

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA: “DISEÑO DE UN NIVELADOR DE ANDÉN HIDRÁULICO PARA
MUELLE EMPOTRADO CON CAPACIDAD DE CARGA DE 11000 kg”.

AUTOR:
ESTEBAN ENRIQUE IZA LLUMIQUINGA

DIRECTOR:
ING.CARLOS MALDONADO

QUITO, ENERO 2011.

Certifico que la presente tesis ha sido realizada en forma total por el señor: Esteban Enrique Iza LLumiyinga.

Ing. Carlos Maldonado.

DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, quien me ha dado como regalo la vida y salud para cumplir la primera parte de mi sueño.

A mis padres Rocío y Enrique, que con esfuerzo diario me supieron guiar y dar apoyo para seguir adelante.

También a Myri y Estefania, gracias por apoyarme con su voz de aliento durante el desarrollo de este trabajo.

A nuestros Ingenieros que con sus conocimientos inculcados a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica nos ayudaron a fortalecer nuestros conocimientos para lograr cumplir nuestro objetivo propuesto.

Simbología.

Pt	Peso total.
Pd	Carga de diseño.
L	Longitud.
R	Reacciones.
V	Fuerza cortante.
$M \text{ máx.}$	Momento máximo.
a	Longitud respecto a cada apoyo.
Sy	Esfuerzo de fluencia.
Fs	Factor de seguridad.
$[\sigma \text{ máx.}]$	Esfuerzo normal máximo admisible.
S	Módulo de sección.
I	Inercia.
C	Centroide.
b	Base.
h	Altura.
E	Módulo de elasticidad.
σ	Esfuerzo normal calculado.
$\Delta \text{ máx.}$	Deflexión máxima.
$[\tau \text{ máx.}]$	Esfuerzo máximo admisible en corte.
τ	Esfuerzo cortante calculado.
A	Área.
\emptyset	Diámetro.
t	Espesor del buje.
di	Diámetro interior.
de	Diámetro exterior.
K	Factor de apoyo.
r	Radio de giro mínimo.
C_c	Factor de pandeo.
Fa	Esfuerzo admisible a compresión.
Fb	Esfuerzo admisible a flexión.

f_a	Esfuerzo real a compresión.
f_b	Esfuerzo real a flexión.
P_{cr}	Carga critica.
e	Espesor del perfil.
F	Fuerza de diseño.
F_x	Fuerza de diseño respecto al eje X.
F_y	Fuerza de diseño respecto al eje Y.
$[F_v]$	Esfuerzo permisible en corte para pernos.
F_1	Fuerza de diseño en el cilindro de la plataforma.
F_2	Fuerza de diseño en el cilindro del labio.
F_{H1}	Fuerza horizontal respecto al eje X, en el cilindro.
F_{Y1}	Fuerza vertical respecto al eje Y, en el cilindro.
P_1	Presión en el cilindro de la plataforma.
P_2	Presión en el cilindro del labio.
Q	Caudal.
t	Tiempo.
V	Velocidad.
μ	Viscosidad cinemática.
NR	Número de Reynolds.
f	Coefficiente de rozamiento.
ΔP	Caída de presión.
V_c	Velocidad de corte.
δ	Densidad.

Planteamiento del problema:

Ubicada en el Valle de los Chillos se encuentra la empresa de cosméticos AVON.

La llegada semanal de 12 contenedores de 40 pies, provenientes de Tulcán y Huaquillas con 22 pallets cada uno y su pronta descarga y carga genera inconvenientes.

La diferencia de altura entre el muelle sólido de cemento de la empresa y la plataforma trasera del contenedor, hace que se tenga que ingeniar métodos para compensar dicha altura como: colocar adoquines y tablas, generando condiciones de trabajo riesgosas para el personal que opera el montacarga de gasolina, como los que se encuentran cerca ya que su paso genera desperdicios de astillas que salen a una velocidad y altura considerable, como también daños en los neumáticos delanteros y traseros por la incrustación de las mismas.

La diferencia de altura promedio estimado es de aproximadamente 10 cm sobre y bajo el nivel de la plataforma sólida de cemento que es lo que se tendrá que corregir.

Justificación:

El diseño de un nivelador de andén Hidráulico para muelle empotrado con capacidad de carga para 11000 kg dará solución a este inconveniente descrito anteriormente.

Al eliminar la diferencia de altura entre las superficies de cargas de los diferentes camiones y el muelle de descarga se podrá introducir o sacar mercadería con un solo movimiento horizontal de forma segura, evitando daños y mejorando los tiempos de operación diaria en la logística del almacén.

La seguridad en la manipulación de cualquier máquina es importante, para esta rampa diseñada se plantea un manual de operación y normas de seguridad industrial, cuyo objetivo primordial es precautelar la integridad del operario al momento de trabajar con este equipo.

El beneficio de este equipo a diseñar y su futura implementación permite optimizar los recursos como son: mano de obra, consumo de combustible de un montacargas, tiempo de despacho y disminución de riesgos laborales como técnicos de los equipos.

Objetivo general:

Diseñar un nivelador de andén hidráulico para muelle empotrado con capacidad de carga de 11000 kg para facilitar el trabajo de carga y descarga.

Objetivos específicos:

- Diseñar y seleccionar los diferentes elementos mecánicos tomando en cuenta los materiales existentes en el mercado, sus propiedades mecánicas, y el costo de los mismos
- Analizar el funcionamiento de equipos similares disponibles en el mercado, con la finalidad de tener una referencia para el diseño del nivelador.
- Realizar planos mecánicos, hidráulicos y eléctricos del sistema de funcionamiento.
- Analizar el costo – beneficio del presente proyecto.

Alcance:

- El diseño de este equipo permitirá un peso de hasta 107.8 KN.
- Este diseño no incluye estudios sobre la obra civil requeridos en el empotramiento del mismo en el muelle de cemento.
- Su diseño se lo realizara de acuerdo al espacio físico de la empresa Avon.
- Desarrollo de un manual de operación básica y mantenimiento, para garantizar el correcto funcionamiento del equipo.
- Desarrollo de planos de conjunto y despiece de los elementos mecánicos del nivelador propuesto.

Hipótesis general

La futura implementación lograra mayor facilidad y seguridad en maniobras de movimientos en la carga y descarga horizontal de mercadería logrando mejorar las operaciones en el almacén.

Disminuir el tiempo al momento de preparar las condiciones ideales de circulación de 3 minutos a 30 segundos.

Metodología.

Investigación básica.

La finalidad radica en formular nuevas teorías o modificar las existentes, en incrementar los conocimientos científicos o filosóficos, pero sin contrastarlos con ningún conocimiento práctico.¹

Aplicación de la investigación básica.

Para el diseño de este andén se utilizara la Investigación Básica ya que mediante el uso de principios, leyes del Diseño y conocimientos adquiridos se va a diseñar los diferentes elementos que lo conforman.

Investigación documental.

La investigación documental se caracteriza por el empleo predominante de registros gráficos y sonoros como fuentes de información. Generalmente se le identifica con el manejo de mensajes registrados en la forma de manuscritos e impresos, por lo que se le asocia normalmente con la investigación archivística y bibliográfica. El concepto de documento, sin embargo, es más amplio. Cubre, por ejemplo: películas, diapositivas, planos y discos.²

¹ASTIVERA, Armando, Metodología de la Investigación, Edit. Kapelusz, 5ta Edición, Buenos Aires, 1973.

²VARGAS, Alfonso, Investigación y Metodología del Trabajo Académico, 2002.Pág.88

Aplicación de la investigación documental.

Se buscare toda la información necesaria para dar solución al diseño apoyándonos en la investigación documental, ya que acudiremos a libros, folletos, manuales, catálogos, videos, que nos ayuden a encontrar las soluciones específicas de cada problema.

Investigación de campo.

La investigación de campo es aquella en que el mismo objeto de estudio sirve como fuente de información para el investigador. Consiste en la observación, directa y en vivo, de cosas, comportamiento de personas, circunstancia en que ocurren ciertos hechos; por ese motivo la naturaleza de las fuentes determina la manera de obtener los datos.

Las técnicas usualmente utilizadas en el trabajo de campo para el acopio de material son: la encuesta, la entrevista, la grabación, la filmación, la fotografía, etc.; de acuerdo con el tipo de trabajo que se está realizando, puede emplearse una de estas técnicas o varias al mismo tiempo. La de campo o investigación directa es la que se efectúa en el lugar y tiempo en que ocurren los fenómenos que son objeto de estudio.³

Aplicación de la investigación de campo.

Se acudirá a los muelles que actualmente se tiene en productos AVON para obtener información real del espacio físico, así como dimensiones promedio del alto, ancho de los contenedores. De igual manera toma de pesos de: montacarga y pallet juntos.

En este caso se aplicara la investigación de campo, ya que realizaremos una observación directa y en vivo del proceso de carga y descarga para obtener toda la información necesaria que nos permite aproximarnos a una base practica de pesos, dimensiones y requerimientos, con el fin de aumentar el grado de familiaridad y contribuir con ideas.

³ <http://www.tgrajales.net/investipos.pdf>

Abstracto.

La carga y descarga de productos es una operación diaria y vital en la logística de todas las industrias. El traslado de productos representa significativos costos en los presupuestos de la empresa y siempre se manejan alternativas para mejorar los procesos, reduciendo el tiempo al mínimo. Esta alternativa debe ser segura para el operario, el producto, y la maquinaria que se utiliza para su movilización.

El presente proyecto de tesis, tiene como objetivo principal diseñar un nivelador de andén hidráulico empotrado con capacidad de 11000 kg en forma íntegra, confiable, que proporcione seguridad en la gestión de movilización de mercadería desde un muelle de descarga hacia un contenedor con altura diferente; con el fin de eliminar tiempos altos en la carga y/o descarga, y utilización de equipo no contaminante. Para conseguir este objetivo se ha desarrollado este proyecto en cuatro capítulos, en los cuales se profundiza los aspectos más relevantes con respecto al diseño.

El primer capítulo presenta los antecedentes generales, sobre las diferentes formas de comunicar dos planos con diferente altura, procedimiento de carga y descarga, el problema fundamental y la necesidad de diseñar este proyecto. Además se analizan las bases y especificaciones que tendrá este nivelador dentro del espacio físico de la bodega.

Para la elección de la alternativa más adecuada se realizó una matriz de decisión, tomando en cuenta: inversión, capacidad de carga, mantenimiento, facilidad de operación, y versatilidad, con respecto a equipos similares que podrían realizarse para este trabajo, y definir el funcionamiento del equipo.

El segundo capítulo presenta teoría de resistencia de materiales, componentes de un sistema hidráulico. Para el diseño de los diferentes elementos se ha tomado en cuenta criterios de materiales adecuados para trabajos que debe cumplir el andén, al igual que las dimensiones de todas ellas y de esta manera garantizar un correcto funcionamiento.

El andén consta de seis partes importantes en su estructura: base principal, columnas, plataforma, labio, bisagras, sistema hidráulico. Las partes están destinadas a soportar hasta 11000 kg.

El estudio realizado en el presente documento está basado en normas para el diseño de Ingeniería Mecánica como son las AISC, ASTM, INEN.

En el capítulo tres, se hace un estudio de análisis de costos en base a los valores actuales en el mercado, tomando en cuenta costo de: materiales, maquinado, mano de obra; obteniendo un precio final.

En el capítulo cuatro, se realiza un instructivo de operación y mantenimiento de la máquina diseñada.

El instructivo de operación consta de gráficas en donde se guía de mejor manera su manipulación en cada botón que se presione. Para el mantenimiento de la máquina se ha diseñado una de control con revisiones diarias, mensuales y anuales con el fin de prolongar la vida útil del equipo.

Con la futura implementación se logra optimizar los tiempos en el despacho de mercadería, utilización de equipos eléctricos y manuales en el trabajo, dejando de lado equipos que trabajan con gasolina.

CONTENIDO

Planteamiento del problema.	i
Justificación.	i
Objetivo general.	ii
Objetivos específicos.	ii
Alcance.	ii
Hipótesis general.	iii
Metodología.	iii
Abstracto	v

Capítulo I. ANTECEDENTES GENERALES.

1.1. Rampas.	1
1.1.1 Rampas planas.	1
1.1.2 Rampas helicoidales.	2
1.2. Circulación por rampas de montacargas.	2
1.3. Estabilidad de las cargas.	3
1.4. Procedimiento de carga y descarga de mercadería en el almacén.	4
1.5. Problema en el almacén.	5
1.6. Necesidad del andén.	7
1.7. Bases y especificaciones.	8
1.7.1 Cargas de diseño.	8
1.7.2 Espacio.	13
1.7.3 Dimensiones del contenedor.	14
1.7.4 Ambiente de trabajo.	15
1.8. Alternativas de diseño y selección.	15
1.8.1 Justificación de factor para la selección.	17
1.8.2 Selección de la mejor alternativa.	18
1.8.3 Descripción del modelo propuesto.	19

Capítulo II. DISEÑO DE COMPONENTES DEL ANDÉN HIDRAULICO.

2.1 Resistencia de materiales.	20
2.1.1 Tracción y compresión.	20
2.1.1.1 Formulas ASD en compresión.	21
2.1.2 Flexión.	22
2.1.3 Torsión.	23
2.1.4 Esfuerzos combinados.	24
2.1.5 Soldadura.	25
2.2 Componentes del sistema hidráulico.	26
2.2.1 Bombas hidráulicas.	29
2.2.2 Actuadores lineales (cilindros hidráulicos).	30
2.2.3 Válvulas.	31

2.2.4	Aceite hidráulico.	32
2.3	Criterios para el diseño.	33
2.4	Diseño del modelo propuesto.	35
2.4.1	Distribución del peso en el montacarga.	35
2.4.2	Análisis de la ubicación del montacargas en la rampa niveladora.	35
2.4.2.1	Carga eje delantero entre apoyos.	36
2.4.2.2	Carga eje delantero y trasero entre apoyos.	37
2.4.2.3	Carga eje trasero entre apoyos.	38
2.4.3	Diseño de la plataforma principal.	39
2.4.4	Diseño del piso de la plataforma.	43
2.4.5	Diseño de eje pasador para bisagras trasera y labio.	46
2.4.6	Dimensionamiento del espesor para el buje de la bisagra.	48
2.4.7	Diseño de columnas posteriores.	51
2.4.8	Diseño de viga posterior.	54
2.4.9	Diseño del labio.	57
2.4.9.1	Diseño del labio como una Viga.	57
2.4.9.2	Diseño del labio como una Columna.	60
2.4.10	Cálculo de viga sujeción horquilla delantera.	63
2.4.11	Cálculo de espesor del soporte del cilindro principal.	66
2.4.12	Cálculo de pernos.	66
2.4.12.1	Cálculo de pernos en las columnas.	67
2.4.12.2	Cálculo de pernos en la sujeción delantera.	68
2.4.13	Cálculo de soldadura.	70
2.4.13.1	Soldadura entre porta columna y placa base.	71
2.4.13.2	Soldadura de bisagra posterior hacia la plataforma.	72
2.4.13.3	Soldadura de la plataforma principal.	75
2.4.13.4	Soldadura en viga de sujeción horquilla delantera.	77
2.4.13.5	Soldadura en la bisagra delantera.	79
2.4.14	Selección de cilindro.	81
2.4.14.1	Selección de cilindro de plataforma.	81
2.4.14.2	Desplazamiento del cilindro con el peso de la plataforma.	82
2.4.14.3	Selección de cilindro del labio.	85
2.4.15	Cálculo de la bomba hidráulica.	87
2.4.15.1	Cálculo de pérdida de presión en la tubería del cilindro de la plataforma principal.	88
2.4.15.2	Cálculo de pérdida de presión en la tubería del cilindro que une el labio.	92
2.4.15.3	Cálculo de la potencia de la bomba.	97
Capítulo III. ANALISIS FINANCIERO.		
3.1	Costo de materiales.	99
3.1.2	Costo del Sistema Hidráulicos.	101
3.1.3	Costo del Sistema eléctrico.	101

3.1.4	Costos de insumos indirectos.	102
3.1.5	Costo total de materiales.	102
3.2	Costos de maquinado.	103
3.2.1	Tiempos de torno.	103
3.2.1.1	Cálculo de las revoluciones por minuto.	103
3.2.1.2	Cálculo de tiempo total de mecanizado en el torno.	104
3.2.2	Tiempos de fresadora.	105
3.2.2.1	Cálculo de tiempo total de mecanizado en fresadora.	105
3.2.3	Tiempo de Soldadura.	105
3.2.4	Tiempo de Taladro.	106
3.2.5	Costo total de maquinado.	107
3.3	Costo de mano de obra.	107
3.4	Costo Total.	109
3.5	Precio Final.	110
Capítulo IV. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.		
4.1	Instructivo de operación y mantenimiento.	111
4.1.1	Instructivo de operación.	111
4.1.2	Instructivo de mantenimiento.	117
4.1.3	Instructivo de mantenimiento diario.	119
CONCLUSIONES.		121
RECOMENDACIONES.		122
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.		123
ANEXOS.		125

Lista de figuras.

Figura 1.1	Rampa plana.	1
Figura 1.2	Rampa helicoidal.	2
Figura 1.3	Circulación por rampas.	2
Figura 1.4	Posición estática del montacarga.	3
Fotografía 1.1	Mercadería dentro del contenedor.	5
Fotografía 1.2	Diferencia de altura.	6
Fotografía 1.3	Unión incorrecta entre contenedor y muelle.	6
Fotografía 1.4	Proceso de trabajo.	7
Fotografía 1.5	Montacarga Caterpillar modelo GP30NT.	11
Fotografía 1.6	Área de trabajo disponible.	14
Figura 2.1	Componentes básicos de un sistema Hidráulico.	26
Figura 2.2	Transmisión de potencia.	27
Figura 2.3	Transmisión de potencia a través de una tubería.	27
Figura 2.4	Esquema de un cilindro hidráulico.	30
Figura 2.5	Cilindro de doble vástago.	31
Figura 2.6	Cilindro de doble efecto.	31
Figura 2.7	Distribución de las fuerzas en el montacargas.	35
Figura 2.8	Ubicación del eje delantero en la rampa.	36
Figura 2.9	Diagrama de corte y momento en la primera ubicación.	37
Figura 2.10	Ubicación del montacarga en el centro de la rampa.	37
Figura 2.11	Diagrama de corte y momento en la segunda ubicación.	38
Figura 2.12	Ubicación del eje trasero en la rampa.	39
Figura 2.13	Esquema de la plataforma.	39
Figura 2.14	Ubicación de la viga.	39
Figura 2.15	Sección de perfil estructural rectangular.	41
Figura 2.16	Esquema del piso de la plataforma.	43
Figura 2.17	Diagrama de Corte y Momento para el piso de la plataforma.	44
Figura 2.18	Esquema de eje pasador para bisagra y labio.	46
Figura 2.19	Diagrama de cuerpo libre pasador bisagra.	46
Figura 2.20	Esquema de la bisagra.	48
Figura 2.21	Reacciones a soportar en las columnas.	51
Figura 2.22	Sección de un perfil estructural.	52
Figura 2.23	Esquema de la columna a compresión.	52
Figura 2.24	Esquema de la viga posterior.	54
Figura 2.25	Diagrama de Corte y Momento en la viga posterior.	55
Figura 2.26	Sección de perfil L.	56
Figura 2.27	Esquema del labio como una viga.	57
Figura 2.28	Diagrama de Corte y Momento en el labio.	58
Figura 2.29	Esquema del labio a compresión	60
Figura 2.30	Sección transversal del labio.	60

Figura 2.31	Esquema de la viga porta horquilla.	63
Figura 2.32	Diagrama de corte y momento para horquilla delantera.	64
Figura 2.33	Descomposición de fuerzas.	66
Figura 2.34	Fuerzas que actúan sobre el perno.	67
Figura 2.35	Fuerzas que actúan sobre el perno en la sujeción delantera.	69
Figura 2.36	Sección del cordón de soldadura entre porta columna y la base.	71
Figura 2.37	Fuerza actuante en bisagra.	72
Figura 2.38	Unión entre la viga y el tol antideslizante.	75
Figura 2.39	Viga de unión soldada.	77
Figura 2.40	Unión entre buje de bisagra con el labio.	80
Figura 2.41	Angulo de inclinación del cilindro.	82
Figura 2.42	Elevación máxima del cilindro con la plataforma.	82
Figura 2.43	Factor de anclaje de cilindro.	83
Figura 2.44	Desplazamiento máximo del cilindro de labio.	86
Figura 4.1	Esquema de la fosa.	111
Figura 4.2	Esquema del panel de control.	112

Lista de tablas.

Tabla 1.1	Capacidad de carga-Distancia al c.d.g	4
Tabla 1.2	Tiempos utilizados en la descarga.	8
Tabla 1.3	Características del Montacargas.	10
Tabla 1.4	Peso promedio de una persona.	11
Tabla 1.5	Peso promedio de la plataforma.	12
Tabla 1.6	Cargas vivas.	12
Tabla 1.7	Cargas muertas.	12
Tabla 1.8	Peso total de trabajo.	13
Tabla 1.9	Dimensiones de plataforma y contenedor.	14
Tabla 1.10	Ambiente de trabajo.	15
Tabla 1.11	Alternativas de selección.	16
Tabla 1.12	Selección de la mejor alternativa.	18
Tabla 2.1	Parámetros funcionales.	34
Tabla 2.2	Datos para cálculo con el eje delantero.	36
Tabla 2.3	Resultados de las fuerzas actuantes en los apoyos.	36
Tabla 2.4	Datos para cálculo con el eje delantero y trasero.	37
Tabla 2.5	Resultados de las fuerzas actuantes en los apoyos.	38
Tabla 2.6	Propiedades de la sección de la viga.	42
Tabla 2.7	Datos para el cálculo del esfuerzo y deflexión.	42
Tabla 2.8	Resultados de esfuerzo y deflexión.	43
Tabla 2.9	Resultados de las fuerzas actuantes en el piso de la plataforma.	44
Tabla 2.10	Resultados de las fuerzas actuantes en el pasador.	46
Tabla 2.11	Resultados de las fuerzas actuantes en la columna.	51
Tabla 2.12	Especificaciones del perfil 100 x 50 x 3mm.	52
Tabla 2.13	Resultados de las fuerzas actuantes en la viga posterior.	55
Tabla 2.14	Especificaciones del perfil L 125x125x8	56
Tabla 2.15	Resultados de las fuerzas actuantes en el labio.	58
Tabla 2.16	Resultado de Inercias y Área.	61
Tabla 2.17	Resultados de las fuerzas actuantes en la viga porta horquilla.	64
Tabla 2.18	Especificaciones del perfil cuadrado 100 x 100 x 3 mm.	65
Tabla 2.19	Selección de manguera de alta presión para el cilindro principal.	89
Tabla 2.20	Selección de manguera de alta presión para el labio.	94
Tabla 2.21	Selección del motor y bomba.	98
Tabla 3.1.1	Materiales Normalizados (A).	100
Tabla 3.1.2	Sistema Hidráulico (B).	101
Tabla 3.1.3	Sistema Eléctrico (C).	101
Tabla 3.1.4	Insumos Indirectos (D).	102
Tabla 3.1.5	Costo total de materiales (E).	102
Tabla 3.2.1	Maquinado en torno (F)	104
Tabla 3.2.2	Maquinado en Fresadora (G).	105
Tabla 3.2.3	Proceso de soldadura (H)	106

Tabla 3.2.4	Proceso de taladro (I)	106
Tabla 3.2.5	Costo total de maquinado (J).	107
Tabla 3.3.1	Tabla de Remuneraciones Salariales (K)	107
Tabla 3.3.2	Tabla de Décimo tercero, Décimo cuarto sueldo, Vacaciones(L)	108
Tabla 3.3.3	Tabla de hora hombre (M)	108
Tabla 3.3.4	Tiempos con salarios (N)	108
Tabla 3.4.1	Costo Total (O).	109
Tabla 3.4.2	Precio final.	110
Tabla 4.1	Medidas necesarias de la fosa.	112

Lista de Anexos.

- Anexo 1. Catálogo de montacarga.
- Anexo 2. Propiedades mecánicas de Aceros.
- Anexo 3. Propiedades mecánicas de perfiles estructurales.
- Anexo 4. Tabla de vigas y columnas.
- Anexo 5. Tablas de propiedades de pernos y soldadura.
- Anexo 6. Catálogos del sistema hidráulico.
- Anexo 7. Cotizaciones de materiales.
- Anexo 8. Tabla de remuneraciones salariales.
- Anexo 9. Seguridad industrial.
- Anexo 10. Planos.

