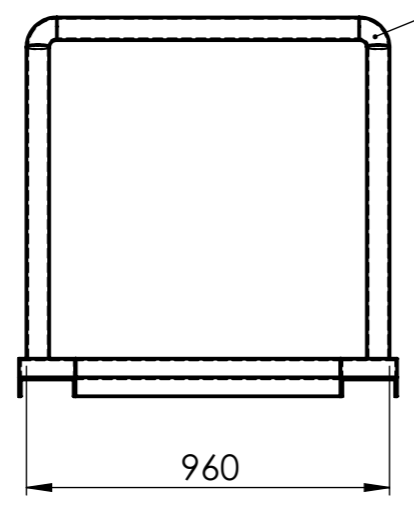
8	Anillo de retención	DIN 471		2			20 mm
7	Perno			1	ANSI Inglés		M12x60
6	Tuerca			1	ANSI Inglés		M12
5	Pasador de los extremos	ISO 125x300	ASTM A500	2		0.227	
4	Ménsula de los extremos		ASTM A36	4		0.054	
3	Ménsula del cilindro		ASTM A36			0.052	
2	Garrucha		Varios	4			
1	Base inferior		Varios	1		105	
No. de pieza	Denominación	No. de norma/Dibujo	Material		No. del modelo/semiproducto	Peso (kg)	Observaciones

Tolerancia: ±1		Peso: 112.83 Kg		Material: Varios									
Fecha: 03/10/2016		Nombre: Alex Cerón		Título: BASE INFERIOR									
Revisó: 03/10/2016		Ing. Castro C.		ESCALA: 1:20									
Aprobó: 03/10/2016		Ing. Castro C.		Registro:									
Edición		Modificación		Fecha		Nombre		U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina 9 de 15		Sustitución	

A
B
C
D
E

Para todas las uniones $3.2 \sqrt{\text{SMAW}} \leftarrow \text{E7018}$

Tubo cédula 30 ϕ 51mm



				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	105.27 kg	ASTM A36		
					Fecha:	Nombre:	Título:	ESCALA:
				Dibujo:	03/10/2016	Alex Cerón	ESTRUCTURA INFERIOR	1:20
				Revisó:	03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó:	03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina	10 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución		