CAPITULO I

ANTECEDENTES GENERALES

1.1 Rampas.

Una rampa es un elemento arquitectónico que tiene la función de comunicar o cercar parcialmente dos planos de distinta altura, de modo que éstos posean una relativa diferencia de altitud en determinado espacio.

En general, este tipo de rampas sirven para subir o bajar cargas disminuyendo los esfuerzos.

En geometría descriptiva las rampas pueden clasificarse en dos tipos: ⁴

- Rampas planas
- Rampas helicoidales

1.1.1 Rampas planas.

Este tipo de rampa consta de una superficie plana que forma un ángulo agudo (mucho menor de 90°) con la horizontal. Figura 1.1

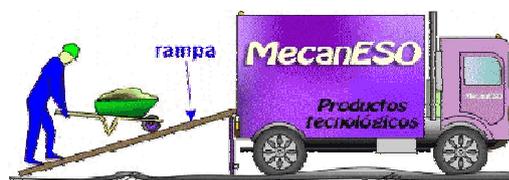


Figura 1.1 Rampa plana

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Rampa>

⁴ <http://es.wikipedia.org/wiki/Rampa>

1.1.2 Rampas helicoidales.

Este tipo de rampa tiene forma curva o curvilínea. Las rampas helicoidales permiten superar grandes desniveles en relativamente poco espacio. Figura 1.2



Figura 1.2 Rampa helicoidal

Fuente: http://www.iesmarenostrum.com/tecnologia/mecanica_basica/rampa.htm.

1.2 Circulación por rampas de montacargas.

La circulación por rampas o pendientes deberá seguir una serie de medidas que se describen a continuación. Figura 1.3.



Figura 1.3 Circulación por rampas.

Fuente: <http://www.siafa.com.ar/notas/nota37/carretillas.htm>.

- Si la pendiente tiene una inclinación inferior a la máxima de la horquilla ($\alpha < \beta$) se podrá circular de frente en el sentido de descenso, con la precaución de llevar el mástil en su inclinación máxima.
- Si el descenso se ha de realizar por pendientes superiores a la inclinación máxima de la horquilla ($\alpha > \beta$), el mismo se ha de realizar necesariamente marcha atrás.
- El ascenso se deberá hacer siempre marcha adelante.

1.3 Estabilidad de las cargas.

La estabilidad o equilibrio de la carretilla está condicionada por la posición del centro de gravedad, el cual varía en función de la diversidad de trabajos y los distintos volúmenes que se manejan.

El equilibrio de una carretilla se mantendrá siempre que se cumpla la ecuación de la Figura 1.4.

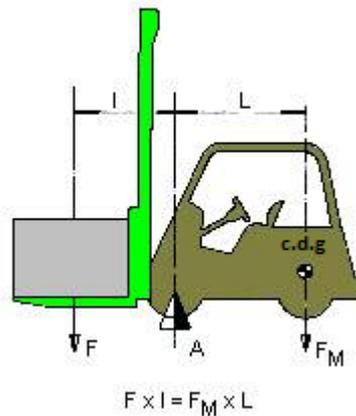


Figura 1.4 Posición estática del montacarga.

Fuente: <http://www.siafa.com.ar/notas/nota37/carretillas.htm>.

$$F \times I = F_M \times L$$

F: Peso de la carga.

F_M : Peso de la máquina y contrapesos.

I: Brazo de palanca de la carga.

L: Brazo de palanca del peso de la carretilla.

Los valores de la carretilla son fijos por lo que el peso de la carga y su distancia al eje que pasa por las ruedas delanteras son las variables que deberán conocerse previamente a la ejecución de los movimientos, para asegurar el equilibrio. Para ello, existe una relación entre capacidad nominal y distancia del Centro de gravedad (c.d.g), al talón (extremo interior) de la horquilla, según la Tabla 1.1

Tabla1.1 Capacidad de carga-Distancia al c.d.g

Capacidad nominal	Distancia del c.d.g. a talón de horquilla
<1000 Kg	0.4m
1000+5000 Kg	0.5m
5000+10000 Kg	0.6m

Fuente: <http://www.siafa.com>

1.4 Procedimiento de carga y descarga de mercadería en el almacén.

Las bodegas de productos AVON, están ubicadas en el kilómetro 3 ½ de la vía Sangolquí -Amaguaña, en el sector el Cortijo, hasta allí llegan productos CFT⁵ y BCFT⁶, en contenedores de 40 pies, con mercadería de diferentes países entre ellos Venezuela- Colombia-Perú-México-Brasil-Argentina.

Una vez en las bodegas, la recepción de mercadería sigue un proceso de control que a continuación se detalla:

- Verificación de sellos de seguridad del contenedor.
- Descarga de los contenedores y mercadería llevada hacia la playa⁷ del almacén.
- Cuantificación-Codificación y Verificación de lotes en cada tipo de producto.
- Almacenaje en los diferentes Racks⁸ del almacén.

Actualmente la mercadería llega en cajas, estibadas en pallets de madera dentro del contenedor. Fotografía 1.1

Su descarga se la hace utilizando un montacarga de combustible.

⁵ CFT: Tipo de clasificación que maneja AVON para producto terminado como: Colonias, Maquillaje, Cosméticos en general.

⁶ BCFT: Tipo de clasificación que maneja AVON para producto terminado como: Joyería y Lencería.

⁷ Espacio dentro del almacén destinado para la ubicación de mercadería importada o local recién llegada.

⁸ Lugares de ubicación identificados para guardar mercadería.

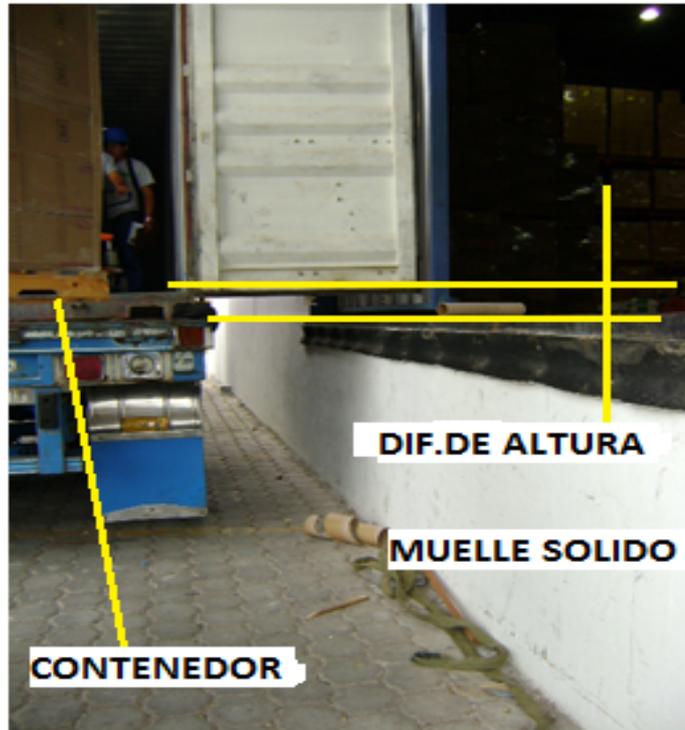


**Fotografía 1.1 Mercadería dentro del contenedor.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

1.5 Problema en el almacén.

El proceso de carga y descarga tiene los siguientes inconvenientes:

1. Diferencia de altura entre el contenedor y el muelle sólido de cemento, en un promedio de 8 a 10 cm. Fotografía 1.2
2. La parte trasera del contenedor con el filo del muelle no puede unirse correctamente por la forma de la plataforma. Fotografía 1.3



Fotografía 1.2 Diferencia de altura.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.



Fotografía 1.3 Unión incorrecta entre contenedor y muelle.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.

Las dificultades de cargar y descargar por los factores antes mencionados hacen que se tenga que ingeniar métodos no seguros y riesgosos de trabajo.

Un ejemplo es colocar adoquines como unión entre el contenedor y el muelle para que pueda circular el montacarga de combustible y proceder con el trabajo, pudiendo causar un accidente de trabajo y daño en el equipo. Fotografía 1.4



**Fotografía 1.4 Proceso de trabajo.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

1.6 Necesidad del andén.

Con la eliminación de la diferencia de altura se optimizara recursos como:

- No depender el trabajo de carga y descarga del montacarga de combustible.

Al tener una facilidad circulación se podrá utilizar coches hidráulicos o eléctricos de uso manual, logrando disminuir el consumo de combustible y utilización de energía no contaminante.

- Mejorar los tiempos de despacho.

La no alineación y unión correcta hace que no se ocupen los muelles sólidos de cemento, enviando los contenedores a otra área alejada para el proceso antes mencionado demorando los tiempos de operación.

En la Tabla 1.2 se muestra los tiempos:

Tabla 1.2 Tiempos utilizados en la descarga.

TIEMPO DE DESCARGA			
Tipo de contenedor	Cantidad	Tiempo utilizado	Tiempo por C/Pallet
Contenedor de 40 pies(Colombia)	22 Pallets	1 h,15 min	3.41 min
Contenedor de 40 pies (Venezuela)	20 Pallets	1h, 05 min	3.20 min
Contenedor de 20 pies(Perú)	12 pallets	0 h, 45 min	3.75 min

Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.

Elaborado por: El autor.

Con la implementación se espera reducir los tiempos en un 50%, ya que el muelle y el contenedor estarán juntos.

- Disminuir el recurso humano en la operación.

Para esta labor se designa 3 personas (1 montacarguista y 2 operarios), con la facilidad de circulación se trabajara con solo 2 personas.

- Evitar riesgos laborales y daños de maquinaria.

Por esta razón se ha decidido diseñar un nivelador hidráulico que facilite la operación.

1.7 Bases y especificaciones.

Las consideraciones que se tomara en cuenta para el diseño están basadas principalmente en la carga que debe soportar, el espacio que debe ocupar la máquina, la altura de un contenedor y ambiente de trabajo.

1.7.1 Cargas de diseño.

El nivelador en referencia se va diseñar para soportar 11000 kg, distribuidos entre cargas vivas y cargas muertas.

Casos de carga.

Es necesario determinar los tipos de cargas que pueden llegar a presentarse en la estructura, para obtener valores de los comportamientos de las piezas y verificar que no fallen.

Carga viva.

Las cargas vivas son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud. Cargas que se mueven bajo su propio impulso como: camiones, gente, etc., se denominan cargas móviles y aquellas que pueden ser desplazadas como: muebles, materiales en un almacén, etc., se denominan cargas movibles.

Las cargas de impacto están en este grupo y se define como: “fuerza externa aplicada a una estructura si el tiempo de aplicación es menor que $1/3$ del periodo natural de vibración mínima de la estructura”⁹. “Asimismo, en vista del gran incremento en la resistencia a la fluencia, se podría esperar que un acero dulce se comportara en forma elástica, a través de todo el intervalo de su longitud, bajo condiciones de impacto”¹⁰.

En este diseño la carga de impacto no es considerada.

La tabla 1.3, muestra las características principales de un montacargas, mientras que la tabla 1.4, muestra el peso promedio de una persona.

⁹ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta.edición, México, 2002, Pag.272

¹⁰ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta.edición, México, 2002, Pag.273

Tabla 1.3 Características del Montacargas.

CARACTERISTICAS DEL MONTACARGAS CATERPILLAR MODELO GP 30NT		
Detalle	Cantidad	Observación
Montacarga	1	SERIE T13 F-30373
Capacidad máxima de carga.	3000 kg.	Anexo 1
Peso del camión sin carga/incluyendo batería	4250 kg.	Anexo 1
Peso por eje con carga, delantero / trasero.	6490 / 760 kg.	Anexo 1
Peso por eje sin carga, delantero / trasero.	1730 / 2520 kg.	Anexo 1
Longitud entre el eje delantero y eje trasero.	1700 mm.	Anexo 1
Longitud total incluyendo Horquilla.	3795 mm.	Anexo 1
Anchura total.	1275 mm.	Anexo 1
Distancia entre centros de ruedas, delante.	1060 mm.	
Inclinación máxima del mástil hacia atrás.	6 Grados.	Anexo 1
Elevación estándar.	3030 mm.	Anexo 1
Centro de carga.	500 mm.	Anexo 1

Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.

Elaborado por: El autor.



**Fotografía 1.5 Montacarga Caterpillar modelo GP30NT.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

Tabla 1.4 Peso promedio de una persona.

TABLA DE PESO IDEAL			
Alturas		Hombre	
Pies	Metros	Kg	lbs.
5'2"	1.58	51 - 64	112 - 141
5'3"	1.6	52 - 65	114 - 143
5'4"	1.64	54 - 67	119 - 147
5'6"	1.68	56 - 71	123 - 156
5'7"	1.7	58 - 73	127 - 160
5'8"	1.74	60 - 75	132 - 165
5'9"	1.76	62 - 77	136 - 169
5'10"	1.78	64 - 79	141 - 174
5'10½"	1.8	65 - 80	143 - 176

Fuente: <http://www.fisicosalud.com>

El peso promedio que se utilizará es de una persona de 1,80 m con 80 Kg.

Carga muerta.

Las cargas muertas son aquellas que actúan estáticamente sobre la estructura, es decir, su valor no varía en el tiempo. Se consideran como cargas muertas el peso propio de la estructura.

Tabla 1.5 Peso promedio de la plataforma.

CARGA MUERTA DEL ANDEN HIDRAULICO		
Detalle	Cantidad	Observación
Peso propio de la plataforma.	700	Estimación aproximada.
PESO TOTAL	700 kg.	

**Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

Combinación de cargas.

La combinación de cargas permite analizar los elementos. En este caso las cargas vivas y muertas tienen los siguientes valores:

Tabla 1.6 Cargas vivas.

CARGAS VIVAS DEL ANDEN HIDRAULICO	
Detalle	Cantidad
Capacidad máxima de carga del montacarga.	3000 kg
Peso del montacarga sin carga, en el eje delantero.	1730 kg.
Peso del montacarga sin carga, en el eje trasero.	2520 kg.
Peso de una persona promedio	80 kg.
Peso máximo adicional de trabajo	2500 kg
PESO TOTAL	9830 kg.

**Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

Tabla 1.7 Cargas muertas.

CARGAS MUERTAS DEL ANDEN HIDRAULICO	
Detalle	Cantidad
Peso propio de la plataforma.	700 kg
PESO TOTAL	700 kg.

**Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.**

El peso total que debe soportar la rampa es:

Tabla 1.8 Peso total de trabajo.

PESOS A SOPORTAR	
Descripción	Peso Máximo
Cargas Vivas	9830 kg.
Cargas Muertas	700 kg.
PESO TOTAL	10530 Kg

Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.

Elaborado por: El autor.

En conclusión el proceso de cálculo se lo realizara con un peso de **11000 kg**, por seguridad a defectos en las estimaciones antes realizadas.

1.7.2 Espacio.

Las dimensiones del andén son determinadas por el espacio y el lugar donde esta será ubicada. Algunas características se listan a continuación.

- El nivelador de andén deberá ubicarse en el piso del área de desembarque, parte externa de la puerta enrollable.
- El espacio que se dispone para diseñar esta máquina es: 4,60 m largo, 3 m ancho, 1.60 m de alto desde el suelo al filo del muelle de cemento, y es de concreto armado.

Una mejor comprensión del espacio y las instalaciones se logra con la fotografía 1.6.



Fotografía 1.6 Área de trabajo disponible.
Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.
Elaborado por: El autor.

1.7.3 Dimensiones del contenedor.

La Tabla 1.9 muestra las dimensiones de la plataforma de un tráiler y de un contenedor de 40 pies para carga sólida.

Tabla 1.9 Dimensiones de plataforma y contenedor.

DIMENSIONES DE PLATAFORMA Y CONTENEDOR	
Altura máxima desde: Piso- filo de contenedor.	1.65 - 1.70 m
Altura máxima desde: Piso- filo de la plataforma.	1.60 m
Ancho máximo de la plataforma.	2.42 m
Ancho del contenedor.	2.352 m

Fuente: <http://www.basculascamioneras.com>.
Fuente: <http://www.wikipedia.org/wiki/Contenedor>.

1.7.4 Ambiente de trabajo.

Tabla 1.10 Ambiente de trabajo.

AMBIENTE DE TRABAJO DEL NIVELADOR		
Descripción	Cantidad	Observación
Espacio a trabajar		Al aire libre
Altura desde el Piso	1.60 m	
Temperatura	10°C a 30°C	Clima variado
Presión atmosférica de Quito	546 mm Hg	2800 m.s.n.m

Fuente: Bodega de Avon Amaguaña.

Elaborado por: El autor.

1.8 Alternativas de diseño y selección.

Los gráficos de la Tabla 1.11, muestran las diferentes opciones existentes en el mercado que podrían ayudar a solucionar los inconvenientes antes mencionados.

Tabla 1.11 Alternativas de selección.



Pasarela de aluminio para andenes de carga.



Nivelador de andén neumático.



Nivelador de andén hidráulico.

Elaborado por; El autor.

Los tres equipos detallados podrían servir para compensar la diferencia de altura, pero su principio de funcionamiento es diferente y cada uno tiene sus ventajas y desventajas que se analizarán a continuación.

1.8.1 Justificación de factor para la selección.

Se analizarán cinco factores para realizar la comparación entre alternativas por ser consideradas las más importantes. Cada factor se calificara sobre 10 puntos, por lo que el resultado final será sobre 50 puntos.

En la selección de alternativas existen factores más importantes que otros, es así que se deberá hacer un análisis ponderado. El “criterio” en cada factor dará el valor de calificación.

1.- Inversión: Su calificación es de acuerdo al costo de cada alternativa. La alternativa costosa tendrá una calificación baja y la más económica una calificación alta. La pasarela de aluminio es la más económica ya que no consta de partes móviles. La inversión más alta está entre los sistemas neumático e hidráulico.

2.- Capacidad de carga: La calificación deberá ser mayor si tiene más capacidad de carga y podría eventualmente soportar mucho peso en su trabajo a la vez. En catálogos la pasarela de aluminio soporta máximo 6000 kg¹¹. Pero la intención es tener mayor capacidad de carga sobre ella.

El sistema neumático puede soportar rangos de: 20,000 / 25,000 / libras¹² y estará sobre dimensionado de los 11000 kg propuestos. El andén hidráulico se puede diseñar para la carga que se desee.

3.- Mantenimiento: Se calificará de acuerdo a la complejidad y costo de mantenimiento que presenta la máquina. Lo ideal es que luego de la inversión el costo de mantenimiento sea el menor, con esto se asegura que la máquina este trabajando más tiempo. Un mantenimiento caro tendrá una calificación menor. La pasarela no necesita mantenimiento ya que no consta de partes móviles, el mantenimiento más complejo por las fugas de aire que podría existir y tenerlo que revisar continuamente es el sistema neumático, además que si de fallar las bolsas de aire en pleno trabajo se generaría un accidente laboral.

¹¹ <http://www.logismarket.com.mx/tm-pedane/pasarela-de-aluminio-para-andenes-de-carga/1449288425.html>

¹² <http://www.logismarket.com.mx/master-dock/niveladores-de-anden-neumaticos/1273963196.html>

4.- Facilidad de operación: Se calificará de acuerdo a qué capacitado deberá estar el operario asignado a esta función de maniobra. La alternativa con mayor facilidad de operación tendrá una calificación superior.

Los andenes más fáciles de manejar son el hidráulico y neumático, ambos comandados por una botonera. La pasarela necesita ser transportada y colocada por mínimo dos personas cada vez que se vaya a trabajar.

5.- Versatilidad: Se considera en este punto el espacio físico, los movimientos que puede realizar la máquina para tener una fácil conexión entre las diferentes alturas. La alternativa más versátil tendrá una mayor calificación.

La pasarela no tiene ningún movimiento y en la mayoría de los casos se tendrá diferentes alturas de trabajo. El sistema neumático e hidráulico se puede instalar en una fosa dentro del área disponible y son las posibles soluciones óptimas.

1.8.2 Selección de la mejor alternativa.

Tabla 1.12 Selección de la mejor alternativa.

Factor	Criterio (ct)	Alternativa/10			Valor ponderado Alt x P		
		Alt.1 Pasarela	Alt.2 Andén Neumático	Alt.3 Andén Hidráulica	Alt.1 x ct Pasarela	Alt.2 x ct Andén Neumático	Alt.3 x ct Andén Hidráulico
Inversión	0.9	10	8	9	9	7.2	8.1
Capacidad de carga	0.9	5	9	10	4.5	8.1	9.0
Mantenimiento	0.9	9	7	8	8.1	6.3	7.2
Facilidad de operación	0.7	9	9	9	6.3	6.3	6.3
Versatilidad	1	5	10	10	5	10	10
TOTAL					32.9	37.9	40.6

Elaborado por: El autor.

Después de analizar las alternativas que tienen estos equipos, se ha decidido diseñar el andén hidráulico ya que obtuvo un resultado de (40.6), y además presento más beneficio sobre todo en la versatilidad para acoplarse a los requerimientos que este diseño necesita.

1.8.3 Descripción del modelo propuesto.

El equipo seleccionado consiste en una plancha de plataforma principal, junto con una plancha de labio articulada colgada verticalmente al mismo nivel del piso en el borde externo del andén de carga, en un foso de poca profundidad.

Su funcionamiento se opera mediante una botonera, que acciona el brazo hidráulico de elevación de la plataforma principal y el brazo hidráulico de la plancha de labio, para colocarse sobre la superficie de la caja del vehículo de carga, y formar el puente de acceso-salida en el andén de carga, permitiendo la circulación del montacargas o sistema de movilización de carga.

Al finalizar la operación con la presión de la botonera, este labio se destraba y se baja, para permitir que el equipo regrese a la posición normal del andén hidráulico.

CAPITULO II

DISEÑO DE COMPONENTES DEL ANDEN HIDRAULICO.

El objetivo de este capítulo es describir los diferentes tipos de esfuerzos que se presentan comúnmente en el diseño. La teoría presenta formulas y criterios aprendidos durante el tiempo de estudio, que fundamentan la aplicación real del diseño a realizar en cuerpos con diferentes formas geométricas.

2.1 Resistencia de materiales.

La resistencia es una prioridad del material o de un elemento mecánico. La resistencia de un elemento depende de la elección, el tratamiento y procesamiento del material.

2.1.1 Tracción y compresión.

Según la disposición de las fuerzas exteriores actuando sobre un cuerpo, puede estar sometida a esfuerzos de tracción y compresión donde las fuerzas alargan o contraen sufriendo el cuerpo tensión longitudinal uniforme.



$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Ec.2.1})$$

σ : Esfuerzo normal.

P: Carga aplicada.

A: Área transversal.

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F S} \quad (\text{Ec.2.2})$$

$[\sigma]$: Esfuerzo admisible.

S_y : Resistencia a la fluencia.

F_s : Factor seguridad.

2.1.1.1 Formulas ASD en compresión.

“Las formulas ASD conducen a diseños más lógicos y económicos, el diseño con muchas otras formulas de columnas dan miembros sobre diseñados en el intervalo inferior de las L/r , pero las formulas ASD dan diseños bastante económicos para todos los intervalos de la relación de esbeltez”¹³

$$\lambda = \frac{L_e}{r} \quad (\text{Ec.2.3})$$

$$L_e = L * K \quad (\text{Ec.2.4})$$

λ : Esbeltez.

L_e : Longitud efectiva.

L : Longitud de la columna

K : Factor de apoyo

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (\text{Ec.2.5})$$

r : Radio de giro mínimo.

I : Inercia mínima.

A : Área.

El esfuerzo admisible, se obtiene directamente de tablas del manual de la AISC¹⁴, según el valor de λ .

¹³ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición,Colombia,2006, pág. 112

¹⁴ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.3-16, 3-17.

$$F a = \frac{1}{2} \frac{\pi E}{\left\{ \frac{K}{l_r} \right\}^2} \quad \lambda > Cc \text{ (Ec.2.6)}$$

$$F a = \frac{S y \left[1 - \frac{\left(\frac{K}{l_r} \right)^2}{2 C c} \right]}{\frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{K}{C c} - \frac{\left(\frac{K}{l_r} \right)^3}{8 C c^2}} \quad \lambda < Cc \text{ (Ec.2.7)}$$

Donde:

Fa: Esfuerzo admisible de compresión.

E: Módulo de elasticidad.

Cc: 126 para Acero A-36.

El esfuerzo real se calcula:

$$f a = \frac{P}{A} \text{ (Ec.2.8)}$$

f a Esfuerzo real a compresión.

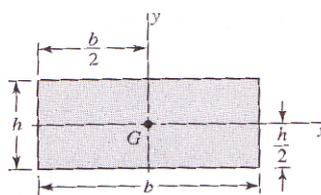
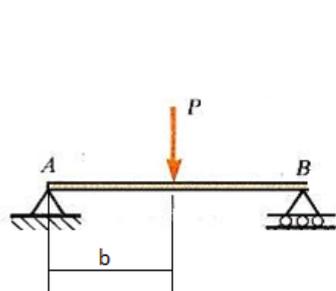
$$\frac{f a}{F a} \leq 1 \text{ (Ec.2.9)}$$

2.1.2 Flexión.

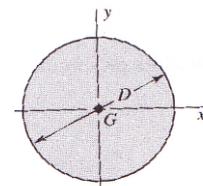
Para un elemento sometido a flexión se producen dos tipos de esfuerzos: esfuerzos normales y esfuerzos cortantes. Debido a que el corte es un efecto secundario, se analiza solo los esfuerzos normales producidos.

Para el cálculo de esfuerzos máximos:

$$\sigma = \frac{M C}{I} \text{ (Ec.2.10)}$$



$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12}$$



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$$

σ : Esfuerzo máximo.

$$M = P \cdot b$$

M: Momento flector.

P: Carga.

b: Brazo.

c: Distancia al eje neutro.

I: Inercia.

$$\sigma \leq [\sigma]$$

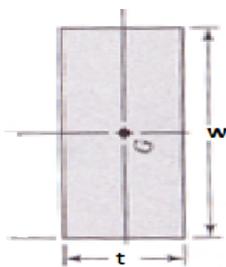
$$[\sigma] = \frac{S \cdot y}{F \cdot S} \quad (\text{Ec.2.11})$$

2.1.3 Torsión.

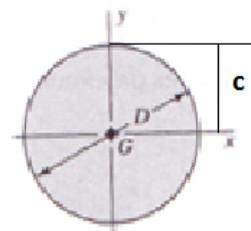
Estado de corte donde el elemento tiende a torcerse debido a la unión de un momento.



El cálculo del esfuerzo de corte será:



$$\tau_{max} = \frac{T}{w \cdot \ell} \left(3 + 1.8 \frac{t}{w} \right) \quad (\text{Ec.2.12})$$



$$\tau_{max} = \frac{T \cdot c}{J} \quad (\text{Ec.2.13})$$

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot 1.6}{\pi \cdot d^3}$$

T: Momento torsor.

J: Segundo momento polar del área.

Para sección circular: $J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$

$$[\tau] = \frac{Ssy}{Fs} \text{ (Ec.2.14)}$$

$[\tau]$: Esfuerzo admisible de corte.

Ssy: Resistencia a la fluencia de corte.

Fs: Factor de seguridad.

2.1.4 Esfuerzos combinados.

Un elemento trabaja con esfuerzos combinados, cuando sobre él actúan simultáneamente cargas de Tracción – Compresión – Flexión - Torsión o cualquier combinación de estos. Para facilitar este estudio, en el presente trabajo se usa la teoría de Von Mises para la cual el esfuerzo se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma e q \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \text{ (Ec.2.15)}^{15}$$

$\sigma e q$: Esfuerzo equivalente.

σ : Esfuerzo normal.

τ : Esfuerzo cortante.

$$\sigma e q[\sigma]$$

$$[\sigma] = \frac{Ssy}{Fs} \text{ (Ec.2.16)}$$

¹⁵ Apuntes de la materia de Diseño de la Ups.

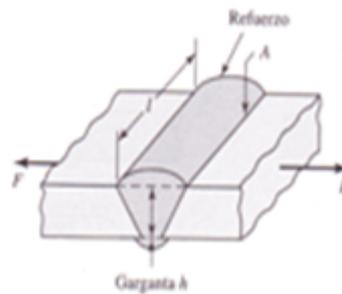
2.1.5 Soldadura.

La soldadura es un proceso en el que se unen partes metálicas mediante el calentamiento de sus superficies a un estado plástico, permitiendo que las partes fluyan y se unan con o sin la adición de otro metal fundido.

El principal problema es determinar el tamaño y resistencia del cordón.

El esfuerzo calculado \leq esfuerzo máximo admisible, este último es igual a la resistencia máximo sobre un factor seguridad.

Junta a tope.



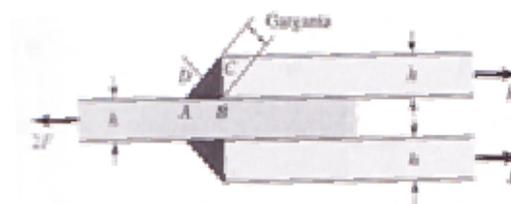
$$\tau = \frac{F}{h \cdot l} \text{ (Ec.2.17)}^{16}$$

F: Carga de tensión

h: Garganta de la soldadura.

l: Longitud de la soldadura.

Junta de filete.



$$\tau = \frac{F}{0.707 h \cdot l} \text{ (Ec.2.18)}^{17}$$

¹⁶ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. edición, México, 2002, Pag. 539

¹⁷ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. edición, México, 2002, Pag. 542

2.2 Componentes del sistema hidráulico.

Los sistemas hidráulicos tienen una base teórica que se fundamenta en las leyes de los fluidos y que estudia la hidrodinámica y la hidrostática.

Un sistema hidráulico es aquel en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través de la circulación de aceite en un circuito. El sistema puede dividirse en tres grandes grupos que observamos en el diagrama de bloque de la figura 2.1.

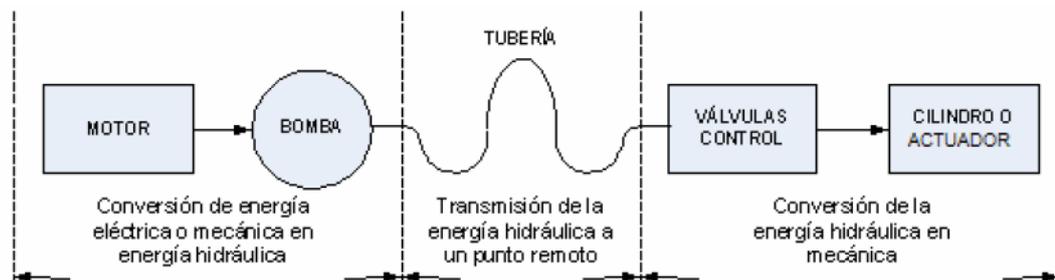


Figura 2.1 Componentes básicos de un sistema Hidráulico.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica.htm.

Desde la izquierda del diagrama, el primer bloque corresponde a la conversión de energía eléctrica y/o mecánica en un sistema de energía hidráulica.

Un motor eléctrico, de explosión o de otra naturaleza, está vinculado a una bomba, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión.

En la parte central del diagrama, el fluido es transportado por medio de tubería al lugar de utilización.

A la derecha del diagrama, el aceite en movimiento produce una reconversión en energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o un motor hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y el nivel de potencia a la salida del motor o cilindro.

Transmisión de potencia.

La figura 2.2 muestra el principio en el cual está basada la transmisión de potencia en los sistemas hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicada en el

pistón A. La presión interna desarrollada en el fluido ejerce una fuerza de empuje en el pistón B.

Según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos, por lo que la fuerza desarrollada en el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, asumiendo que los diámetros del pistón A y B son iguales.



Figura 2.2 Transmisión de potencia.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica.htm.

Transmisión de potencia a través de una tubería.

El cilindro largo de la figura 2.2, puede ser dividido en dos cilindros individuales del mismo diámetro y colocado a distancia uno de otro, conectados entre sí por una cañería, como se ve en la figura 2.3. El mismo principio de transmisión de la fuerza puede ser aplicado, y la fuerza desarrollada en el pistón B va ser igual a la fuerza ejercida en el pistón A.

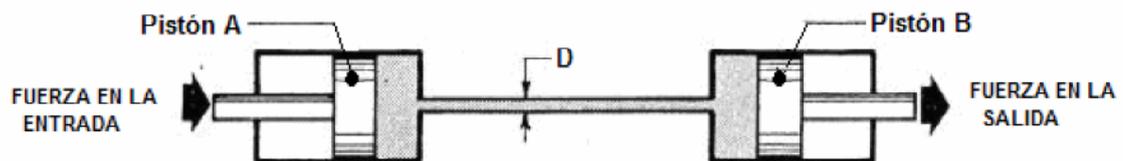


Figura 2.3 Transmisión de potencia a través de una tubería.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica.htm.

La ley de pascal no requiere que los dos pistones de la figura 2.3 sean iguales.

Las tuberías pueden ser llevadas a cualquier posición. Aún doblando esquinas, pueden transmitirse a través de tuberías relativamente pequeñas con pequeñas pérdidas de potencia.

La distancia que separa la generación del punto de utilización es usualmente 1,5m a 6 m en sistemas hidráulicos básicos. Distancias mayores son superadas con sistemas especialmente diseñados.

Campo de aplicación.

En la actualidad las aplicaciones son muy variadas, esta amplitud en los usos se debe principalmente al diseño y fabricación de elementos de mayor precisión y con materiales de mejor calidad. Todo lo visto anteriormente se refleja en equipos que permiten trabajos más delicados y con mayores niveles de energía permitiendo un crecimiento en la industria en general.

Dentro de la aplicación se puede distinguir dos: Industriales y móviles.

Aplicaciones Industriales.

En la industria es de gran importancia contar con maquinaria especializada para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos o materiales propios de la línea de producción. Para estos efectos se utiliza con regularidad la energía proporcionada por fluidos comprimidos. Se tiene entre estos:

- Maquinaria para la industria plástica.
- Máquinas herramientas.
- Máquinas para la elaboración de alimentos
- Equipamiento para robótica y manipulación automatizada.
- Equipo para montaje industrial.
- Maquinaria para la minería.

Aplicaciones Móviles.

La aplicación de la energía proporcionada por el aceite a presión puede aplicarse para transportar, excavar, perforar, controlar e impulsar vehículos móviles como:

- Tractores.
- Grúas.
- Retroexcavadoras
- Camiones recolectores de basura.
- Frenos y suspensiones de camiones.
- Vehículos para la construcción.

2.2.1 Bombas hidráulicas.¹⁸

En todo sistema hidráulico es necesario que exista un grupo de presión, que genere la energía necesaria para mover los vástagos de los cilindros o los ejes de los actuadores rotativos de los componentes que realizan el trabajo. El elemento fundamental en esos grupos es la bomba, capaz de elevar la presión del fluido hidráulico y enviar el caudal a los mencionados dispositivos consumidores.

Teniendo en cuenta las presiones de trabajo, se han considerado como circuitos:

- Baja presión a los que funcionan con presiones de hasta 70 bar.
- Media presión a los que funcionan entre los 70 bar y los 180 bar.
- Alta presión a los circuitos que funcionan con presiones superiores de 180 bar.

Clasificación de las Bombas.

1.- CAUDAL: -Constante (Cilindrada constante).

 -Variable (Cilindrada variable).

2.- CONSTRUCCION:

Engranajes:

-Dientes externos.

-Dientes internos.

-Lóbulos.

-Rotor

Paletas:

-Desequilibradas.

-Equilibradas.

Pistones:

-Axiales.

-Radiales.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica5.htm

¹⁸ SERRANO A, Nicolás, Manual de Oleo hidráulica, Capítulo 5.

2.2.2 Actuadores lineales (cilindros hidráulicos).

Los cilindros son los componentes de trabajo de los circuitos hidráulicos que se utilizan con mayor frecuencia en las máquinas o mecanismos. Mediante el caudal de aceite y la presión que proporciona la bomba, desarrolla el trabajo a través de un movimiento rectilíneo de avance y retroceso que tienen lugar de forma repentina en las diferentes fases de un ciclo.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo y cuando el trabajo es realizado en un determinado tiempo se habla de potencia.

En la figura 2.4 se puede apreciar un cilindro de doble efecto típico, llamado así porque realiza ambas carreras por la acción del fluido.

Las partes esenciales de trabajo son: 1) Camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales, 2) El pistón con sus empaques, 3) El vástago con su buje y empaque.

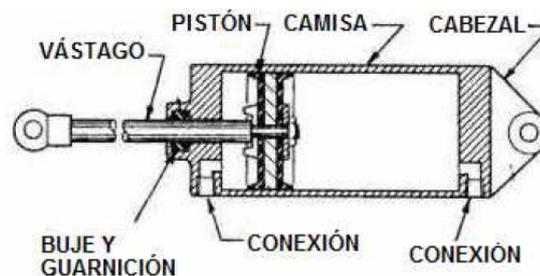


Figura 2.4 Esquema de un cilindro hidráulico.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica22.htm.

Los vástagos de los cilindros hidráulicos están fabricados de acero y recubrimiento duro con una superficie lo menos rugosa posible por lo que generalmente se utiliza el cromo.

Tipos de cilindros.

El cilindro de doble efecto mostrado en la figura 2.4, constituye una conformación típica de los cilindros hidráulicos; sin embargo para aplicaciones especiales existen variaciones cuyo principio de funcionamiento es idéntico al que se ha descrito.

Cilindro de doble vástago: Este tipo es deseable cuando se necesita que el desplazamiento volumétrico o la fuerza sean iguales en ambos sentidos. En muchos trabajos la producción puede incrementarse mediante el uso de estaciones de trabajo operadas alternativamente por un cilindro de doble vástago

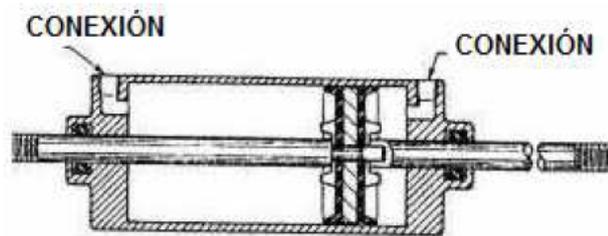


Figura 2.5 Cilindro de doble vástago.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica22.htm.

Cilindro de doble efecto: Este cilindro contiene un montaje de pistón y vástago de pistón. La carrera del pistón y vástago de pistón en cualquier dirección es producido por la presión del fluido. Los dos puertos fluidos, en cada extremo del cilindro, se alternan como puertos de entrada y salida, dependiendo de la dirección del fluido de la válvula de control direccional.

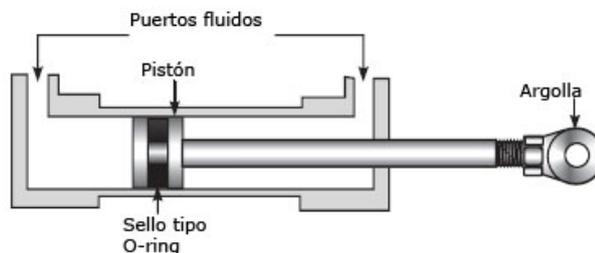


Figura 2.6 Cilindro de doble efecto.

Fuente: http://www.sapiensman.com/neumática/neumática_hidráulica22.htm.

2.2.3 Válvulas.

El fluido que circula por el sistema hidráulico debe ser dirigido convenientemente a los diversos cilindros, actuadores o motores de acuerdo a las exigencias y secuencias del trabajo que se deba realizar.

Las válvulas presentan pérdidas de presión localizadas, por ello deben ser correctamente dimensionadas. Una válvula subdimensionada provocara pérdidas de potencia y velocidad, una sobredimensionada será económicamente cara.

Las recomendaciones precisas figuran en los catálogos de los fabricantes, pero por lo general una velocidad de 4 m/s es considerada estándar para aplicaciones generales.

El medio que se utiliza para accionar una válvula puede ser hidráulico, eléctrico o manual.

2.2.4 Aceite hidráulico.

Para este tipo de sistemas se utiliza aceites derivados del petróleo.

El aceite en sistemas hidráulicos desempeña la doble función de lubricar y transmitir potencia.

Constituye un factor vital en el sistema hidráulico, y por lo tanto debe hacerse una selección cuidadosa del aceite, una selección adecuada del aceite asegura una vida y funcionamiento satisfactorio de los componentes del sistema, principalmente de las bombas y motores hidráulicos, y en general de los actuadores.

Algunos de los factores especialmente importantes en la selección del aceite para el uso de un sistema hidráulico industrial son los siguientes:

- El aceite debe contener aditivos que permitan asegurar una buena característica anti desgaste. No todos los aceites presentan estas características de manera notoria.
- El aceite debe tener una viscosidad adecuada para mantener las características de lubricantes y limitantes de fugas a la temperatura esperada de trabajo del sistema hidráulico.
- El aceite debe impedir la oxidación y corrosión.
- El aceite debe presentar características antiespumantes.

Para obtener una óptima vida de funcionamiento, tanto el aceite como el sistema hidráulico; se recomienda una temperatura máxima de trabajo de 65°C.

Fluidos Hidráulicos: Misión de un fluido.

- Transmitir potencia.
- Lubricar.
- Minimizar fugas.
- Minimizar pérdidas de carga.

Fluidos empleados:

- Aceites minerales procedentes de la destilación del petróleo.
- Agua.
- Fluidos sintéticos.
- Emulsiones Agua-Aceite.
-

2.3 Criterios para el diseño.

Una vez establecida en el capítulo I la descripción general de la máquina es importante considerar algunos criterios básicos que serán tomados en cuenta:

- Todos los elementos de la estructura metálica soportante serán diseñados considerando cargas estáticas, debido a que el desplazamiento de la maquina debe ser lenta. Su plataforma principal y de labio permitirá la circulación de pallets, montacargas, personas, y movilización de futuras cargas de mayor peso.
- El material a usarse en casi todos los elementos es acero ASTM A-36, por su fácil adquisición en el mercado local, y uso en puentes, estructuras atornilladas y soldadas. Las propiedades de este acero se especifican en el Anexo 2.

Factor de seguridad.

El factor de seguridad se define como: “la razón entre la resistencia verdadera de una estructura con la resistencia requerida”¹⁹. “La expresión se escoge con base en la experiencia conjunta de ingenieros que tienen diseños exitosos”²⁰.

1.- El factor de seguridad de los esfuerzos normales permisibles tanto en tensión-flexión, y aplastamiento tienen coeficientes de: $n_1 = 1.1$ a 2.2 .²¹

¹⁹ GERE, James, Mecánica de materiales, 5ta.edición, México, 2001, Pag39.

²⁰ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta.edición, México, 2002, Pag.24

2.- El esfuerzo cortante permisible tiene un factor de seguridad con un coeficiente de:
 $n_2 = 2.2$.²²

El coeficiente global de seguridad para el presente proyecto es:

$$n = n_1 \times n_2$$
²³

$$n = 1.1 \times 2.2$$

$$n = 2.42$$

El diseño de los elementos constitutivos del anden hidráulico toma en cuenta un factor de seguridad entre 2 a 2.4, seleccionando un factor promedio de **2.2**, así se asegura que no ocurran fallas durante el funcionamiento del sistema para precautelar la integridad de los operarios.

Parámetros funcionales de la máquina.

En la tabla adjunta se muestra los parámetros definitivos de la máquina a diseñar:

Tabla 2.1 Parámetros funcionales.

Carga máxima	11000 kg.
Ancho de la plataforma.	1.85m.
Largo de la plataforma.	2.0m.
Ancho del neumático.	200mm
Altura máxima del camión.	1.70m (altura desde el piso al filo del contenedor).
Altura mínima del camión.	1.50m (altura desde el piso al filo del contenedor).
Angulo máximo de elevación de trabajo.	3 grados.
Funcionamiento.	Hidráulico.
Funcionalidad.	Circulación de personas, pallets, y montacargas.

Elaborado por: El autor.

²¹ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. edición, México, 2002, Pag. 28

²² SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. edición, México, 2002, Pag. 28

²³ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta. edición, México, 1989, Pag. 15

2.4 Diseño del modelo propuesto.

2.4.1 Distribución del peso en el montacarga.

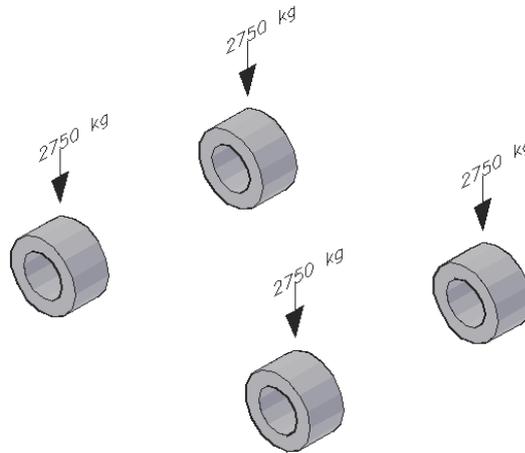


Figura 2.7 Distribución de las fuerzas en el montacargas.

$P_t = 11000 \text{ kg}$.

El peso total está distribuido en las cuatro ruedas, como muestra en la figura 2.7, para el diseño de esta máquina, se tomara el peso individual, teniendo el siguiente resultado.

El resultado obtenido se multiplica por el valor respectivo de la gravedad para obtener datos en unidades del Sistema Internacional.

—

2.4.2 Análisis de la ubicación del montacargas en la rampa niveladora.

A continuación se analiza las 3 ubicaciones del montacarga en la rampa niveladora y sus soportes en cada apoyo.

2.4.2.1 Carga eje delantero entre apoyos.

La figura 2.8 muestra la ubicación del eje delantero en el medio del andén hacia el contenedor.

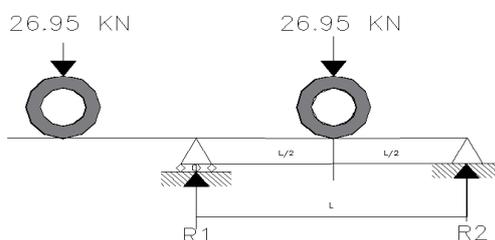


Figura 2.8 Ubicación del eje delantero en la rampa.

La tabla 2.2 presenta los datos que son considerados para el cálculo de las fuerzas de corte y momento.

Tabla 2.2 Datos para cálculo con el eje delantero.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid
1	Pd.	Carga diseño.	26.95	KN
2	L	Longitud de la rampa.	2.0	m

Elaborado por: El autor.

Reemplazando los valores, se obtienen los siguientes resultados que se presentan en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Resultados de las fuerzas actuantes en los apoyos.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	13.475	KN. m	$M m a = \frac{P \cdot L}{4}$ ²⁴
2	R1=R2	Reacciones.	13.475	KN.	$R1 = \frac{P \cdot L}{2}$ ²⁵
3	V=R1=R2	Fuerza de corte.	13.475	KN.	$V = \frac{P \cdot L}{2}$ ²⁶

Elaborado por: El autor.

²⁴ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, item 7.

²⁵ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, item 7.

²⁶ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, item 7.

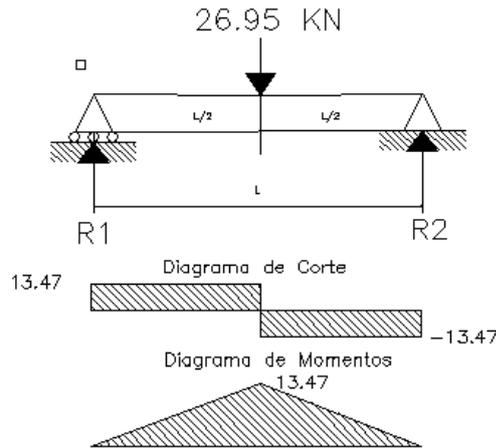


Figura 2.9 Diagrama de corte y momento en la primera ubicación.

2.4.2.2 Carga eje delantero y trasero entre apoyos.

La figura 2.10 muestra la ubicación del montacargas en el medio de la rampa hacia el contenedor.

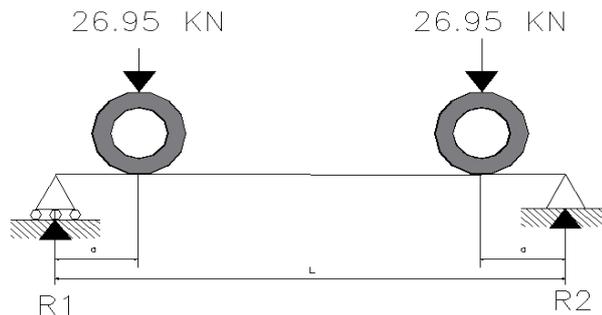


Figura 2.10 Ubicación del montacarga en el centro de la rampa.

La tabla 2.4 presenta los datos que son considerados para el cálculo de las fuerzas de corte y momento.