N8

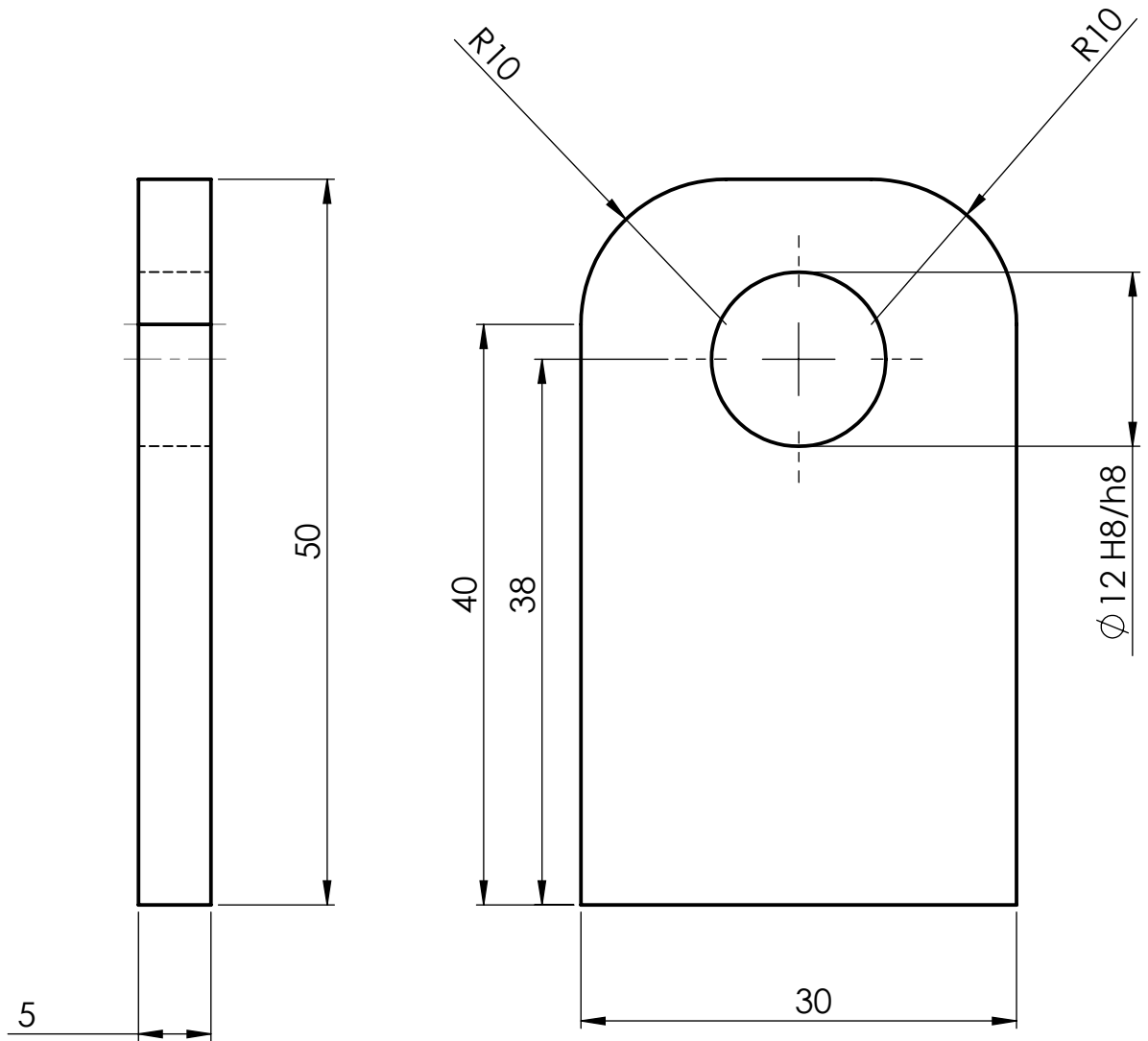
A

B

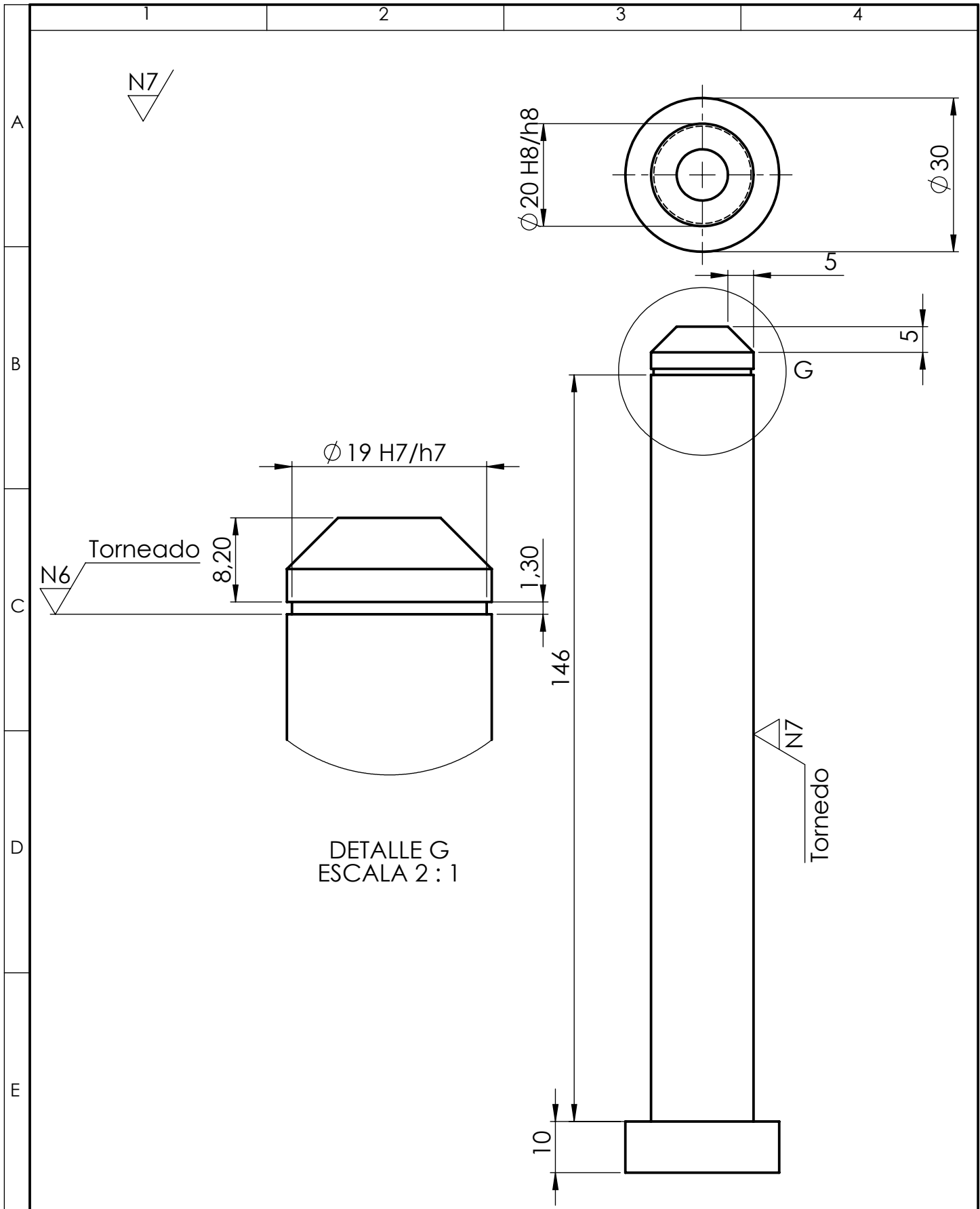
C

D

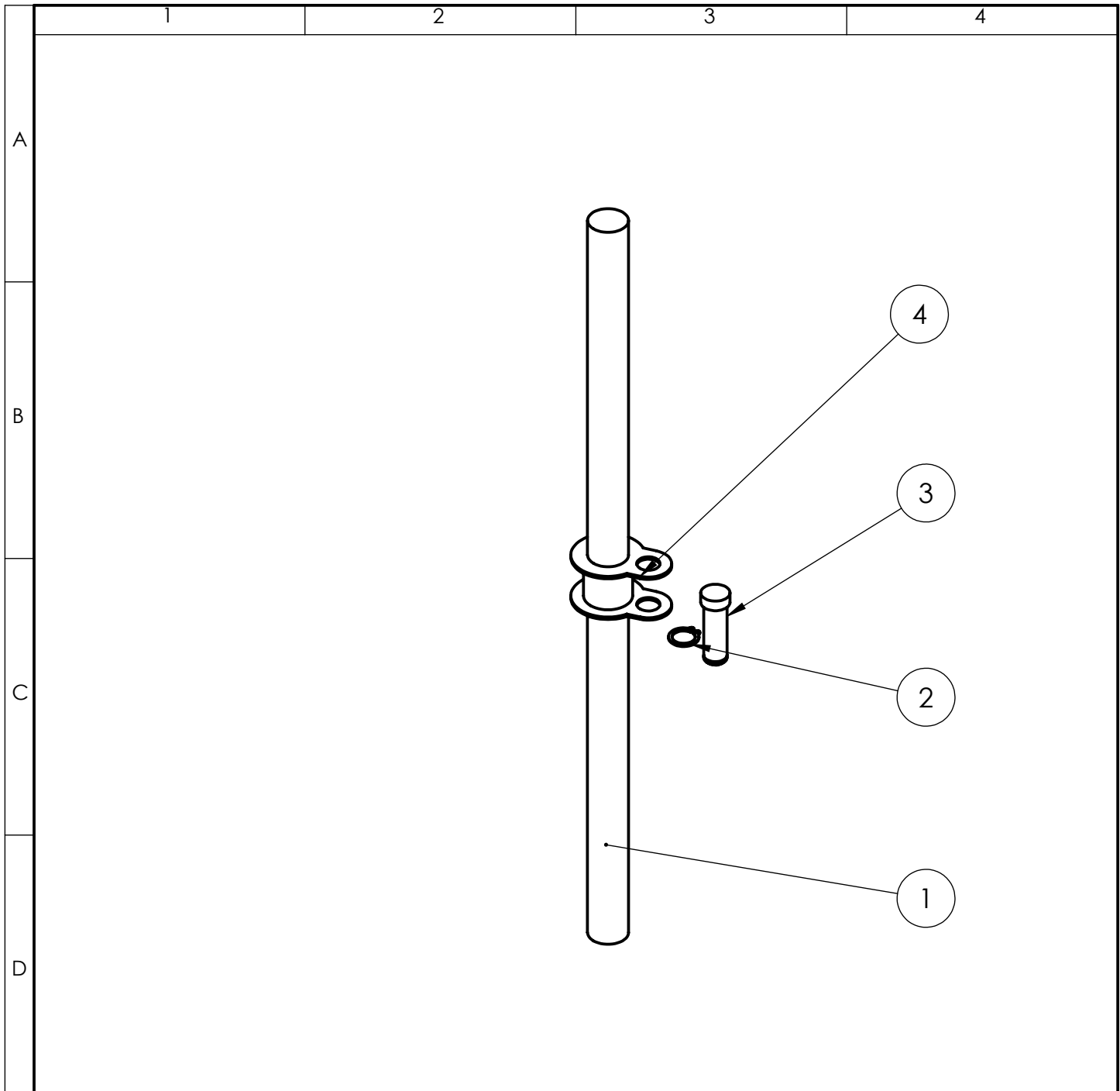
E



				Tolerancia: ± 1	Peso: 0.62 kg	Material: ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título: MÉNSULA DEL CILINDRO	Escala: 2:1
				Dibujó: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 11 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