Tabla 2.4 Datos para cálculo con el eje delantero y trasero.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid
1	Pd.	Carga diseño.	26.95	KN
2	L	Longitud de la rampa.	2.0	m
3	a	Longitud respecto a cada apoyo	0.15	m

Elaborado por: El autor.

Reemplazando los valores, se obtienen los siguientes resultados que se presentan en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Resultados de las fuerzas actuantes en los apoyos.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	4.042	KN. m	$M m a = P \iota x a$ ²⁷
2	R1=R2	Reacciones.	26.95	KN.	$R1 = P \iota$ ²⁸
3	V= R1=R2	Fuerza de corte.	26.95	KN.	$V = P \iota$ ²⁹

Elaborado por: El autor.

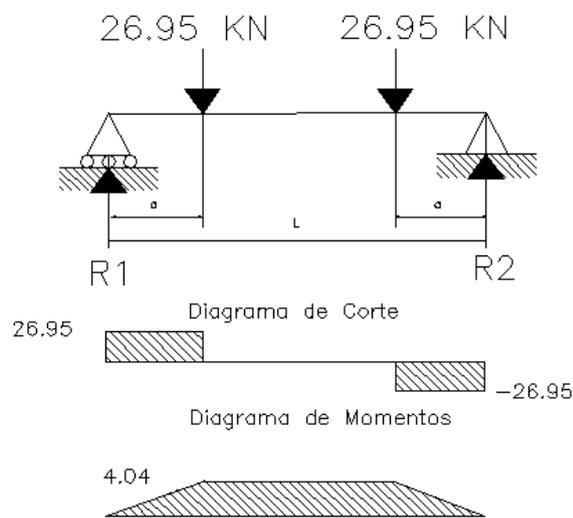


Figura 2.11 Diagrama de corte y momento en la segunda ubicación.

2.4.2.3 Carga eje trasero entre apoyos.

La figura 2.12 muestra la ubicación del eje trasero en el medio de la rampa hacia el contenedor.

²⁷ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, ítem 9.

²⁸ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, ítem 9.

²⁹ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, ítem 9.

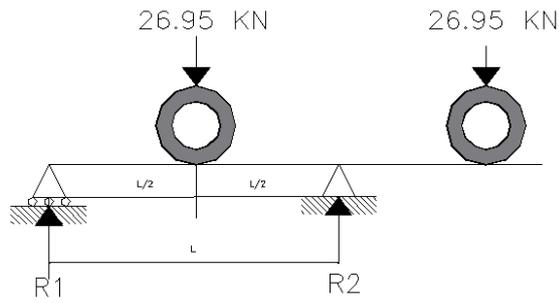


Figura 2.12 Ubicación del eje trasero en la rampa.

Este análisis tiene como resultado los obtenidos en la tabla 2.3 y figura 2.9.

Con estos antecedentes se concluye que el momento máximo ($13,475\text{KN.m}$), se encuentra en los instantes inicial y final del desplazamiento del montacarga, y su fuerza de corte máximo (26.95 KN), cuando el montacarga está en el centro de la rampa.

2.4.3 Diseño de la plataforma principal.

La plataforma constara de 6 vigas, de preferencia con un ancho igual al de un neumático del montacarga.

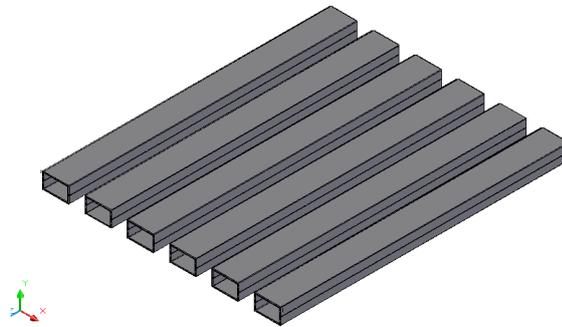


Figura 2.13 Esquema de la plataforma.

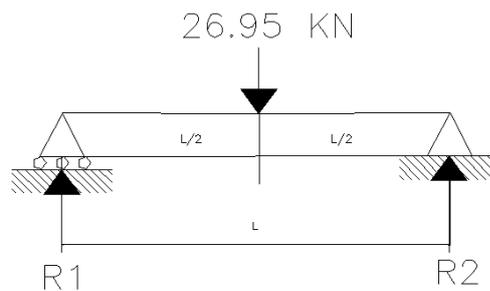


Figura 2.14 Ubicación de la viga.

Datos:

Acero ASTM A-36

$$S_y = 248 \text{ M P a}$$

Esfuerzo de fluencia

$$F_s = 2,2$$

$$P_d = 26.95 \text{ KN.}$$

$$M_{m a x} = 13.475 \text{ K N . m}$$

$$[\sigma_{m a x}] = \frac{S_y}{F_s}$$

Esfuerzo máximo admisible.

$$[\sigma_{m a x}] = \frac{248 \text{ M P a}}{2.2}$$

$$[\sigma_{m a x}] = 112720 \text{ K P a}$$

El resultado obtenido será comparado con los otros cálculos de diseño para determinar que lo calculado no sobrepase el valor admisible.

$$s = \frac{M_{m a x}}{[\sigma_{m a x}]}$$

Módulo de sección.

$$s = \frac{13.475 \text{ KN. m}}{112720 \text{ KN/m}^2}$$

$$s = 1.195 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Con este modulo de sección se tiene las siguientes alternativas:

Perfil laminado UPN 180.

$$W_x = 150 \text{ cm}^{330}$$

Perfil laminado IPE 180.

$$W_x = 140 \text{ cm}^{331}$$

Sin embargo se desea que la sección transversal de la viga sea igual al ancho de un neumático del montacarga (200mm).

En el mercado no existe un perfil estructural con las características necesarias, por lo que se procede a calcular con una sección compuesta de forma rectangular. Esta sección se obtiene al soldar a tope dos perfiles estructurales en canal C 200 x 50 x 6

³⁰ Fuente. www.dipacmanta.com

³¹ Fuente. www.dipacmanta.com

mm de acero ASTM A-36, las características técnicas se pueden mirar en el (Anexo 3), la geometría se muestra en la figura 2.15.

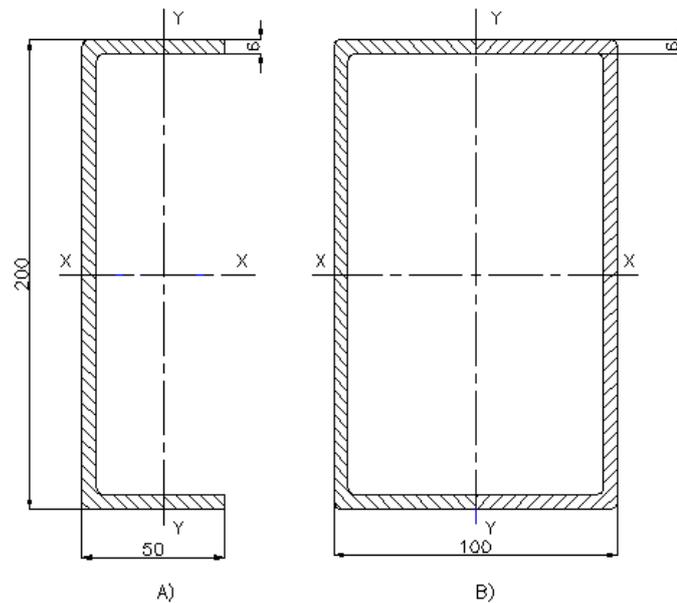


Figura 2.15 A) Sección de perfil estructural C 200x50x6. B) Sección transversal.

La ubicación de la viga es en la parte más ancha por lo tanto el análisis se realiza respecto al eje “y”. Las propiedades de la sección respecto al eje y se calculan a continuación.

El momento de inercia I_{yy} se calcula aproximando la forma a un rectángulo mediante la ecuación 2.19. Se debe restar el momento de inercia equivalente a la parte hueca.

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad (\text{EC.2.19})$$

En donde:

b: Base paralela al eje neutro, [m]

h: Altura, [m]

El módulo de la sección se calcula mediante la ecuación 2.20:

$$S_y = \frac{I}{c} \quad (\text{EC.2.20})$$

En donde:

S_{yy} : Módulo de la sección respecto al eje y, [m³]

I_{yy} : Momento de inercia respecto al eje y, [m⁴]

C: Distancia desde el eje y a la fibra externa, [m]

En la tabla 2.6 se resumen las propiedades calculadas para la sección mostrada en la figura 2.15.

Tabla 2.6 Propiedades de la sección de la viga.

A	$3.362 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
I_{yy}	$5.99 \times 10^{-6} \text{ m}^4$
S_{yy}	$1.198 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

Elaborado por: El autor.

La tabla 2.7 presenta los datos que son considerados para el cálculo del esfuerzo real y de la deflexión máxima.

Tabla 2.7 Datos para el cálculo del esfuerzo y deflexión.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid
1	Pd.	Carga diseño.	26.95	KN
2	l	Longitud de la rampa.	2.0	m
3	M.max	Momento máximo.	13.475	KN.m
4	C	Distancia a la fibra externa.	0.050	m
5	E	Módulo de elasticidad.	207×10^6	KPa
6	I_{yy}	Inercia.	5.99×10^{-6}	m ⁴

Elaborado por: El autor.

Reemplazando los valores, se obtienen los siguientes resultados que se presentan en la tabla 2.8

Tabla 2.8 Resultados de esfuerzo y deflexión.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	σ	Esfuerzo calculado.	112479.21	KPa.	$\sigma = \frac{M \text{ max } C}{I}$ ³²
2	$\Delta_{\text{máx.}}$	Deflexión máxima	3.48×10^{-3}	m	$\Delta_{\text{max}} = \frac{P d \times l^3}{48 \times E \times I}$ ³³

Elaborado por: El autor.

Con esta sección de perfil el esfuerzo calculado de 112479.21 KPa es menor que 112720 KPa del esfuerzo máximo admisible; lo que es correcto.

La deflexión máxima admisible que se proyecta es de 3.4mm, que es mínimo y está dentro de la tolerancia.

2.4.4 Diseño del piso de la plataforma.

Sobre las 6 vigas será colocado un tol antideslizante que cubrirá la estructura principal. En el presente cálculo se estima el espesor de la placa.

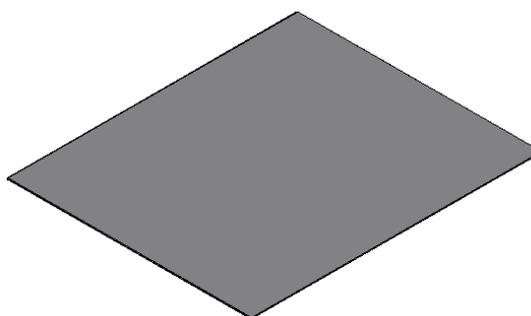


Figura 2.16 Esquema del piso de la plataforma.

$$P d = 26.95 \text{ K N}$$

³² GERE, James, Mecánica de materiales, 5ta.edición, México,2001 ,Pág. 323

³³ AISC, Manual of Steel Construction AISC/p.2-298, item 7.

Tabla 2.9 Resultados de las fuerzas actuantes en el piso de la plataforma.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	0.835	KN. m	$M m a = \frac{P \ell x L}{4}$
2	R3=R4	Reacciones.	13.47	KN.	$R3 = \frac{P \ell}{2}$
3	V= R3=R4	Fuerza de corte.	13.47	KN.	$V = \frac{P \ell}{2}$

Elaborado por: El autor.

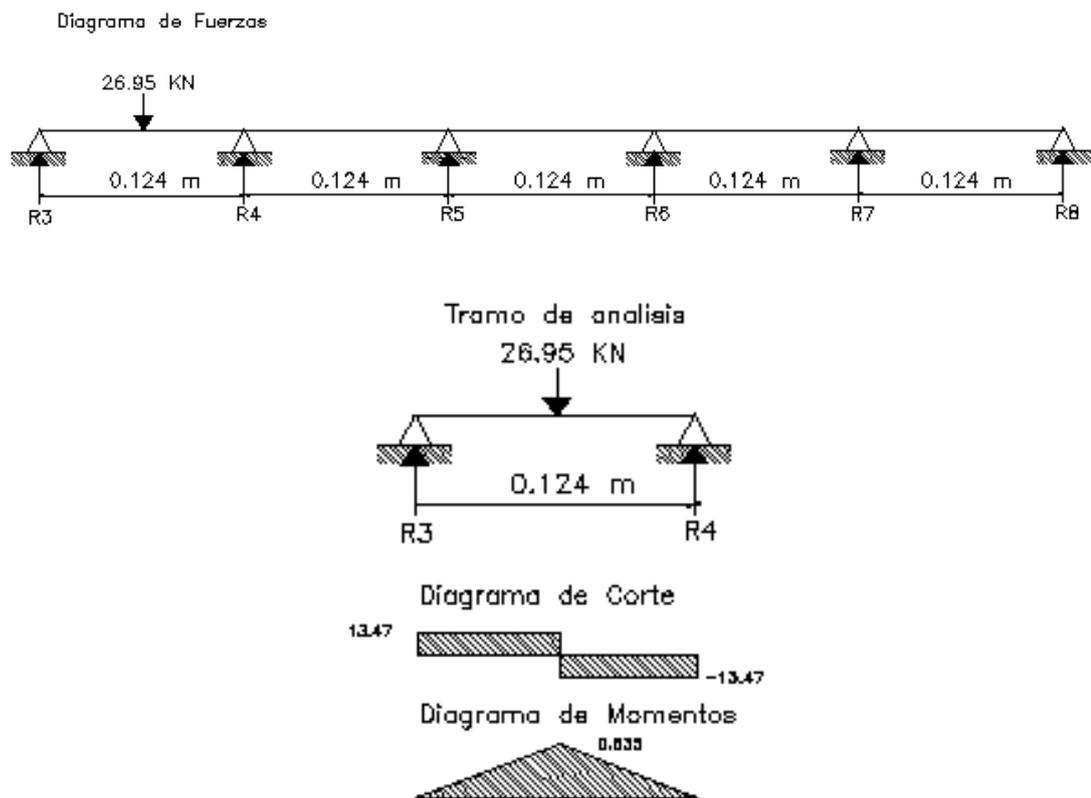


Figura 2.17 Diagrama de Corte y Momento para el piso de la plataforma.

$$s = \frac{M m a x}{[\sigma m a] x}$$

$$s = \frac{0.835 \text{ KN.m}}{112720 \text{ KN/m}^2}$$

$$s = 7.40 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S = \frac{I}{C}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$C = h/2$$

Reemplazando la fórmula de inercia y centroide en el módulo de sección.

$$S = \frac{\frac{b \times h^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$S = \frac{1.85m \times h^2}{6}$$

Al despejar h se tiene el espesor de la placa.

$$h = \sqrt{\frac{7.40 \times 10^{-6} m^3 \times 6}{1.85m}}$$

$$h = 4.89 \times 10^{-3} m \approx 6 \text{ mm}$$

El espesor de la plancha antideslizante será de 6 mm.

Cálculo de la deflexión máxima del antideslizante.

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I = \frac{0.124 \text{ m} \times (6.00 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{12}$$

$$I = 2.232 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

$$\Delta_{\max} = \frac{P d \times l^3}{48 \times E \times I}$$

$$\Delta_{\max} = \frac{26.95 \text{ KN} \times (0.124 \text{ m})^3}{48 \times 207 \times 10^6 \text{ KPa} \times 2.232 \times 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\Delta_{\max} = 2.2 \times 10^{-3} \text{ m}.$$

La deflexión que se proyecta es de 2.2 mm, que es mínimo y está dentro de la tolerancia.

2.4.5 Diseño de eje pasador para bisagras trasera y labio.

La figura 2.18 muestra el esquema del eje que funcionara como pasador en las bisagras y que permitirá elevar la rampa niveladora, de igual manera soportaran toda la carga cuando el montacarga se coloque en sobre toda la rampa.

Para evitar deterioro por corrosión de las superficies, se ha elegido el acero AISI 1045 que tiene mejores propiedades que el acero A-36 del resto de la máquina. Las propiedades de este acero se especifican en el Anexo 2.

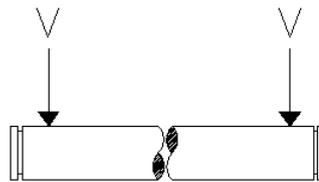


Figura 2.18 Esquema de eje pasador para bisagra y labio.

$$P d = 26,95 \text{ K N } x 4 \text{ r u e d a s}$$

$$P d = 107.8 \text{ K N}$$

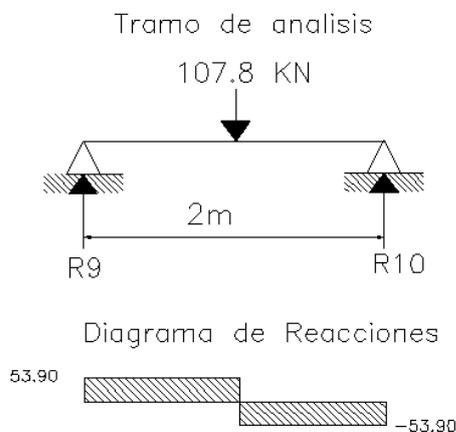


Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre pasador bisagra.

Tabla 2.10 Resultados de las fuerzas actuantes en el pasador.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Formula
1	R9=R10=V	Reacciones.	53.90	KN.	$R9 = \frac{P \ell}{2}$

Elaborado por: El autor.

Datos:

$$S_y = 313.6 \times 10^3 \text{ KPa.}$$

Esfuerzo de fluencia acero AISI 1045 ³⁴

$$V = 53.90 \text{ KN.}$$

Esfuerzo máximo admisible en corte.

$$[\tau_{m a x}] = \frac{0.6 \times S_y}{F_s}$$

$$[\tau_{m a x}] = \frac{0.6 \times 313.6 \times 10^3 \text{ K P a}}{2.2}$$

$$[\tau_{m a x}] = 85527.27 \text{ K P a .}$$

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

$$\tau = \frac{53.90 \text{ K N}}{A}$$

Despejando A

$$A = \frac{53.90 \text{ K N}}{85527.27 \text{ K P a}}$$

$$A = 6.30 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A \varnothing = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Despejando el diámetro.

$$d = \sqrt{\frac{6.30 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 4}{3.1416}}$$

$$d = 0.029 \text{ m}$$

El diámetro del pasador será de 31 mm.

³⁴Fuente WWW. Aceros IVANBOHMAN C.A.

Comprobación:

$$\tau = \frac{V}{A}$$
$$\tau = \frac{53.90 K N}{\frac{\pi \times (0.031 m^2)}{4}}$$
$$\tau = 71412.70 K P a$$

Con este diámetro el esfuerzo en corte calculado de 71412.70 K P a el cual es menor que 85527.27 K P a el esfuerzo máximo admisible en corte; lo que es correcto.

2.4.6 Dimensionamiento del espesor para el buje de la bisagra.

Para el cálculo se utilizara la teoría de cilindros de pared gruesa.

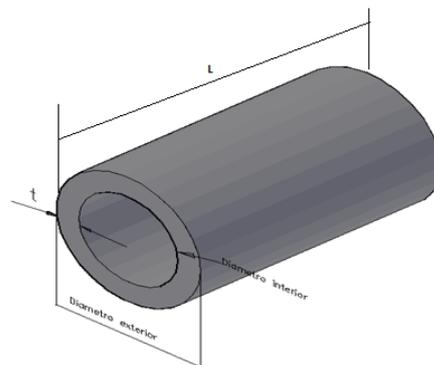


Figura 2.20 Esquema de la bisagra.

Donde:

di: Diámetro interior.

de: Diámetro exterior.

t: Espesor.

L: Longitud.

Los cilindros de pared gruesa son los que constituyen los barriles o cañones de las armas de fuego.

La condición necesaria para que un cilindro sea considerado de pared gruesa es:

$$t \geq 0.1 x d^{3.5}$$

Entonces:

Esfuerzo tangencial:

$$\sigma_t = P \frac{d_i e^2 + d_o^2}{d_i e^2 - d_o^2} \quad (1)$$

Esfuerzo radial:

$$\sigma_r = -P \quad (2)$$

Donde:

$$P_i = \frac{F}{L \cdot d_i} \quad (3)$$

Reemplazando (3) en (1) se tiene:

$$\sigma_t = \frac{F}{L \cdot d_i} \frac{d_i e^2 + d_o^2}{d_i e^2 - d_o^2} \quad (4)$$

De la figura extraída de la Figura 2.18, se tiene:

$$2 \cdot t + d_i = d_o \quad (5)$$

Pero $d_i \leq 10 \cdot t$, lo que es igual:

$$d_i = 10 \cdot t \quad (6)$$

Reemplazando (6) en (5), se tiene:

$$d_o = 12 \cdot t \quad (7)$$

Reemplazando (6) y (7) en (4), se tiene:

$$\sigma_t = \frac{F}{L \cdot 10 \cdot t} \frac{(12 \cdot t)^2 + (10 \cdot t)^2}{(12 \cdot t)^2 - (10 \cdot t)^2}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{L \cdot 10 \cdot t} \frac{61}{11} \quad (8)$$

Reemplazando (3) en (2), se tiene:

$$\sigma_r = \frac{F}{L \cdot 10 \cdot t} \quad (9)$$

³⁵ Fuente www.monografias.com/trabajos68/recipientes-presion-pared-delgada.

Por facilidad se realiza un cambio de variable, se tiene:

$$C = \frac{F}{L \cdot 10^{-1} \cdot t} \quad (10)$$

Reemplazando (10) en (8), se tiene:

$$\sigma t = C \frac{6}{1} \quad (11)$$

Reemplazando (10) en (9), se tiene:

$$\sigma r = C \quad (12)$$

Reemplazando (11) y (12) en la expresión $\sigma a d m = \sigma t + \sigma r$ se obtiene:

$$\sigma a d m = \frac{6}{1} C + C = \frac{7}{1} C \quad (13)$$

Reemplazando (10) en (13), se tiene:

$$\sigma a d m = \frac{7}{1} \cdot \frac{F}{L \cdot 10^{-1} \cdot t}$$

$$\sigma a d m = \frac{36}{55} \cdot \frac{F}{L \cdot t} \quad (14)$$

Despejando t de la expresión (14), se obtiene:

$$t = \frac{36}{55} \cdot \frac{F}{L \cdot \sigma a d m} \quad (15)$$

Reemplazando valores se tiene que el espesor de la bisagra más adecuado es:

$$t = \frac{36}{55} \cdot \frac{107.8 \text{ K N}}{0.1 \text{ m} \cdot 112720 \text{ K P a}}$$

$$t = 6.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El espesor seleccionado será de 7 mm.

Por consiguiente, el diámetro interior (di) y diámetro exterior (de) de la bisagra respectivamente son:

$$d_i = 31 \text{ mm.}$$

$$d_e = 45 \text{ mm.}$$

2.4.7 Diseño de columnas posteriores.

Estas columnas sirven de apoyo a las bisagras posteriores.

Las columnas soportaran el peso total de 11000 Kg, cuando la plataforma no se encuentre trabajando.

$$P d = 26,95 \text{ K N } x 4 \text{ r u e d a s}$$

$$P d = 107.8 \text{ K N}$$

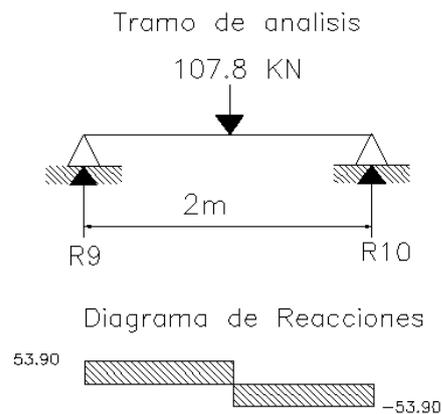


Figura 2.21 Reacciones a soportar en las columnas.

Tabla 2.11 Resultados de las fuerzas actuantes en la columna.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	R9=R10	Reacciones.	53.90	KN.	$R9 = \frac{P \ell}{2}$

Las columnas posteriores y el labio deberán soportar una carga de 53.90 KN.

Por motivo de espacio y diseño debido a que serán colocadas en la parte trasera del andén se calculará con un tubo estructural rectangular de 100x50x3 mm de acero ASTM A-500, las características se muestran en la figura 2.22 y tabla 2.12.

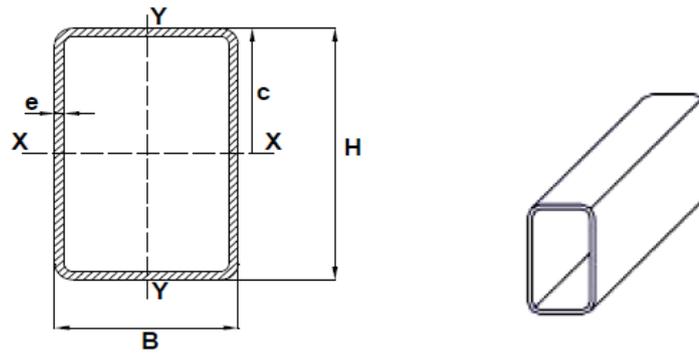


Figura 2.22 Sección de un perfil estructural.

Tabla 2.12 Especificaciones del perfil 100 x 50 x 3mm.³⁶

B	50 mm
H	100 mm
e	3 mm
I_x	$106,34 c n^4$
I_y	$35,97 c n^4$
Área	$8,41 \times 10^{-4} m^2$
S_y	320 MPa

Elaborado por: El autor.

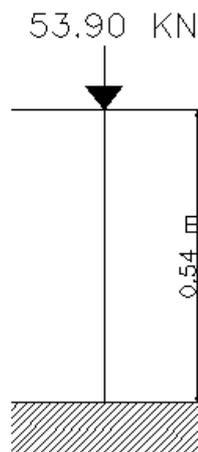


Figura 2.23 Esquema de la columna a compresión.

³⁶ Fuente. www.dipacmanta.com

Datos:

$K = 1.20$

Factor de apoyo

Radio de giro mínimo.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{35.97 \text{ cm}^4}{8.41 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 0.020 \text{ m}$$

Esbeltez.

$$\frac{K \times L}{r}$$

$$\frac{1.20 \times 0.54 \text{ m}}{0.020 \text{ m}} = 32.4$$

Factor de pandeo.

$$C_c = \frac{1987}{\sqrt{S_y}}$$

$$C_c = \frac{1987}{\sqrt{320 \text{ MPa}}} = 111.07$$

$$\frac{K \times L}{r} \leq C_c$$

$$32.4 \leq 111.07$$

Esfuerzo admisible de compresión.

$$F_a = \frac{S_y \left[1 - \frac{(K L/r)^2}{2 C_c^2} \right]}{\frac{5}{3} + \frac{3(K L/r)^2}{8 C_c} - \frac{(K L/r)^3}{8 C_c^3}}$$

³⁷ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD, 4ta Edición, Colombia, 2006, pág. 112

$$F a = \frac{320 M P a \left[1 - \frac{(32.4)^2}{2(111.07)^2} \right]}{\frac{5}{3} + \frac{3(32.4)}{8(111.07)} - \frac{(32.4)^3}{8(111.07)^3}}$$

$$F a = 172.82 M P a$$

Carga crítica.

$$P c r = F a x A$$

$$P c r = 172.82 M P a x 8.41 m^2$$

$$P c r = 145.34 K N$$

En este análisis se observa que la carga máxima que puede soportar el tubo estructural es de 145.34KN la cual es mayor a la carga de diseño de 53.9 KN; este tubo rectangular, si cumple las condiciones.

2.4.8 Diseño de viga posterior.

El diseño de esta viga posterior, estará colocado sobre las 4 columnas antes dimensionadas.

$$P d = 26.95 K N$$

Diagrama de Fuerzas



Figura 2.24 Esquema de la viga posterior.

Tabla 2.13 Resultados de las fuerzas actuantes en la viga posterior.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	2.19	KN. m	$M m a = \frac{P \ell x L}{4}$
2	R11=R12	Reacciones.	13.47	KN.	$R11 = \frac{P \ell}{2}$
3	V= R11=R12	Fuerza de corte.	13.47	KN.	$V = \frac{P \ell}{2}$

Elaborado por: El autor.

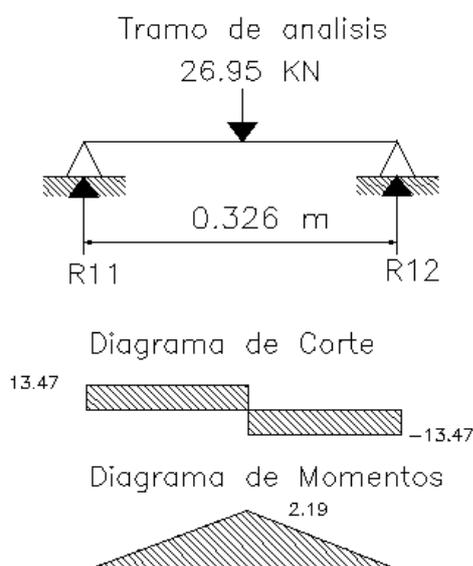


Figura 2.25 Diagrama de Corte y Momento en la viga posterior.

$$s = \frac{M m a x}{[\sigma m a] x}$$

$$s = \frac{2.19 \text{ KN. m}}{112720 \text{ KN/m}^2}$$

$$s = 1.94 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Este módulo de sección es un referente para poder escoger el tipo de viga.

La viga escogida es un perfil L 125 X 125 X 8 mm de acero ASTM A-36 las características técnicas se pueden mirar en el (Anexo 3), la geometría se muestra en la figura 2.26 y tabla 2.14.

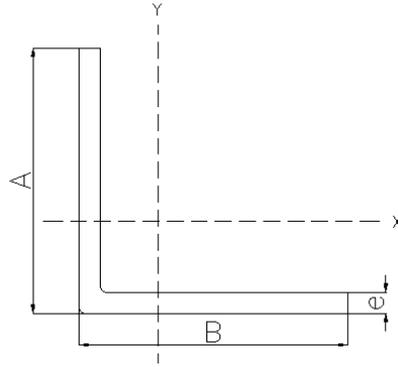


Figura 2.26 Sección de perfil L.

Tabla 2.14 Especificaciones del perfil L 125x125x8

B	125 mm
A	125 mm
e	8 mm
I	290.90 c m^4
S	32.29 c m^3

Elaborado por: El autor.

Esfuerzo calculado.

$$\sigma = \frac{M \text{ m a x}}{S}$$

$$\sigma = \frac{2.19 \text{ K N} \cdot \text{m}}{3.22 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 68012.4 \text{ K P a}$$

Deflexión máxima.

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{P d \times l^3}{48 \times E \times I}$$

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{26.95 \text{ KN} \times (0.326\text{m})^3}{48 \times 207 \times 10^6 \text{ KPa} \times 2.90 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\Delta_{\text{max}} = 3.24 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Con esta sección de perfil el esfuerzo calculado de 68.01 MPa es menor que 112.720 MPa del esfuerzo máximo admisible; lo que es correcto.

La deflexión máxima admisible que se proyecta es de 0.1 mm, que es mínimo y está dentro de la tolerancia.

2.4.9 Diseño del labio.

El labio a diseñar es el medio de unión entre la plataforma principal y el camión, desplegándose de forma horizontal cuando el sistema este funcionando, mientras que cuando esté apagado, el labio se coloca en sentido vertical trabajando como apoyo en la parte delantera del andén.

El labio funcionara como una viga y una columna al mismo tiempo.

El diseño del labio consistirá en encontrar el espesor óptimo para que trabaje como viga y columna.

2.4.9.1 Diseño del labio como una Viga.

Al momento de pasar el eje delantero o trasero del montacarga sobre el labio, estará en contacto siempre un par de ruedas.

$$P d = 26.95 \text{ K N } x 2 \text{ r u e d a s}$$

$$P d = 53.90 \text{ K N}$$

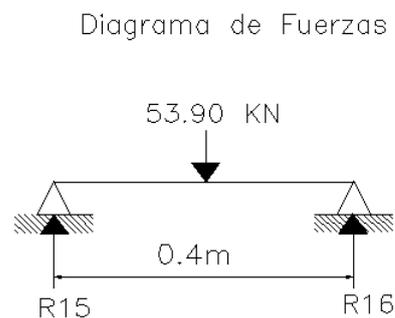


Figura 2.27 Esquema del labio como una viga.

Tabla 2.15 Resultados de las fuerzas actuantes en el labio.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	5.39	KN. m	$M_{m a} = \frac{P \ell x L}{4}$
2	R15=R16	Reacciones.	26.95	KN.	$R15 = \frac{P \ell}{2}$
3	V= R15=R16	Fuerza de corte.	26.95	KN.	$V = \frac{P \ell}{2}$

Elaborado por: El autor.

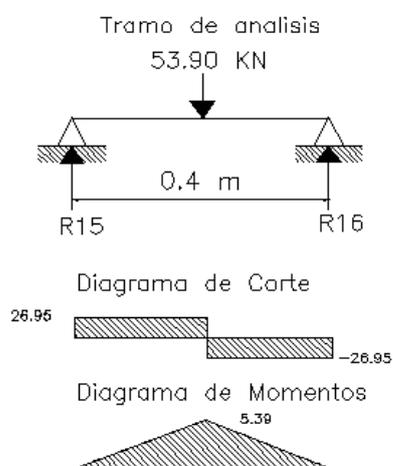


Figura 2.28 Diagrama de Corte y Momento en el labio.

$$s = \frac{M_{m a} x}{[\sigma_{m a}] x}$$

$$s = \frac{5.39 \text{ KN.m}}{112720 \text{ KN/m}^2}$$

$$s = 4.76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S = \frac{I}{C}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$C = h/2$$

Reemplazando la fórmula de inercia y centroide en el módulo de sección.

$$S = \frac{\frac{b \times h^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$S = \frac{1.85m \times h^2}{6}$$

Al despejar h se tiene el espesor de la placa.

$$h = \sqrt{\frac{4.76 \times 10^{-5} m^3 \times 6}{1.85m}}$$

$$h = 11.80 \times 10^{-3} m$$

El espesor de la plancha será de 12 mm.

Cálculo de la deflexión máxima del antideslizante.

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I = \frac{0.4 m \times (12 \times 10^{-3} m)^3}{12}$$

$$I = 5.76 \times 10^{-8} m^4.$$

$$\Delta_{max} = \frac{P d x l^3}{48 \times E \times I}$$

$$\Delta_{max} = \frac{53.90 \text{ KN/m} \times (0.4m)^3}{48 \times 207 \times 10^6 \text{ KPa} \times 5.76 \times 10^{-8} m^4}$$

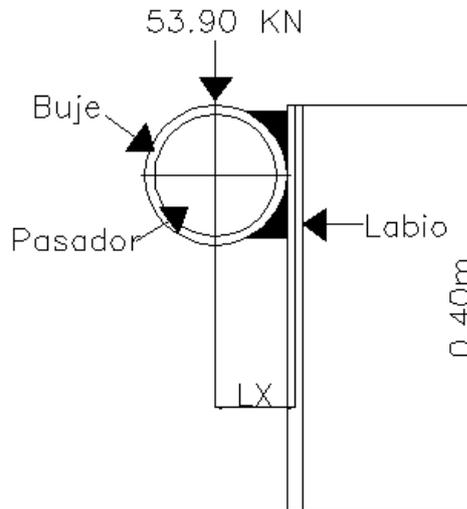
$$\Delta_{max} = 6.01 \times 10^{-3} m.$$

La deflexión que se proyecta es de 6 mm.

Este espesor de 12 mm se tomara como referencia al momento de calcular el labio como una columna.

2.4.9.2 Diseño del labio como una Columna.

En la parte delantera, el labio está sometido a una combinación de carga axial más flexión.



$$L X = e s p e s o r l a b i o / 2 + e s p e s o r b i s a g r a + \emptyset p a s a d o r$$

$$L X = 12 m m / 2 + 7 m m + 31 m m / 2$$

$$L X = 28.5 m m$$

Figura 2.29 Esquema del labio a compresión.

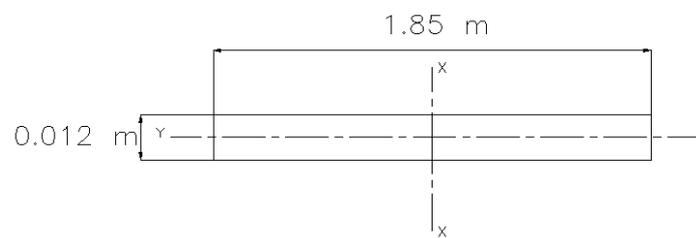


Figura 2.30 Sección transversal del labio.

Tabla 2.16 Resultado de Inercias y Área.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	I_x	Inercia respecto al eje X.	6.33×10^{-3}	m^4	$I_x = \frac{b \times h^3}{12}$
2	I_y	Inercia respecto al eje Y.	2.66×10^{-7}	m^4	$I_y = \frac{b \times h^3}{12}$
3	A	Área.	0.022	m^2	$A = b \times h$
4	C	Distancia a la fibra externa.	0.006	m	
5	S	Módulo de sección	4.43×10^{-5}	m^3	$S = \frac{I_y}{C}$

Elaborado por: El autor.

Datos:

K= 2.00

Factor de apoyo

Radio de giro mínimo.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{2.66 \times 10^{-7} m^4}{0.022 m^2}}$$

$$r = 3.477 \times 10^{-3} m$$

Esbeltez.

$$\frac{K \times L}{r}$$

$$\frac{2.00 \times 0.40 m}{3.477 \times 10^{-3} m} = 230.0$$

Factor de pandeo.

$$C c = \frac{1987}{\sqrt{S y}}^{38}$$

$$C c = \frac{1987}{\sqrt{248 M P a}} = 126.17$$

$$\frac{K x L}{r} \geq C c$$

$$230.0 \geq 126.17$$

Esfuerzo admisible de compresión.

$$F a = \frac{12 \pi^2 E}{23(KL/r)^2}$$

$$F a = \frac{12 x \pi^2 x 207 G P a}{23(230.0)^2}$$

$$F a = 20.15 M P a$$

Esfuerzo real a compresión.

$$f a = \frac{P}{A}$$

$$f a = \frac{53.90 K N}{0.022 m^2}$$

$$f a = 2450 K P a$$

Esfuerzo real a flexión.

$$f b = \frac{M}{S}$$

$$f b = \frac{53.90 K N x 0.0285 m}{4.43 x 10^{-5} m^3}$$

$$f b = 34676.07 K P a$$

³⁸ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición, Colombia, 2006, pág. 112

Esfuerzo admisible a flexión.

$$F b = \frac{S y}{f s}$$

$$F b = \frac{248 M P a}{2.2}$$

$$F b = 112720 K P a$$

Ecuación de interacción.

$$\frac{f a}{F a} + \frac{f b}{F b} \leq 1.0^{39}$$

$$\frac{2450 K P a}{20150 K P a} + \frac{34676.07 K P a}{112720 K P a} \leq 1.0$$

$$0.12 + 0.31 \leq 1.0$$

$$0.43 \leq 1.0$$

Al cumplir con la ecuación de interacción se puede concluir que el labio con un espesor de 12 mm, es satisfactorio para que funcione como una columna sometido a esfuerzos combinados.

2.4.10 Cálculo de viga sujeción horquilla delantera.

La fuerza mostrada es la que tiene que soportar el cilindro de la plataforma, y se transmite a la viga que se encuentra en la parte delantera del vástago.

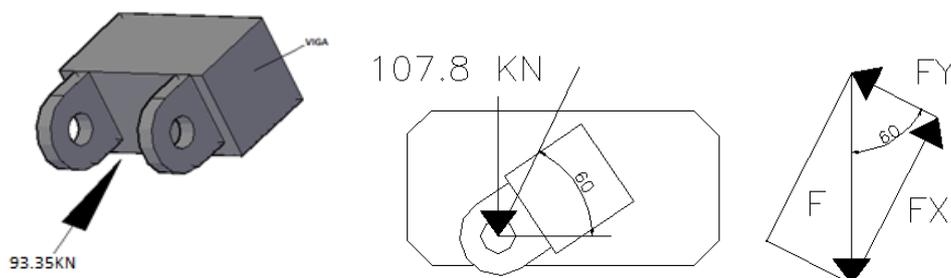


Figura 2.31 Esquema de la viga porta horquilla.

³⁹ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición, Colombia, 2006, pág. 256

$$F X = S e n 60 x 107.8k N = 93.35 K N$$

$$P_d = 93.35 K N$$

Tabla 2.17 Resultados de las fuerzas actuantes en la viga porta horquilla.

Item	Símbolo	Descripción	Valor	Unid	Fórmula
1	M máx.	Momento máximo.	2.90	KN. m	$M m a = \frac{P \epsilon x L}{4}$
2	R17=R18	Reacciones.	46.67	KN.	$R17 = \frac{P \epsilon}{2}$
3	V= R17=R18	Fuerza de corte.	46.67	KN.	$V = \frac{P \epsilon}{2}$

Elaborado por: El autor.

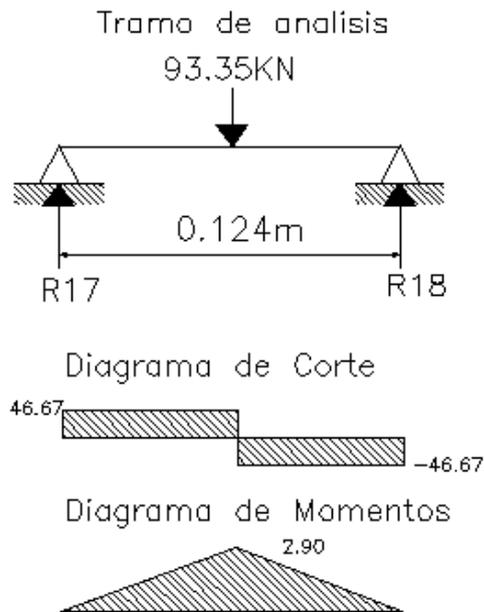


Figura 2.32 Diagrama de corte y momento para horquilla delantera.

$$s = \frac{M m a x}{[\sigma m a] x}$$

$$s = \frac{2.90 \text{ KN. m}}{112720 \text{ KN/m}^2}$$

$$s = 2.57 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Este módulo de sección es un referente para poder escoger el tipo de viga.

La viga escogida es un tubo cuadrado 100 x 100 x 3 mm de acero ASTM A-36, las características se muestra en la tabla 2.18.

Tabla 2.18 Especificaciones del perfil cuadrado 100 x 100 x 3 mm.⁴⁰

e	3 mm
$I_x = I_y$	176.95 cm^4
S	35.39 cm^3
Sy	248 MPa

Elaborado por: El autor.

Esfuerzo calculado.

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma = \frac{2.90 \text{ KN} \cdot \text{m}}{3.54 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 81.92 \text{ MPa}$$

Deflexión máxima.

$$\Delta_{max} = \frac{P d \times l^3}{48 \times E \times I}$$

$$\Delta_{max} = \frac{93.35 \text{ KN} \times (0.124 \text{ m})^3}{48 \times 207 \times 10^6 \text{ KPa} \times 1.76 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\Delta_{max} = 1.012 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Con esta sección de perfil el esfuerzo calculado de 81.92 MPa es menor que 112.720 MPa del esfuerzo máximo admisible; lo que es correcto.

La deflexión máxima admisible que se proyecta es de 0.01 mm, que es mínimo y está dentro de la tolerancia.

⁴⁰ Fuente. www.dipacmanta.com

2.4.11 Cálculo de espesor del soporte del cilindro principal.

Este soporte se encuentra en el piso del andén y soportara la carga que actué sobre el cilindro en su parte delantera.

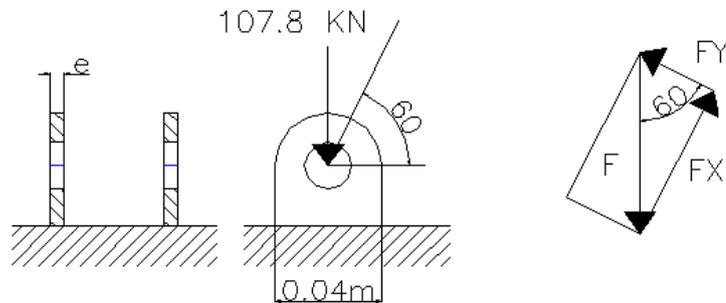


Figura 2.33 Descomposición de fuerzas.

$$F X = S e n 60 x 107.8k N = 93.35 K N$$

$$F Y = C o s 60 x 107.8k N = 53.9 K N$$

Esfuerzo a compresión.

$$\sigma = \frac{F X}{A}$$

$$[\sigma_{m a x}] = 112720 K P a$$

$$112720 K P a = \frac{93.35 K N}{2(0.04m x e)}$$

Despejando el espesor.

$$e = 0.010 m$$

El espesor que debe tener cada soporte es de 11 mm.

2.4.12 Cálculo de pernos.

Los pernos a utilizar en estructuras son de la norma ASTM, debido a que las roscas son más cortas y porque las conexiones en general se someten a cortante, la longitud disminuida de la rosca proporciona más área del cuerpo. Las características de los pernos se muestran en el Anexo 5.

2.4.12.1 Cálculo de pernos en las columnas.

La figura 2.34 muestra las fuerzas que actúan sobre los pernos que van a sujetar las vigas en cada una de las 4 columnas en la parte posterior del andén.

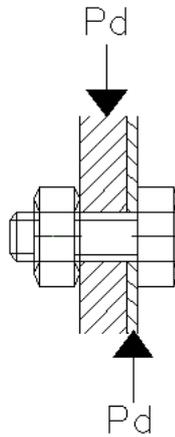


Figura 2.34 Fuerzas que actúan sobre el perno.

Datos:

Pernos ASTM A-325

$[F_v] = 17 \text{ Ksi}$ Esfuerzo permisible en corte para pernos; conexión estándar.⁴¹

$P_d = V = 53.90 \text{ KN} = 12.11 \text{ Klb.}$

Número de Pernos en cada columna = 2

Cálculo del diámetro del perno.

$$A = \frac{V}{[F_v]}$$

$$A = \frac{12.11 \text{ K l b}}{17 \frac{\text{K L b}}{\text{p l g}}} = 0.71 \text{ p l g}$$

⁴¹ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición,Colombia,2006, pág. 302

Área para cada perno.

$$A_{\text{perno}} = \frac{0.71 p l g}{2} = 0.35 p l g$$

$$A_{\phi} = \frac{\pi x d^2}{4}$$

Despejando el diámetro.

$$d = \sqrt{\frac{0.35 p l g x 4}{3.1416}}$$

$$d = 0.67 p l g$$

El diámetro del perno será de 3/4 plg.

Comprobación:

$$F_v = \frac{V}{2A}$$

$$F_v = \frac{12.11 \text{ Klb}}{2x \frac{\pi x (3/4 p l^2 g)}{4}}$$

$$F_v = 13.7 \text{ K s i}$$

Con el perno de 3/4 plg el esfuerzo en corte calculado de $F_v = 13.7 \text{ K s i}$ es menor que $[F_v] = 17 \text{ K s i}$ del esfuerzo permisible en corte del perno; lo que es correcto.

2.4.12.2 Cálculo de pernos en la sujeción delantera.

La unión entre el cilindro principal y la plataforma está formada por placas empernadas con una viga de la plataforma principal.

La figura 2.35 muestra las fuerzas que actúan sobre los pernos que van a sujetar las placas en sus extremos en la parte delantera del andén.

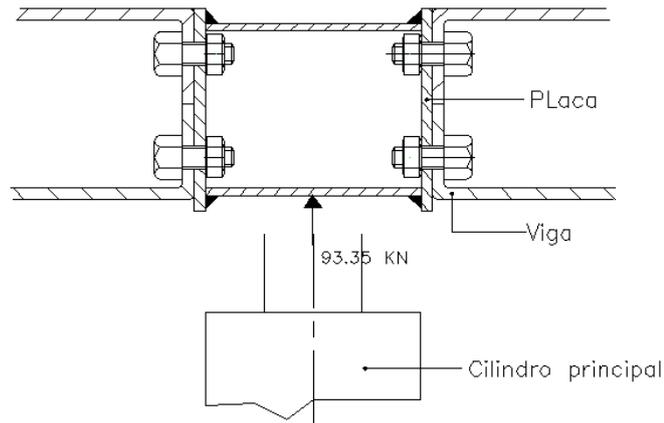


Figura 2.35 Fuerzas que actúan sobre el perno en la sujeción delantera.

Datos:

Pernos ASTM A-325

$$[F_v] = 17 \text{ Ksi}$$

$$V = 93.35 \text{ KN} = 20.98 \text{ Klb.}$$

Número de Pernos = 16

Cálculo del diámetro del perno.

$$A = \frac{V}{[F_v]}$$

$$A = \frac{20.98 \text{ K l b}}{17 \frac{\text{K L b}}{\text{p l } \hat{g}}} = 1.23 \text{ p l } \hat{g}$$

Área para cada perno.

$$A_{\text{perno}} = \frac{1.23 \text{ p l } \hat{g}}{16} = 0.077 \text{ p l } \hat{g}$$

$$A_{\emptyset} = \frac{\pi \times \hat{d}}{4}$$

Despejando el diámetro.

$$d = \sqrt{\frac{0.089 p l g x^4}{3.1416}}$$

$$d = 0.32 p l g$$

El diámetro del perno será de 3/8 plg.