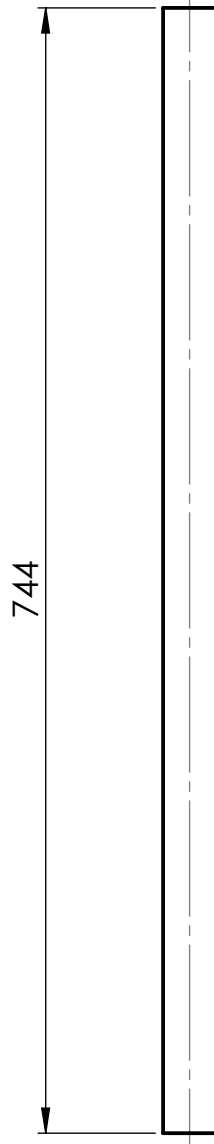
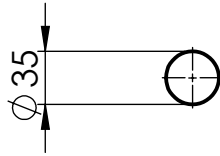
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	0.43 kg	ASTM A500	
				Fecha	Nombre	Título:	
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón	PASADOR CENTRAL	
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	Escala:	
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	1:1	
				U.T.A.		N. Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		12 de 15	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



No. de orden	No. de piezas	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Eje soporta cilindro		
1	2	Anillo de retención	DIN 471	
1	3	Pasador de la rueda		
1	4	Ménsula del eje		

				Tolerancia: ± 1	Peso: 7.34 kg	Material: Varios	
				Fecha	Nombre	Título: SOPORTE CILINDRO	Escala: 1:5
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	N. Lámina: 13 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	

N7



A
B
C
D
E

				Tolerancia: ± 1	Peso: 6,91 kg	Material: ASTM 4340	
						Título: EJE SOPORTA EL CILINDRO	Escala: 1:5
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 14 de 15	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

N7

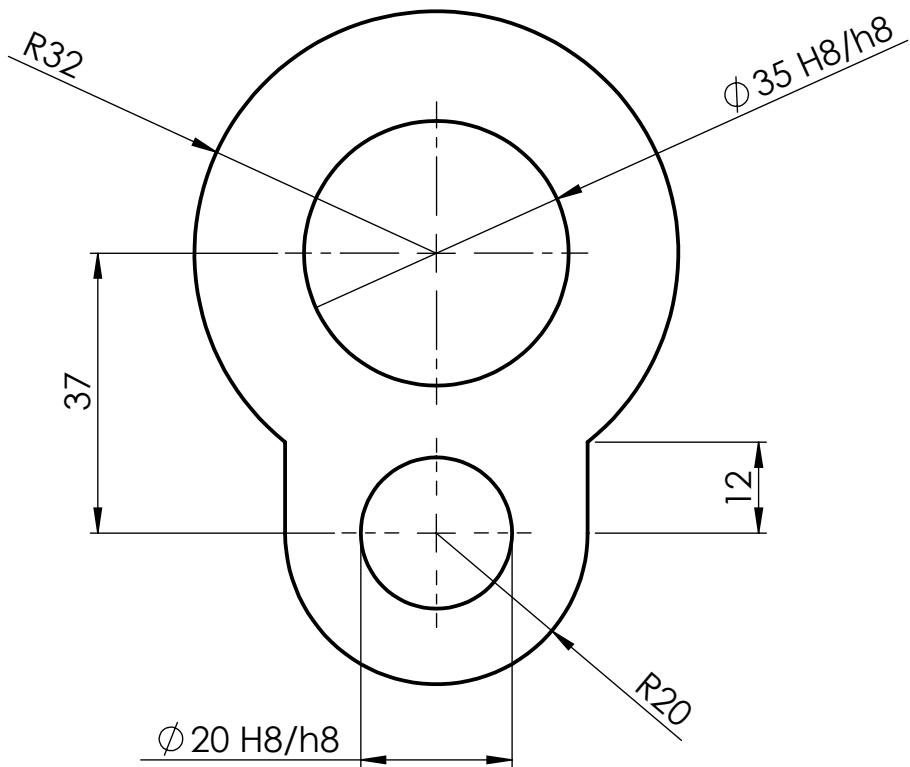
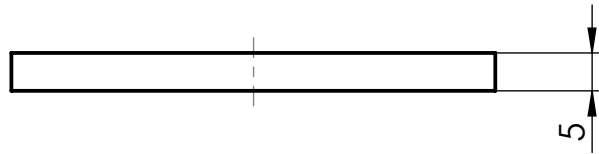
A

B

C

D

E



				Tolerancia: ± 1	Peso: 0.38 Kg	Material: ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título: MÉNSULA DEL EJE	Escala: 1:1
				Dibujo: 03/10/2016	Alex Cerón		
				Revisó: 03/10/2016	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 03/10/2016	Ing. Castro C.	N. Lámina: 15 de 15	Registro:
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				