Comprobación:

$$F v = \frac{V}{16 A}$$

$$F v = \frac{24.23 \text{ Klb}}{16 x \frac{\pi x (3/8 p l^2 g)}{4}}$$

$$F v = 13.7 \text{ K s i}$$

Con el perno de 3/8 plg el esfuerzo en corte calculado de $F v = 13.71 \text{ K s i}$ es menor que $[Fv] = 17 \text{ Ksi}$ del esfuerzo permisible en corte del perno; lo que es correcto.

2.4.13 Cálculo de soldadura.

Muchos de los distintos componentes del nivelador serán ensamblados usando soldadura. El método de soldadura presenta algunas ventajas:⁴²

- Ensamble rápido de los elementos de una máquina.
- Eliminación de sujetadores individuales con sus respectivos agujeros.

Las formulas aplicadas se pueden mirar en el Anexo 5.

⁴² SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. edición, México, 2002, Pag. 536

2.4.13.1 Soldadura entre porta columna y placa base.

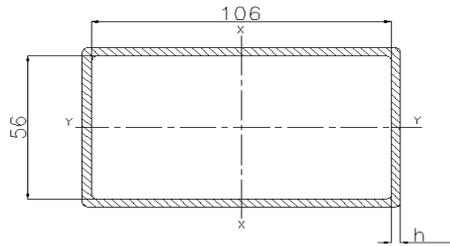


Figura 2.36 Sección del cordón de soldadura entre porta columna y la base.

Datos:

Electrodo revestido E 6011.

Resistencia de fluencia = 345 MPa.

$$h = 1/8plg = 3.175\text{mm}^{43}$$

$$t = 0.707 \times h$$

$$V = 53.90 \text{ KN.}$$

Área de soldadura.

$$A = t \times l$$

$$A = 0.707 \times 0.0031\text{m} \times 0.324\text{m}$$

$$A = 7.10 \times 10^4 \text{m}^2.$$

Esfuerzo a Corte.

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

$$\tau = \frac{53.90\text{K N}}{7.10 \times 10^4 \text{m}^2}$$

$$\tau = 75.915 \text{M P a}$$

⁴³ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición,Colombia,2006, pág. 375

Factor seguridad.

$$F S = \frac{0.578 x S y}{\tau}$$
$$F S = \frac{0.578 x 345 M P a}{75.915 M P a}$$
$$F S = 2.62$$

En este análisis se observa que el factor de seguridad es alto, sin embargo por motivos prácticos, el cordón de soldadura no puede ser más delgado.

2.4.13.2 Soldadura de bisagra posterior hacia la plataforma.

En la figura 2.37 se observa que la bisagra está sometida a esfuerzo de flexión y corte.

Se procede a calcular el espesor de soldadura mínimo para soportar dicha carga.

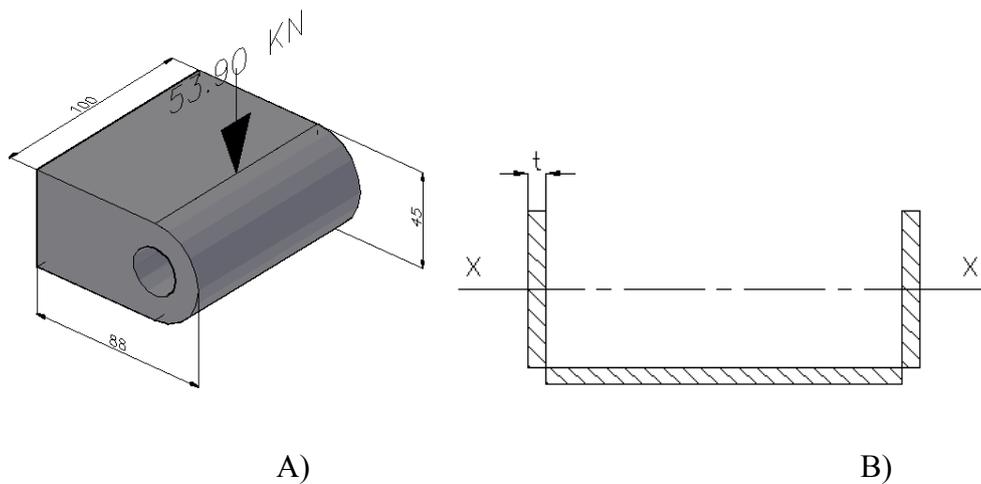


Figura 2.37 A) Fuerza actuante en bisagra. B) Sección del cordón de soldadura.

Datos:

Electrodo revestido E 6011.

Resistencia de fluencia = 345 MPa.

$$t = 0.707 x h$$

$$F_s = 2.2$$

Esfuerzo máximo admisible.

$$[\tau \text{ m a}] = \frac{S_s y}{F_s} = \frac{0.578 \times 345 \text{ M P a}}{2.2}$$

$$[\tau \text{ m a}] = 90.64 \text{ M P a}$$

Inercia Vertical.

$$I_v = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_v = \frac{t \times (0.045 \text{ m})^3}{12}$$

$$I_v = 7.59 \times 10^{-6} \times t \text{ m}^4$$

Inercia Horizontal.

$$I_h = I_{hx} + A \times d^2$$

$$I_h = \frac{(0.1 \text{ m}) \times t^3}{12} + (0.1 \text{ m}) \times t \times \left(\frac{0.045 \text{ m}}{2} \right)^2$$

I_{hx} tiende a cero ya que el espesor "t" es pequeño.

$$I_h = 5.062 \times 10^{-5} \times t \text{ m}^4$$

Inercia respecto a X.

$$I_x = 2I_v + I_h$$

$$I_x = 2(7.59 \times 10^{-6} \times t \text{ m}^4) + 5.062 \times 10^{-5} \times t \text{ m}^4$$

$$I_x = 6.58 \times 10^{-5} \times t \text{ m}^4$$

Momento.

$$M = 53.90 \text{ KN} \times 0.088 \text{ m}$$

$$M = 4.74 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \frac{M \text{ max } x C}{I}$$

$$\sigma = \frac{4.74 \text{ KN} \cdot \text{m} \times \frac{0.045 \text{ m}}{2}}{6.58 \times 10^{-5} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = \frac{1620.8 \text{ KPa}}{t}$$

Esfuerzo a Corte.

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

$$\tau = \frac{53.90 \text{ K N}}{[2(0.045 \text{ m}) + (0.1 \text{ m})] \times t}$$

$$\tau = \frac{283.68 \text{ K P a}}{t}$$

Esfuerzo Resultante.

$$\tau_{e q} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{e q} = \sqrt{\left(\frac{1620.8 \text{ KPa}}{t}\right)^2 + \left(\frac{283.68 \text{ K P a}}{t}\right)^2}$$

$$\tau_{e q} = \frac{1645.43 \text{ K P a}}{t}$$

$$\tau_{e q} \leq \sigma_{m a x}$$

$$\frac{1645.43 \text{ K P a}}{t} = 90.64 \text{ M P a}$$

$$t = 0.018 \text{ m}$$

Espesor de soldadura "h".

$$t = 0.707 \times h$$

$$h = \frac{0.018 \text{ m}}{0.707}$$

$$h = 0.025m$$

El espesor mínimo de soldadura es de 25mm.

$$\tau e q = \frac{1645.43K P a}{0.018m}$$

$$\tau e q = 65817.2K P a$$

En este análisis se observa que el esfuerzo calculado de 65817.2 KPa es menor que el esfuerzo máximo admisible de 90640.9 KPa de la soldadura lo que es correcto.

2.4.13.3 Soldadura de la plataforma principal.

En la figura 2.38 muestra una de las 6 vigas que están soldadas hacia el tol antideslizante. Para el cálculo se tomara los datos de los puntos 2.4.13.1.

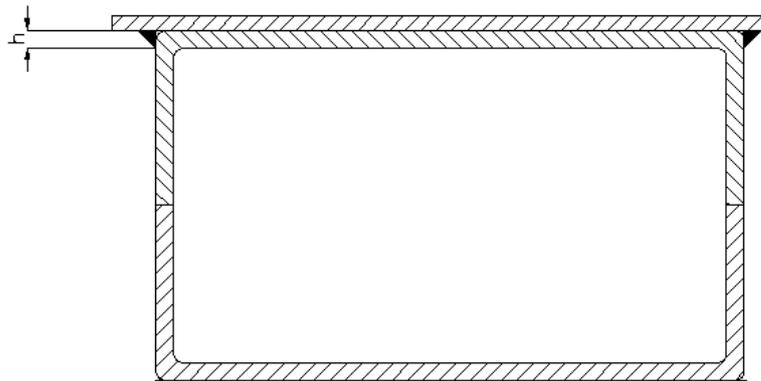


Figura 2.38 Unión entre la viga y el tol antideslizante.

Datos.

Peso de la viga= 14.42 Kg/m

$h=1/8plg = 3.175mm$

$$t = 0.707 \times h$$

$$t = 0.707 \times 0.003 m$$

$$t = 2.24 \times 10^{-3}m$$

Longitud ideal de soldadura.

$$l = 15 \times t$$

$$l = 15 \times 2.24 \times 10^{-3} m$$

$$l = 0.034 m$$

Separación entre cordones.

$$s = 25 \times t$$

$$s = 25 \times 0.003 m$$

$$s = 0.075 m$$

Fuerza de cada viga.

$$V = 14.42 \frac{Kg}{m} \times 4m$$

$$V = 57.68 kg \times \frac{9.8}{s^2}$$

$$V = 565.26 N$$

Área de soldadura.

$$A = t \times l$$

$$A = 2.24 \times 10^{-3} m \times 0.034 m$$

$$A = 7.616 \times 10^{-5} m^2.$$

Esfuerzo a Corte.

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

$$\tau = \frac{0.56K N}{7.616 \times 10^{-5} m^2}$$

$$\tau = 7.35 MPa$$

⁴⁴ LARBURU N, Prontuario de máquinas, edición 13, España, 2001, Pág. 216.

⁴⁵ LARBURU N, Prontuario de máquinas, edición 13, España, 2001, Pág. 216.

Factor seguridad.

$$F S = \frac{0.578 x S y}{\tau}$$
$$F S = \frac{0.578 x 345 M P a}{7.35 M P a}$$
$$F S = 27$$

En este análisis se observa que el factor de seguridad es alto, y da seguridad para que las vigas estén unidas, por motivos prácticos, el cordón de soldadura no puede ser más delgado.

2.4.13.4 Soldadura en viga de sujeción horquilla delantera.

La soldadura entre la viga y la placa de unión, soportara la carga de 93.35KN, (Ver figura 2.31) al momento que la plataforma este funcionando.

La soldadura está sometida a esfuerzos de flexión.

Se utilizara un tamaño mínimo de filete ($h=5/16plg$), diferente a los anteriores debido a que la fuerza que soporta la soldadura es alta y necesita mayor área de soldadura. Esta especificación se la puede ver en el Anexo 5.

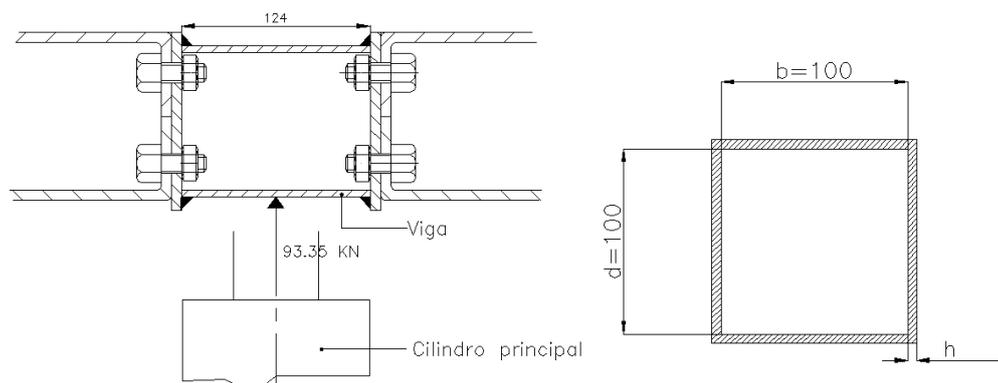


Figura 2.39 Viga de unión soldada.

Datos:

Electrodo revestido E 60xx.

Resistencia de fluencia = 345 MPa.

$$h = 5/16plg = 7.93\text{mm}^{46}$$

Área de soldadura.

$$A = 1.414 h (b + d^7)$$

$$A = 1.414 \times 0.0079\text{m} (0.1\text{m} + 0.10\text{m}) = 2.23 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

Momento de inercia del cordón de soldadura.

$$I = 0.707 h x \frac{d^2}{6} (3b + d)^{48}$$

$$I = 0.707 \times (0.0079\text{m}) x \frac{(0.10\text{m})^2}{6} x [3 \times 0.10\text{m} + 0.10\text{m}] = 3.72 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

Momento.

$$M = P \times L / 4$$

$$M = 93.35\text{KN} \times 0.124\text{m} / 4$$

$$M = 2.90 \text{KN} \cdot \text{m}$$

Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \frac{M \text{ max } x C}{I}$$

$$\sigma = \frac{2.90\text{KN} \cdot \text{m} \times \frac{0.10\text{m}}{2}}{3.72 \times 10^{-6} \text{m}^4}$$

$$\sigma = 38978.5 \text{KPa}$$

Esfuerzo a Corte.

⁴⁶ MC.CORMAC Jack, Diseño de estructuras metálicas, Método ASD ,4ta Edición,Colombia,2006, pág. 375

⁴⁷ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica,6ta.edición,México, 2002,Pag.550

⁴⁸ SHIGLEY J-MISCHKE C, Diseño en Ingeniería Mecánica,6ta.edición,México, 2002,Pag.550

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

$$\tau = \frac{93.35K N}{2.23 \times 10^{-3} m^2}$$

$$\tau = 41861K P a$$

Esfuerzo Resultante.

$$\tau_{e q} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{e q} = \sqrt{(38978.5K P a)^2 + (41861K P a)^2}$$

$$\tau_{e q} = 57.20MPa.$$

Factor seguridad.

$$F S = \frac{0.578 \times S y}{\tau_{e q}}$$

$$F S = \frac{0.578 \times 345 M P a}{57.20 M P a}$$

$$F S = 3.48$$

Este factor de seguridad es apropiado y muestra que todas las soldaduras similares están bien diseñadas.

2.4.13.5 Soldadura en la bisagra delantera.

La soldadura a calcular es la que une los bujes con el labio en la parte delantera del andén.

Se utilizara un tamaño mínimo de filete (h=5/16plg), diferente a los anteriores debido a que la fuerza que soporta la soldadura es alta y necesita mayor área de soldadura.

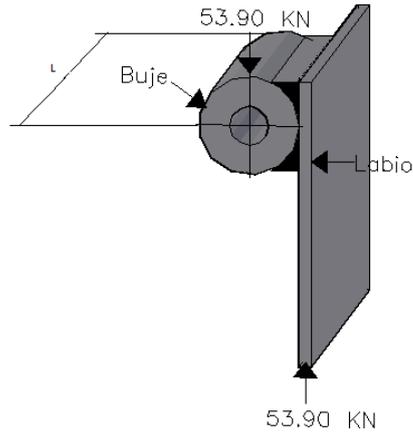


Figura 2.40 Unión entre buje de bisagra con el labio.

Datos:

Electrodo revestido E 6011.

Resistencia de fluencia = 345 MPa.

$$h = 5/16plg = 7.93\text{mm}$$

$$L = 100\text{mm}$$

$$t = 0.707 \times h$$

$$t = 0.707 \times 0.0079\text{m}$$

$$t = 5.6 \times 10^{-3}\text{m}$$

Área de soldadura.

$$A = t \times 2L$$

$$A = 5.6 \times 10^{-3}\text{m} \times 2(0.1\text{m})$$

$$A = 1.11 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Esfuerzo a Corte.

$$\tau = \frac{V}{A}$$
$$\tau = \frac{53.90K N}{1.11x 10^{-3}m^2}$$
$$\tau = 48.5M P a$$

Factor seguridad.

$$F S = \frac{0.578 x S y}{\tau}$$
$$F S = \frac{0.578 x 345 M P a}{48.5M P a}$$
$$F S = 4.1$$

En este análisis se observa que el factor de seguridad es alto con un filete de 5/16plg, y da seguridad para que los bujes se encuentren unidos hacia el labio.

2.4.14 Selección de cilindro.

Los parámetros para seleccionar el equipo hidráulico son tres: carga máxima, carrera y velocidad de elevación.

Para el funcionamiento del andén hidráulico se requiere dos cilindros hidráulicos de doble efecto; el primero elevara la plataforma principal y el segundo el labio de unión entre el andén y el camión.

2.4.14.1 Selección de cilindro de plataforma.

El cilindro a seleccionar será de doble efecto, su función es elevar el peso de la plataforma principal; al momento de comenzar la descargar el cilindro soportara el peso de trabajo de 11000 kg.

El cilindro debe colocarse a una inclinación de 60° por motivos de espacio en la fosa de empotramiento ya que el cilindro retraído tiene una longitud de 25 plg (Ver Anexo 6).

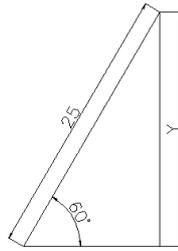


Figura 2.41 Angulo de inclinación del cilindro.

$$Y = \text{Sen } 60^\circ \times 25 \text{ plg.}$$

$$Y = 21.65 \text{ plg. } \text{ó } 550 \text{ mm}$$

Como se puede observar la profundidad mínima para la fosa es de 0.55 m.

2.4.14.2 Desplazamiento del cilindro con el peso de la plataforma.

- Peso a soportar: 11000Kg ó 107.8 KN
- Carrera: 400 mm.
- Tiempo de desplazamiento: 20 seg.

En el Anexo 6 se muestra el catálogo de cilindros hidráulicos PRINCE. El presente proyecto trabaja con los lineamientos de esta marca. El cilindro hidráulico que tiene una carrera de 400 mm es el SAE-64016 que tiene una carrera de 16 plg, ó 406 mm.

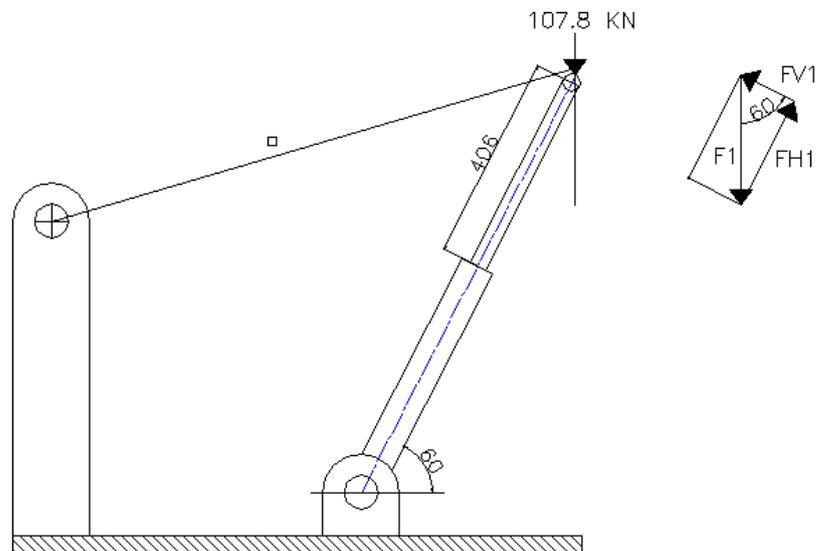


Figura 2.42 Elevación máxima del cilindro con la plataforma.

$$F_{H1} = \text{Sen } 60 \times 107.8 \text{ kN} = 93.35 \text{ kN}$$

$$F_{V1} = \text{Cos } 60 \times 107.8 \text{ kN} = 53.9 \text{ kN}$$

Diámetro del vástago del cilindro hidráulico (d).

El cálculo del diámetro mínimo que debe tener el vástago se lo hace con la teoría de estabilidad, es decir, considerando la esbeltez del elemento ya que este se encuentra sometido a compresión. El cálculo al pandeo se lo realiza con las siguientes formulas:

Cálculo con la teoría de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 E I}{L^2 C_s}$$

En donde:

Fp: Carga axial de pandeo.

I: Momento de inercia, [m⁴]. En el caso de una sección circular: $I = \frac{d^4 \pi}{64}$

E: Modulo de elasticidad, (del acero 200GPa).

Lp: Longitud de pandeo [m].

Cs: Factor de seguridad (2.2).

Es necesario determinar la influencia del tipo de sujeción en la longitud de pandeo.

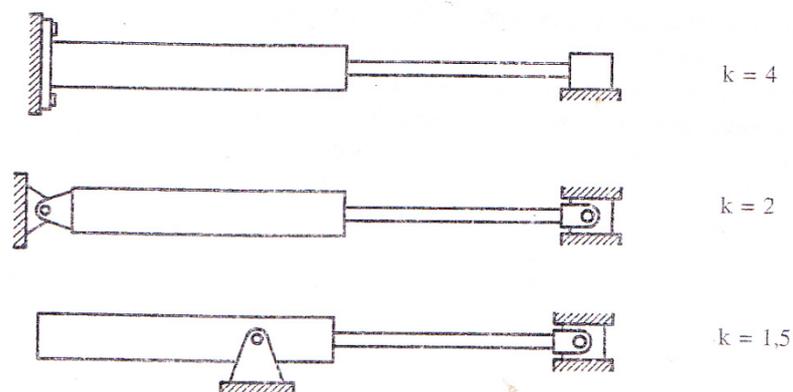


Figura 2.43 Factor de anclaje de cilindro.⁵⁰

⁴⁹ SERRANO N, Oleo hidráulica, 1ra edición, España, 2002, Pág. 143.

⁵⁰ SERRANO N, Oleo hidráulica, 1ra edición, España, 2002, Pág. 145.

El caso de sujeción para esta máquina de la figura 2.42 es de 2.

Longitud de pandeo.

$$L_p = K \cdot L$$

$$L_p = 2 \times 0.4 \text{ m} = 0.8$$

Reemplazando el valor de inercia de una sección circular en la fórmula de carga axial de pandeo y conociendo la fuerza F_p (carga máxima) de 93.35 KN se puede determinar el diámetro mínimo del vástago.

$$F_p = \frac{\pi^3 E I}{L^3 C_s} \cdot \frac{d^4}{64}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times L^3 \times C_s \times F_p}{\pi^3 \times E}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times (0.8\text{m}^3) \times 2.2 \times 93.35\text{K N}}{\pi^3 \times 200 \times 10^9 \text{K P a}}}$$

$$d = 0.034\text{m}$$

El diámetro mínimo que debe tener el vástago para no falla por pandeo es de 34 mm.

En el Anexo 6 se muestra que el cilindro hidráulico elegido tiene un diámetro de vástago de 50.8 mm, valor que esta sobre el mínimo requerido.

Para obtener la presión del sistema de la plataforma principal se requiere el área del pistón del cilindro. En el Anexo 6, se muestra que el pistón tiene un diámetro de 4 plg, para lo cual se calcula lo siguiente:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{93.35\text{K N}}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$P_1 = \frac{93.35 \text{ K N}}{\frac{\pi (0.1016\text{m}^2)}{4}} = 11514.28 \text{ K P a}$$

Esta presión es la necesaria para mantener la plataforma en el lugar necesario.

La presión máxima que soporta el cilindro es 3000psi (20700 KPa), por lo tanto 11514.28 KPa es un valor admisible.

Caudal necesario para elevar la plataforma.

$$Q_1 = V_1 \times A_1$$

$$Q_1 = \frac{0.4m}{20Se g} \times 8.10 \times 10^3 m^2$$

$$Q_1 = 1.62 \times 10^4 m^3/s$$

2.4.14.3 Selección de cilindro del labio.

El cilindro a seleccionar será de doble efecto, su función es empujar el peso del labio.

Peso del labio:

Datos:

Largo: 1.85 m.

Ancho: 0.4 m.

Espesor: 0.012 m.

δ_{acero} : 7850 Kg/m³.

Volumen del labio.

$$V o l u m e n = L a r g o \times a n c h o \times e s p e s o r .$$

$$V o l u m e n = 1.85 m \times 0.4 m \times 0.012 m .$$

$$V o l u m e n = 8.88 \times 10^{-3} m^3$$

Peso del labio.

$$P e s o = \delta . x V$$

$$P e s o = 7850 \frac{K g}{m^3} x 8.88 x 10^{-3} m^3.$$

$$P e s o = 69.70 K g$$

- Peso del labio: 69.708 Kg o 0.68KN

- Carrera: 100 mm.

- Tiempo de desplazamiento: 10 seg.

En el Anexo 6 se muestra el catálogo de cilindros hidráulicos PRINCE. El cilindro hidráulico que tiene una carrera de 100 mm es el PMC-8404 que tiene una carrera de 4 plg, ó 101.6 mm.

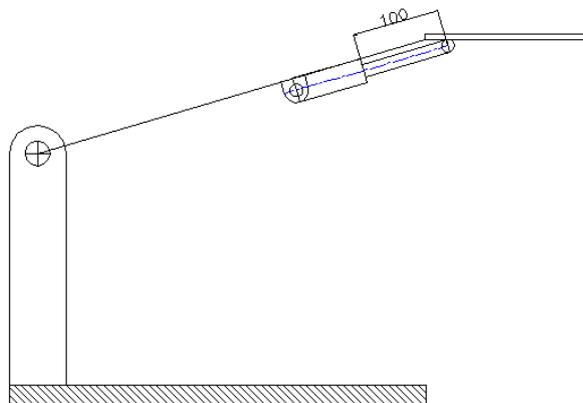


Figura 2.44 Desplazamiento máximo del cilindro de labio.

Diámetro mínimo de vástago.

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 x L^3 x C s x F p}{\pi^3 x E}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 x (0.1 x 2)^3 x 2.2 x 0.68 K N}{\pi^3 x 200 x 10^3 K P a}}$$

$$d = 4.98 x 10^{-3} m$$

El diámetro mínimo que debe tener el vástago para no falla por pandeo es de 5mm.

En el Anexo 6 se muestra que el cilindro hidráulico elegido tiene un diámetro de vástago de 25.4 mm, valor que esta sobre el mínimo requerido.

Para obtener la presión necesaria en el labio se requiere el área del pistón del cilindro. En el Anexo 6, se muestra que el pistón tiene un diámetro de 2 plg, para lo cual se calcula lo siguiente:

$$P_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{F_2}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$P_2 = \frac{0.68 \text{ K N}}{\frac{\pi (0.0508 \text{ m}^2)}{4}} = 335 \text{ K P a}$$

La presión máxima que soporta el cilindro es 2500 psi (17250 KPa), por lo tanto 335 KPa es un valor admisible.

Caudal necesario para elevar el labio.

$$Q_2 = V_2 \times A_2$$

$$Q_2 = \frac{0.1 \text{ m}}{10 \text{ S e g}} \times 2.02 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$Q_2 = 2.02 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.4.15 Cálculo de la bomba hidráulica.

Para el cálculo de la bomba hidráulica, se tomara en cuentas las pérdidas que existen en la tubería que conecta al cilindro principal de la plataforma y el cilindro del labio; al final se sumaran las nuevas presiones de cada cilindro, seleccionando al final el motor y la bomba.

La selección de la tubería se la realizará por cada uno de los cilindros.

2.4.15.1 Cálculo de pérdida de presión en la tubería del cilindro de la plataforma principal.

Para el presente cálculo se utilizara tablas de mangueras más usadas en sistemas de alta presión; al igual que aceite hidráulico, los catálogos se encuentran en el Anexo 6.

Datos de entrada

$$\varnothing_1 = 101.6 \text{ mm (4plg).}$$

$$\varnothing_2 = 50.8 \text{ mm (2plg).}$$

$$L = 406 \text{ mm (16plg).}$$

$$F = 93.35 \text{ KN.}$$

$$t = 20 \text{ seg.}$$

$$A_1 = 8.10 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_2 = 2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$Q_1 = 1.62 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$P_1 = 11514.28 \text{ KPa.}$$

Donde:

\varnothing_1 = Diámetro del pistón.

\varnothing_2 = Diámetro del vástago.

L = Distancia a recorrer.

t = Tiempo estimado de subida de la plataforma.

Q1=Caudal en el pistón.

P1=Presión en el pistón.

Cálculo de las pérdidas de carga en el movimiento de salida del vástago.

$$Q_1 = V \times A_1$$

$$V = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2}$$

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{A_2}{A_1}$$

$$Q_2 = 1.62 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{s} \times \frac{2.026 \times 10^3 \text{ m}^2}{8.10 \times 10^3 \text{ m}^2}$$

$$Q_2 = 4.052 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Selección de las tuberías.

$$P_1 = 11514.28 \text{ KPa} \left| \frac{1 \text{ P s i}}{6.90 \text{ K P a}} \right|$$

$$P_1 = 1668.7 \text{ P s i}$$

Tabla 2.19 Selección de manguera de alta presión para el cilindro principal.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	15	400	5800	640	9275	1600	23200	100
5	5/16 / 7.9	16.6	350	5075	560	8115	1400	20300	115
6	3/8 / 9.5	19	330	4785	528	7650	1320	19140	130
8	1/2 / 12.7	22.2	275	3990	440	6376	1100	15960	180
10	5/8 / 15.9	25.4	250	3625	400	5797	1000	14500	200
12	3/4 / 19.0	29.3	215	3120	340	4927	850	12480	240
16	1 / 25.4	38.1	165	2395	260	3768	650	9570	300
20	1 1/4 / 31.8	48.3	125	1810	200	2898	500	7240	420
24	1 1/2 / 38.1	55	90	1305	144	2087	360	5220	500
32	2 / 50.8	67.4	80	1160	128	1855	320	4640	630

Fuente: [http:// www.youblisher.com/files/publications](http://www.youblisher.com/files/publications)

Tubería seleccionada manguera de alta presión medida 20

Velocidad por el interior de las tuberías.

$$V_t = \frac{Q_2}{A_{interior\ tubería}}$$

$$V_t = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^3}$$

$$V_t = \frac{4 \times 4.052 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times (0.0318 \text{ m})^2}$$

$$V_t = 0,05 \frac{\text{m}}{\text{s e g}}$$

Cálculo del número de Reynolds (Re).

Datos:

$$\mu = 68 \text{ cst}$$

$$D_i = 0.0318 \text{ m}$$

Donde

μ = Viscosidad cinemática del aceite hidráulico ISO 68.

D_i = Diámetro interior tubería de presión.

Cst = Unidad de la viscosidad $100\text{cst} = 0,0001 \text{ m}^2/\text{seg}$.

$$N_R = \frac{V_t \times D_i}{\mu}$$

$$N_R = \frac{0,05 \frac{\text{m}}{\text{s e g}} \times 0,0318 \text{ m}}{\frac{68 \text{ c s t}}{1 \times 10^6 \frac{\text{m}^2}{\text{s e g}} \times 1 \text{ c s t}}}$$

$$N_R = 24$$

Cálculo del coeficiente de rozamiento en la tubería f .

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{24}$$

$$f = 2.68$$

Cálculo de la pérdida de carga en la tubería (ΔP_1).

Datos:

$$f = 2.68$$

$$L = 4\text{m}$$

$$\rho = 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Donde:

L = (longitud máxima considerada para la tubería).

ρ = Densidad aceite hidráulico ISO 68.

$$\Delta P_1 = f \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{v_t^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 2.68 \times \frac{4 \text{ m}}{0.0318 \text{ m}} \times 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{(0.05 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 375 \text{ Pa}$$

Equilibrio de fuerzas en el cilindro.

$$P_1' \times A_1 = F + \Delta P_1 \times A_2$$

$$P_1' = \frac{F}{A_1} + \Delta P_1 \times \frac{A_2}{A_1}$$

$$P_1' = \frac{93.35 \text{ KN}}{8.10 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + 0.375 \text{ KPa} \times \frac{2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{8.10 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P_1' = 11524.8 \text{ KPa}$$

Cálculo de pérdidas de carga en el lado del pistón (ΔP_2).

$$V_t = \frac{4 \times Q}{\pi \times d}$$

$$V_t = \frac{4 \times 1.62 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times (0.0318 \text{ m})}$$

$$V_t = 0.20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$N_R = \frac{v_t \times D}{\mu}$$

$$N_R = \frac{0.20 \frac{m}{s} \times 0,0318 m}{68 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_R = 93.52$$

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{93.52}$$

$$f = 18.18$$

$$\Delta P_2 = f \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{v_t^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 18.18 \times \frac{4 m}{0.318 m} \times 890 \frac{kg}{m^3} \times \frac{(0.20 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 246.5 Pa$$

Cálculo de pérdidas total en el cilindro de la plataforma (ΔP_{total}).

$$\Delta P_{total} = P_1 + \Delta P_2$$

$$\Delta P_{total} = 11524.8 KPa + 0.24 KPa$$

$$\Delta P_{total} = 11525.04 KPa$$

Se puede concluir que la presión pasa de 11514.28 KPa a 11525.04 KPa, es decir que por pérdidas la presión debe subir 10.76 KPa para que trabaje a las condiciones del diseño.

2.4.15.2 Cálculo de pérdida de presión en la tubería del cilindro que une el labio.

Datos de entrada.

$$\varnothing_1 = 50.8 \text{ mm (2plg).}$$

$$\varnothing_2 = 25.4 \text{ mm (1plg).}$$

$$L = 100 \text{ mm (4plg).}$$

$$F = 0.68 \text{ KN.}$$

$$t = 10 \text{ seg.}$$

$$A_1 = 2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$A_2 = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$Q_1 = 2.02 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$P_1 = 335 \text{ KPa.}$$

Donde:

\varnothing_1 = Diámetro del pistón.

\varnothing_2 = Diámetro del vástago.

L = Distancia a recorrer.

t = Tiempo estimado de subida del labio.

Q_1 = Caudal en el pistón.

P_1 = Presión en el pistón.

Cálculo de las pérdidas de carga en el movimiento de salida del vástago.

$$Q_1 = V \times A$$

$$V = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2}$$

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{A_2}{A_1}$$

$$Q_2 = 2.02 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \times \frac{5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$Q_2 = 5.05 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

Selección de las tuberías.

$$P_1 = 335 \text{ KPa} \left| \frac{1 \text{ P s i}}{6.90 \text{ K P a}} \right|$$

$$P_1 = 48 \text{ P s i}$$

Tabla 2.20 Selección de manguera de alta presión para el labio.

ESPECIFICACIONES TECNICAS									
Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

Fuente: [http:// www.youblisher.com/files/publications](http://www.youblisher.com/files/publications)

Tubería seleccionada manguera de alta presión medida 32.

Velocidad por el interior de las tuberías.

$$V_t = \frac{Q_2}{A_{interior\ tubería}}$$

$$V_t = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^2}$$

$$V_t = \frac{4 \times 5.05 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times (0.0508 \text{ m}^2)}$$

$$V_t = 2.49 \times 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del número de Reynolds (Re)

Datos:

$\mu = 68 \text{ cst.}$

$$D_i = 0.0508\text{m}$$

Donde

μ = Viscosidad cinemática del aceite hidráulico ISO 68.

D_i = Diámetro interior tubería de presión.

Cst = unidad de la viscosidad 100cst = 0,0001 m²/seg.

$$N_R = \frac{V_t \times D}{\mu}$$

$$N_R = \frac{2,49 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,0508 \text{ m}}{68 \text{ c s t} \left| \frac{1 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{1 \text{ c s t}} \right| \text{ g}}$$

$$N_R = 1.86$$

Cálculo del coeficiente de rozamiento en la tubería f

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{1.86}$$

$$f = 34.38$$

Cálculo de la pérdida de carga en la tubería (ΔP_1)

Datos:

$$f = 34.38$$

$$L = 4\text{m}$$

$$\rho = 890 \frac{\text{K g}}{\text{m}^3}$$

Donde:

L = (longitud máxima considerada para la tubería).

$\rho =$ Densidad aceite hidráulico ISO 68.

$$\Delta P_1 = f \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{v_t^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 34.38 \times \frac{4 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} \times 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{(2.49 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s e g}})^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 7.46 \text{ Pa}$$

Equilibrio de fuerzas en el cilindro.

$$P_1' \times A_1 = F + \Delta P_1 \times A_2$$

$$P_1' = \frac{F}{A_1} + \Delta P_1 \times \frac{A_2}{A_1}$$

$$P_1' = \frac{0.68 \text{ KN}}{2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + 7.46 \times 10^{-3} \text{ KPa} \times \frac{5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P_1' = 335.60 \text{ KPa}$$

Cálculo de pérdidas de carga en el lado del pistón.

$$V_t = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^3}$$

$$V_t = \frac{4 \times 2.02 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times (0.0508 \text{ m})^3}$$

$$V_t = 9.9 \times 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s e g}}$$

$$N_R = \frac{V_t \times D}{\mu}$$

$$N_R = \frac{9.9 \times 10^3 \text{ m/s} \times 0,0508 \text{ m}}{68 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$N_R = 7.45$$

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{7.45}$$

$$f = 8.59$$

$$\Delta P_2 = f \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{v^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 8.59 \times \frac{4 \text{ m}}{0.0508 \text{ m}} \times 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{(9.9 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 29.5 \text{ Pa}$$

Cálculo de pérdidas total en el cilindro del labio (ΔP_{total}).

$$\Delta P_{total} = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

$$\Delta P_{total} = 335.60 \text{ KPa} + 0.029 \text{ KPa}$$

$$\Delta P_{total} = 336 \text{ KPa}$$

Se puede concluir que la presión pasa de 335 KPa a 336 KPa, es decir que por pérdidas la presión debe subir 1 KPa para que trabaje a las condiciones del diseño.

2.4.15.3 Cálculo de la potencia de la bomba.

Para calcular la potencia de la bomba es necesario la presión y caudal total de los dos cilindros.

Presión total del sistema.

$$P_{total} = \Delta P_{total1 \text{ Cilindro plataforma}} + \Delta P_{total2}$$

$$P_{total} = 11525.04 \text{ KPa} + 336 \text{ KPa}$$

$$P_{total} = 11861.04 \text{ KPa}$$

Caudal total del sistema.

$$Q_{total} = Q_{\text{Cilindro plataforma}} + Q_{\text{Cilindro la}}$$

$$Q_{total} = 1.62 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} + 2.02 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{total} = 1.82 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 10.1 \text{ lt/min}$$

Según el catálogo técnico de la marca BEZARES S.A, (Tabla 2.21) muestra que se necesitara un motor de 3.0 KW ó 4.02 HP, 1500rpm, y una bomba de 7.9 cc/rev.

Tabla 2.21 Selección del motor y bomba

Trifásica 230 / 400 V / 1500 r.p.m / 3 Phase 230 / 400 V / 1500 r.p.m / Triphasé 230 / 400 V / 1500 r.p.m															
Potencia Power Puissance (kw)	Presión / Pressure / Pression (bar)													Q	
	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	(l/min)		
Desplazamiento Displacement Déplacement (cc/rev)	0,8	0.25	0.25	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	1.1	
	1,2	0.37	0.37	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1.6	
	1,6	0.55	0.55	0.55	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1.1	1.1	1.1	1.1	2.1	
	2,1	0.75	0.75	0.75	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.5	1.5	2.8
	2,5	0.75	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	3.3
	3,3	1.1	1.1	1.1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	4.4
	4,3	1.5	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.0	3.0	3.0	5.7
	4,8	1.5	1.5	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	6.3
	6,2	2.2	2.2	2.2	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.2
	7,9	2.2	3.0	3.0	3.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.5	5.5	5.5	10.4

Fuente: <http://www.pdf.directindustry.com/bezares>

El motor cotizado tiene una potencia de 4 hp (2984 W), el caudal de la bomba cotizada es de $1.75 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Con estos datos se calcula la presión a la cual trabaja la bomba.

$$P = \frac{P o t}{Q}$$

$$P = \frac{2984 \text{ W}}{1.75 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$P = 17051.4 \text{ K P a}$$

La bomba trabaja a una presión mayor a la necesaria; el equipo hidráulico cotizado cumple con las expectativas requeridas.

Existe semejanza técnica entre el equipo real cotizado con la del catálogo teórico en el motor y la bomba.

CAPITULO III

ANALISIS FINANCIERO

INTRODUCCIÓN

Este capítulo aborda el análisis financiero del proyecto que permite determinar el costo total del nivelador de andén hidráulico. Se realizará un análisis de cada una de las partes que serán necesarias para establecer el valor de las mismas.

Con el fin de obtener precios reales se ha optado por hacer cotizaciones basadas en los planos de despiece y de conjunto.

ESTUDIO DE COSTOS

Para realizar el estudio de costos será necesario conocer:

- Costos de materiales.
- Costos de fabricación.
- Costos de mano de obra.
- Costo total.
- Precio final.

3. 1 Costo de materiales.

A continuación se realiza el análisis de costos de todos los materiales a emplearse en la máquina.

Tabla 3.1.1 Materiales normalizados (A).

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (USD)	
			Unidad	Total
Perfil Canal C, A-36	4	L=6m,C200x50x6mm	89.35	357.4
Tol antideslizante, A-36	1	L=2m, A=1.85m,E=6mm	111.00	111.00
Eje de acero, AISI 1045	1	L=3m,Ø35mm	85.00	85.00
Eje de acero, A-36	1	L=3m,Ø50mm	116.00	116.00
Tubo estructural rectangular, ASTM A-500	1	L=2m,100x50x3mm	13.16	13.16
Tubo estructural cuadrado, ASTM A-36	1	L=0.15m,60x60x3mm	1.00	1.00
Perfil L, A-36	1	L=2m,60x60x8mm	13.16	13.16
Perfil L, A-36	1	L=6m,125x125x8mm	76.70	76.70
Plancha, A-36	1	L=2.40m,A=1.20m,E=12	294.50	294.50
Plancha, A-36	1	L=2.40m,A=1.20m,E=1.5	33.60	33.60
Perno hexagonal	8	W3/4" x 2 1/2", ASTM 325	0.75	6.00
Tuerca	8	W3/4", ASTM 325	0.30	2.40
Perno hexagonal	4	M5 x 15	0.38	3.04
Tuerca	8	M5	0.25	2.00
Perno hexagonal	16	W3/8"x1", ASTM 325	0.46	7.36
Tuerca	16	W3/8", ASTM 325	0.25	4
Arandela de presión	8	W3/4	0.18	1.44
Total (A)				1127.76

Elaborado por: El autor.

3.1.2 Costo del sistema hidráulicos.

Tabla 3.1.2 Sistema Hidráulico (B).

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (USD)	
			Unidad	Total
Cilindro Hidráulico de doble efecto	1	Marca Prince, Øpistón:2plg, Øbastago: 1plg, Carrera:4plg, Presión de trabajo: 3000Psi	230.64	230.64
Cilindro Hidráulico de doble efecto	1	Marca Prince, Øpistón:4plg, Øbastago:2plg, Carrera:16plg, Presión de trabajo: 3000Psi	700.57	700.57
Unidad Hidráulica	1	Unidad de potencia hidráulica, con motor trifásico de 3HP, presión de trabajo 1750psi, electroválvulas, y más accesorios	3339.00	3339.00
Total (B)				4270.21

Elaborado por: El autor.

3.1.3 Costo del sistema eléctrico.

Tabla 3.1.3 Sistema Eléctrico (C).

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (USD)	
			Unidad	Total
Fin de carrera	4	Tipo palanca, modelo AM 1701	4.28	17.12
Pulsador	4	Pulsador normalmente abierto	8.50	34.00
Contactores AC3	4	12 Amperios, 220 V, Trifásico	27.60	110.40
Pulsador de emergencia	1	Tipo hongo, 220 V,	3.80	3.80
Selector	1	Selector 2 posiciones	12.58	12.58
Total (C)				177.82

Elaborado por: El autor.

3.1.4 Costos de insumos indirectos.

Tabla 3.1.4 Insumos Indirectos (D).

Denominación	Cant.	Esp. Técnicas	Costo (USD)	
			Unidad	Total
Pintura	2 lt	Anticorrosiva azul	6.50	13.00
Pintura	1 lt	Anticorrosiva amarillo	6.50	6.50
Thinher	2lt		1.60	3.20
Electrodo 6011	3Kilos		3.11	9.33
Electrodo 6013	3 Kilos		3.42	10.26
Total (D)				42.29

Elaborado por: El autor.

3.1.5 Costo total de materiales.

Tabla 3.1.5 Costo total de materiales (E).

Operación	Valor (USD)
Materiales Normalizados (A)	1127.76
Sistema Hidráulico (B)	4270.21
Sistema Eléctrico (C)	177.82
Insumos Indirectos (D)	42.29
Total (E)	5618.08

Elaborado por: El autor.

3.2 Costos de maquinado.

3.2.1 Tiempos de torno.

Para calcular los costos que se generan por la utilización de esta máquina herramienta intervienen los siguientes factores de análisis:

- Longitud a tornear.
- Número de pasadas.
- Revoluciones por minuto de la máquina (rpm).
- Avance de la máquina.

De los elementos citados anteriormente se requiere el cálculo de las revoluciones a trabajar, para poder calcular el tiempo total de mecanizado.

3.2.1.1 Cálculo de las revoluciones por minuto.

Para explicar la forma de cálculo que se realizó se va a desarrollar como ejemplo el cálculo de un eje para bisagra trasera.

Datos:

Dimensiones brutas = 50mm.

Dimensiones a dejar = 49mm

Velocidad de corte = 50 mm/min.

Longitud a tornear = 320 mm.

Avance = 0.15mm / rev.

$$n = \frac{V_c \times 1000}{\pi \times d} \quad (\text{Ec 3.1})$$

$$n = \frac{50\text{mm/min} \times 1000}{\pi \times 50\text{mm}} = 318 \text{ rpm}$$

3.2.1.2 Cálculo de tiempo total de mecanizado en el torno.

$$T_{\text{mecanizado}} = \frac{\text{Long. a tornear} \times \text{num. pasadas}}{\text{avance} \times \text{rpm}} \quad (\text{Ec 3.2})$$

$$T_{\text{mecanizado}} = \frac{320 \text{ mm} \times 5}{0.15 \frac{\text{mm}}{\text{rev}} \times 318 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 34 \text{ min}$$

Este es el tiempo que se utilizara para realizar una pieza de la bisagra; a este tiempo también se le debe sumar los tiempos de traslado, medición que serán estimados dependiendo de la complejidad.

Tabla 3.2.1 Maquinado en torno (F)

Cant.	Denominación	Tiempo (Min)	Tiempo Total (H)	H/ Torno (USD)	Valor (USD)
4	Ejes para bisagra trasera.	40	2.6	10.00	26.60
1	Ejes para bisagra delantera.	200	3.33	10.00	33.33
4	Ejes de soporte de cilindros.	20	1.33	10.00	13.33
15	Bujes.	13	3.25	10.00	32.5
Total (F)					105.76

Elaborado por: El autor.

3.2.2 Tiempos de fresadora.

Algunas partes deben ser realizadas con el proceso de fresado, que de igual forma genera un costo por la utilización de esta máquina herramienta.

Los factores que se deben considerar para realizar el cálculo son:

- Longitud a fresar.
- Avance de la mesa.
- Número de pasadas.

3.2.2.1 Cálculo de tiempo total de mecanizado en fresadora.

Para explicar la forma de cálculo que se realizó se va a desarrollar como ejemplo el cálculo de un soporte de bisagra trasera.

Datos:

Longitud a fresar = 100 mm.

Avance de la mesa = 45 mm / min.

Numero de pasadas = 5

$$T_{\text{mecanizado}} = \frac{\text{Long. a fresar}}{\text{avance}} \times \text{Num. pasadas} \quad (\text{Ec 3.3})$$

$$T_{\text{mecanizado}} = \frac{100\text{mm}}{45\text{mm/min}} \times 5 = 12\text{min}$$

Tabla 3.2.2 Maquinado en Fresadora (G).

Cant.	Denominación	Tiempo (Min)	Tiempo Total (H)	H/ Fresa (USD)	Valor (USD)
12	Soporte bisagras traseras	15	3	15.00	45.00
4	Soporte de anclaje de cilindros (Orejas).	18	1.2	15.00	18.00
1	Palanca	14	0.23	15.00	3.50
Total (G)					66.50

Elaborado por: El autor.

Para resumir los tiempos y costos de soldadura y taladro de pedestal que se emplean en la construcción del andén se puede observar en las tablas que se muestran a continuación.

3.2.3 Tiempo de Soldadura.

Tabla 3.2.3 Proceso de soldadura (H)

Cant.	Denominación	Tiempo (Min)	Tiempo Total (H)	H/ Suelda (USD)	Valor (USD)
1	Soldadura de estructura de la plataforma	960	16	6.25	100.00
1	Soldadura de bujes	360	6	6.25	37.50
Total (H)					137.50

Elaborado por: El autor.

3.2.4 Tiempo de Taladro.

Tabla 3.2.4 Proceso de taladro (I)

Cant.	Denominación	Tiempo (Min)	Tiempo Total (H)	H/ Suelda (USD)	Valor (USD)
4	Columnas.	15	1.00	8.00	8.00
1	Soporte de anclaje de cilindro.	15	0.25	8.00	2.00
2	Faldones de seguridad.	10	0.33	8.00	2.66
Total (I)					12.66

Elaborado por: El autor.

3.2.5 Costo total de maquinado.

Tabla 3.2.5 Costo total de maquinado (J).

Operación	Valor (USD)
Proceso de Torno (F)	105.76
Proceso de Fresadora (G)	66.50
Proceso de Suelda (H)	137.50
Proceso de Taladrado (I)	12.66
Total (J)	322.42

Elaborado por: El autor.

3.3 Costo de mano de obra.

Para calcular la hora hombre se ha tomado como referencia la tabla de remuneraciones salariales básicas del Ministerio del trabajo.

Al ser un proyecto a vender se adicionara los valores de décimo tercero, décimo cuarto sueldo, vacaciones, que son un reembolso anual y que se lo cargara al proyecto al momento de venderlo.

Remuneraciones salariales.

Tabla 3.3.1 Tabla de Remuneraciones Salariales (K)

Tipo de trabajo	Salario mensual (USD)
Tornero	264.00
Fresador	264.00
Soldador	264.00

Elaborado por: El autor.

Fuente: Ministerio de trabajo.

Tabla 3.3.2 Tabla de Décimo tercero, Décimo cuarto sueldo, y Vacaciones (L)

Décimo tercero (USD)	Décimo cuarto (USD)	Vacaciones (USD)	Total estimado al año (USD)	Total estimado cada mes (USD)
264.00	240.00	132.00	636.00	53

Elaborado por: El autor.

Para calcular la hora hombre se sumara la remuneración salarial (Tabla K) y remuneraciones adicionales anuales (Tabla L).

Tabla 3.3.3 Tabla de hora hombre (M)

Salario mensual (USD)	Remuneraciones adicionales mensuales (USD)	Total mensual (USD)	Hora hombre (USD)
264.00	53.00	317.00	1.32

Elaborado por: El autor.

En esta hora hombre está estimado los beneficios de ley del trabajador.

Tabla 3.3.4 Tiempos con salarios (N)

Máquina	Tiempo (hombre) (H)	Hora hombre (USD)	Total (USD)
Torno	10.51	1.32	13.40
Fresadora	4.43	1.32	5.85
Soldadora	22	1.32	29.04
Taladro	1.58	1.32	2.08
Total (N)			50.38

Elaborado por: El autor.

3.4 Costo Total.

Para obtener el costo total del diseño del andén hidráulico se ha tomado en cuenta: el valor de los materiales, mecanizado, y mano de obra.

Tabla 3.4.1 Costo Total (O).

Denominación	Costo (USD)
Costos de materiales (Tabla E).	5618.08
Costos de maquinado (Tabla J).	322.42
Costos de mano de obra (Tabla N).	50.38
Total (O)	5990.88

Elaborado por: El autor.

Del valor total obtenido, se agrega el 2% por imprevistos y 20% por valor intelectual del diseño realizado.

Entonces se tiene que el costo total es:

$$C o s t_{i n p} = C o s t o d e d i s \dot{e} \dot{n} o (E c . 3 . 4)$$

$$C o s t_{i n p} = 5990.88 \times 0,02$$

$$C o s t_{i n p} = 119.81 U S D$$

$$C o s t_{i n t e l} = C o s t o d e d i s \dot{e} \dot{n} o (E c . 3 . 5)$$

$$C o s t_{i n t e l} = 5990.88 \times 0,2$$

$$C o s t_{i n t e l} = 1198.17 U S D$$

$$C o s t_{o t a l} = C o s t o d e d i s \dot{e} \dot{n} o + C o s t_{i n p} + C o s t_{i n t e l} (E c . 3 . 6)$$

$$C o s t_{o t a l} = 5990.88 + 119.81 + 1198.17$$

$$C o s t_{o t a l} = 7308.86 U S D$$

3.5 Precio Final.

Tabla 3.4.2 Precio final

Costo total	7308.86 USD
IVA 12%	877.06 USD
Precio final (USD)	8185.92 USD

Elaborado por: El autor.

El precio final del nivelador hidráulico asciende a \$ **8185.92 (USD)**, como se detalla en las tablas 3.4.1 y 3.4.2.

CAPITULO IV

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

4.1 Instructivo de operación y mantenimiento.

El instructivo de operación y mantenimiento es de vital importancia no solo por razones de economía y uso, sino también esenciales para la seguridad. Una rampa elevadora deficiente es una fuente potencial de peligro para el operador, así como para el personal que trabaja cerca de la misma.

4.1.1. Instructivo de operación.

Instalación.

A continuación se explica los pasos que se debe seguir para la instalación, operación y puesta en marcha de la máquina:

- Realizar una fosa en el muelle de descarga del almacén; en los bordes de la fosa serán colocados un perfil (L 50 x 50x8) mm.

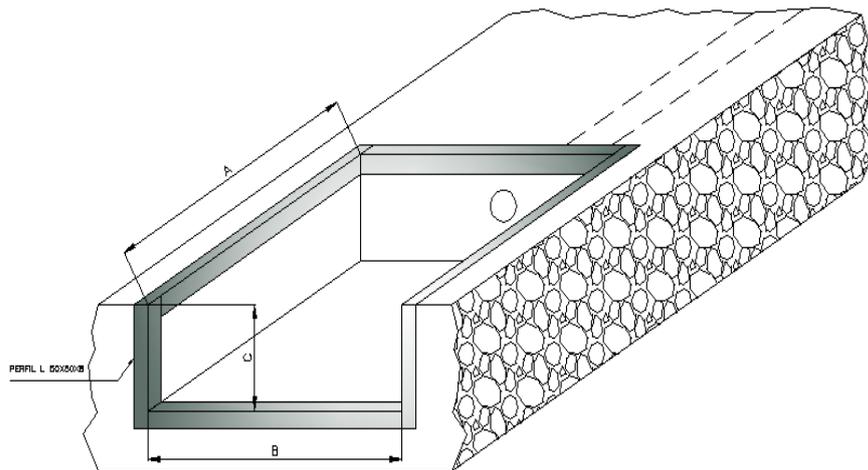


Figura 4.1 Esquema de la fosa.
Fuente: El autor.

Tabla 4.1 Medidas necesarias de la fosa.

Medidas del muelle (mm)	Medidas necesarias de la fosa (mm)		
2000 x 1850	A	B	C
	2015	1865	647

Elaborado por: El autor.

- El lugar donde debe ser instalado debe suministrar energía eléctrica trifásica (220 V) con su respectivo neutro y conexión a tierra.
- La máquina está provista de un interruptor principal tanto para el encendido como para el apagado de igual manera de un interruptor de paro de emergencia para prevenir malas maniobras y accidentes.

A continuación se indica como está dispuesto el panel de control para las respectivas operaciones de la plataforma.

Panel de control.

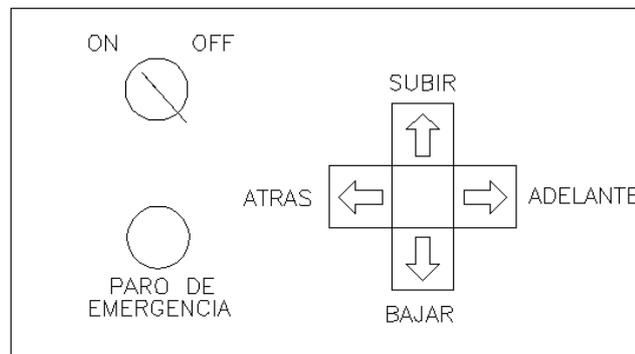


Figura 4.2 Esquema del panel de control.

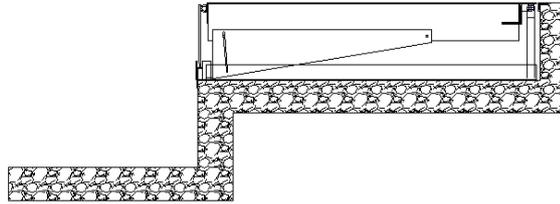
Fuente: El autor.

Como se puede observar el panel de control consta de dos pulsadores para ubicar la plataforma a la altura que requiera el camión, de igual manera de dos pulsadores para las posiciones de despliegue del labio de unión.

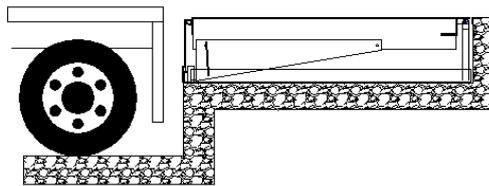
Instrucciones de operación detallada.

1.- Antes de operar la rampa niveladora:

- Asegurarse de que el vehículo de carga estacionado, este alineado y firmemente apoyado en los topes de la plataforma.



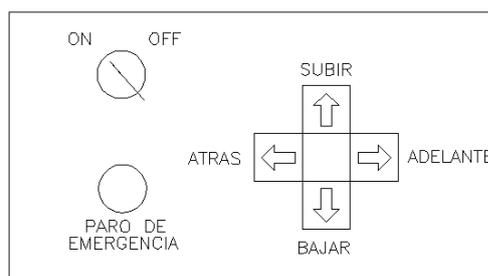
- Asegurarse con el operador del vehículo que el freno este puesto.



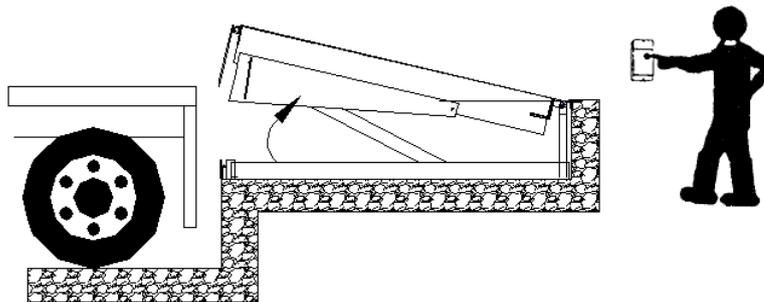
- Utilizar cuñas para llantas o un dispositivo de retención para camiones para asegurarse de que el vehículo no se mueva inesperadamente, esto debido al impacto de estar entrando y saliendo de la caja del vehículo de carga, puede ocasionar que el vehículo se deslice hacia adelante o se mueva.

2.- Secuencia de operación:

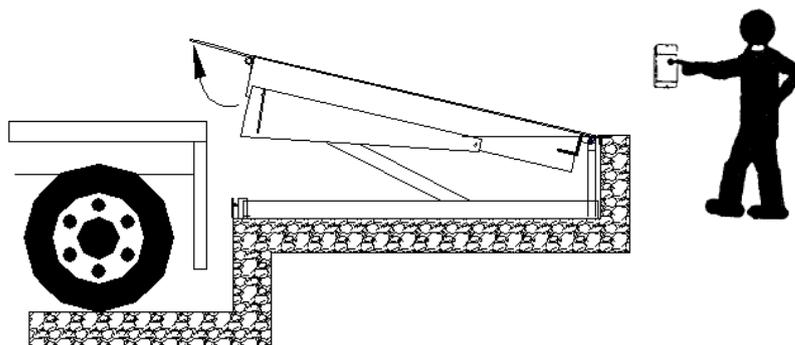
- Colocar el selector en “ON”.



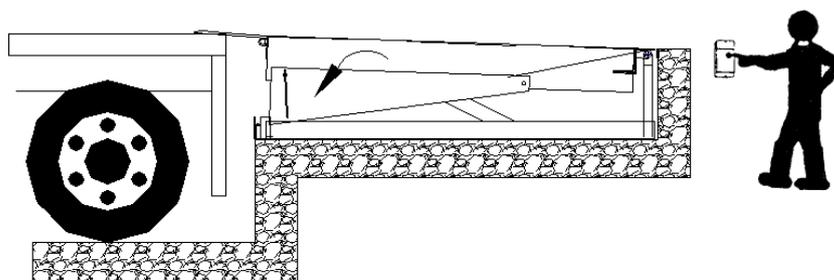
- La rampa niveladora se eleva manteniendo presionando el **botón (subir)**, se debe mantener presionado hasta obtener la altura máxima de elevación.



- Una vez que la plataforma se encuentre totalmente levantada, se presionara el **botón (adelante)**, para hacer girar el labio horizontalmente hacia afuera.



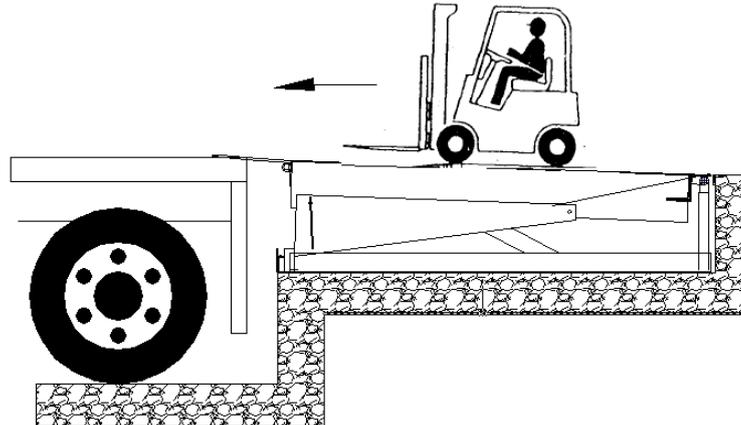
- Con la plataforma totalmente levantada y el labio extendido, se presionara el **botón (bajar)**, descendiendo hasta que la cara inferior del labio haga contacto con la caja de vehículo.



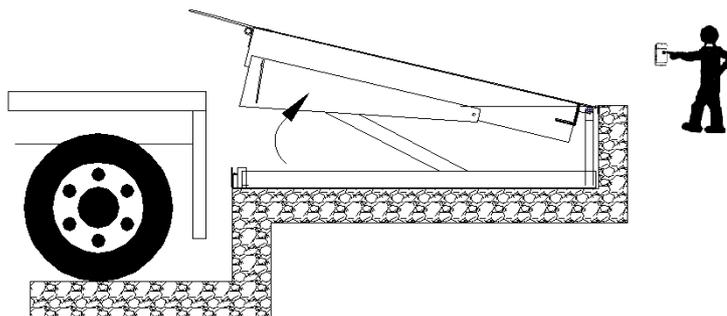
- Asegurarse que la totalidad del ancho del labio descansa sobre la caja del vehículo de carga entrando un mínimo de 4" (100mm), para proporcionar apoyo completo a la rampa niveladora.
- Durante la operación, la rampa niveladora se ajusta a la inclinación de la caja del vehículo, elevándose y descendiendo automáticamente con los movimientos

de la caja. (Es normal que el extremo posterior se leve por encima del nivel del piso durante la operación, para compensar la inclinación de la caja del vehículo de carga).

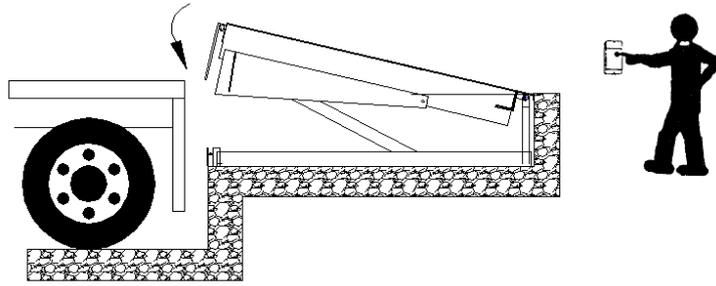
- Llevar a cabo la operación de carga/descarga.



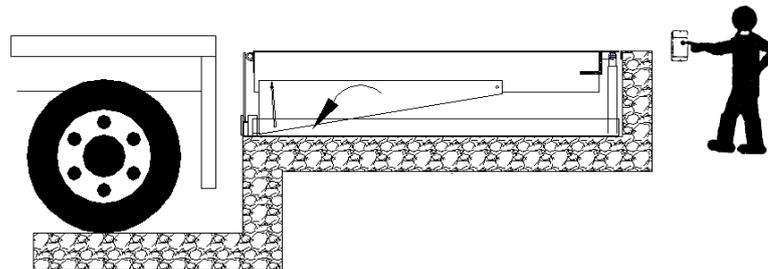
- Una vez llevada a cabo la operación, asegurarse de que el todo el personal y equipo de manejo de material estén fuera del vehículo de carga y de la rampa niveladora.
- Aplicar presión sobre el **botón (subir)**, únicamente lo necesario para levantar la plataforma, lo suficiente para permitir que la punta del labio se deslice.



- Una vez que la plataforma se encuentre levantada, se presionara el **botón (atrás)**, para hacer girar el labio horizontalmente hacia adentro.

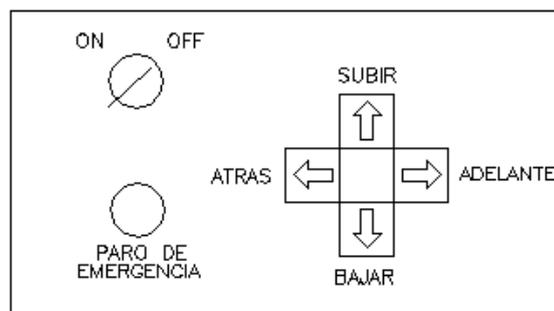


- Con la plataforma levantada y el labio contraído, se presionara el **botón (bajar)**, descendiendo a la posición de almacenamiento.



3.- Después de operar la rampa niveladora:

- Asegurarse de que la plataforma este al nivel de la superficie del piso y que la punta del labio este apoyada dentro de los protectores del labio.
- Retirar el dispositivo de retención del vehículo o las cuñas de las llantas y avisar al chofer del vehículo que ya se puede ir.
- Al final de la operación se colocara el selector en “OFF”, hasta comenzar una nueva operación.



- **Nota:** Cuando no esté en uso la rampa niveladora deberá ser puesta en su posición normal de almacenamiento.

4.1.2 Instructivo de mantenimiento.

A continuación se indican algunas recomendaciones generales para el mantenimiento. Para la verificación diaria del andén se ha elaborado una hoja guía de trabajo, esta hoja se puede observar más adelante.

Plan de mantenimiento.

Plataforma hidráulica.		
Características Técnicas	Unidades	
Capacidad máxima	Kg.	11000
Altura máxima sobre el nivel del piso.	mm	100
Altura máxima bajo el nivel del piso.	mm	100
Potencia máxima	HP	4
Voltaje	V	220
Frecuencia	Hz	60

ITEM	ACTIVIDAD	ANTES DE USAR	MENSUAL	ANUAL
1	Verificar conexiones hidráulicas.	X		
2	Verificar conexión eléctrica.	X		
3	Revisar lubricación de bisagra delantera y trasera.	X		
4	Verificación de estado de pernos en sistema de sujeción delantero.		X	
5	Revisar ajustes de faldones de seguridad.		X	
6	Cambiar aceite hidráulico.			X
7	Cambiar ejes de bisagra.			X
8	Renovar la capa de pintura anticorrosiva.			X
9	Mantenimiento del tablero de control.		X	
10	Cambio de sellos hidráulicos.			X
11	Mantenimiento de la unidad hidráulica.		X	
12	Cambio de manguera hidráulica.			X
13	Limpieza completa de máquina		X	

4.1.3 Instructivo de mantenimiento diario.

Lista de Verificación Diaria del Operador.

INSTRUCCIONES DE USO: Indique si está en condiciones de usarse con una (X) en la caja correspondiente a cada punto de inspección.

Verificación Circular: Camine alrededor la Rampa Niveladora y tome nota de daños obvios que puedan haber sido ocasionados durante la operación del turno anterior.

Verifique que todas las placas o calcomanías de capacidad, seguridad e identificación estén en su lugar y sean legibles.

Inspeccione en busca de partes dañadas o faltantes, óxido, corrosión, partes dobladas, fisuras, etc.

Inspeccione con cuidado los puntos articulados buscando fisuras, roturas, dobladuras y desgaste.

Inspeccione la caja de control por botones tratando de identificar cualquier daño visible.

Cuando la Rampa Niveladora esté en posición de almacenamiento, limpie todas las astillas de madera, clavos u otros desechos de la superficie articulada superior, mediante barrer con escoba.

Verifique que los topes montados en la Rampa Niveladora estén completos y no se encuentren dañados.

Limpie inmediatamente cualquier derrame y desecho del área del andén de carga y de la plataforma de la Rampa Niveladora, cuando lo observe.

Inspeccione visualmente la Rampa Niveladora y busque signos de daño estructural o mal funcionamiento mecánico, conforme la opera a lo largo del día. Permanezca alerta a sonidos u operación anormal y observe visualmente la condición de los componentes ocultos, tales como las protecciones laterales de pie cuando éstas sean visibles por encima del nivel del piso.

Explique las fallas brevemente en el espacio que se proporciona a continuación.

INSPECCIONADO POR:

FECHA:

Entregue la lista a la persona responsable del mantenimiento de la Rampa Niveladora.

CONCLUSIONES.

- Los diseños finales satisfacen la capacidad de carga, velocidad de elevación, forma y geometría de tal manera que la plataforma se ubica en las condiciones extremas de altura del camión.
- Se cumplió con los objetivos del proyecto, esto es: 1) Diseñar los componentes para la estructura del andén hidráulico y seleccionar adecuadamente los elementos mecánicos necesarios, que en conjunto forman la máquina. 2) Realizar un breve estudio de equipos similares con fundamentos teóricos de hidráulica para aplicaciones industriales de elevación de carga y de especificar criterios técnicos de selección de un sistema hidráulico. 3) Realizar planos mecánicos de conjunto, despiece, hidráulicos y eléctricos del andén hidráulico. 4) Analizar el costo final del proyecto.
- Con la futura implementación se optimizará los recursos como son: 1) Mano de obra debido a que para una recepción o despacho será necesario un máximo de dos personas. 2) Consumo de combustible de un montacargas, ya que al tener una rampa de unión entre el camión y el muelle se podrá utilizar equipos de transporte manual. 3) Tiempo de despacho, al ser directo el transporte de mercadería, el tiempo de operación en la bodega disminuye. 4) disminución de riesgos laborales como técnicos de los equipos.
- El diseño de elementos de máquinas utilizando la tecnología del AutoCad 2009, facilita el proceso iterativo característico del diseño.
- El factor de seguridad con el cual se diseñaron los diferentes componentes del presente proyecto es de 2.2, lo cual brindará confiabilidad durante el funcionamiento del andén hidráulico.
- El manual de operación básico permite instruir al operario para que este pueda realizar un correcto manejo del nivelador de andén evitando el daño del equipo o pueda ocasionar algún accidente durante su manipulación.

- Una herramienta útil para entender el funcionamiento de los cilindros hidráulicos es el software Fluidsim, con el cual se puede simular el movimiento de los dos cilindros y diseñar el sistema eléctrico.

RECOMENDACIONES.

- Una vez que el andén hidráulico sea construido se deben tener algunas precauciones para su buen mantenimiento. Al funcionar a la intemperie se deberá aplicar pintura anticorrosiva a todo el sistema. Es importante revisar diariamente fugas de aceite en el sistema hidráulico.
- Durante la construcción se deberán respetar los planos elaborados y las tolerancias especialmente en las bisagras del labio y bisagras traseras de la plataforma.
- Una vez construido el andén hidráulico, se deben cumplir con las especificaciones de soporte, teniendo como máximo 11000Kg.
- Es importante capacitar adecuadamente a los operarios del almacén que usarán esta máquina para que se dé un uso y mantenimiento adecuado. La implementación involucra un cambio en la mentalidad que se la consigue con procesos de educación y capacitación.
- El diseño de elementos de máquina debe contemplar el uso de materiales de fácil adquisición en el mercado local. El acero ASTM A-36 es de bajo costo y su uso es general. Sin embargo, en caso de requerir mejores propiedades como en el caso de las columnas y ejes de las bisagras se recomienda recurrir al uso de aceros especiales, siempre y cuando su aplicación justifique la inversión.

BIBLIOGRAFIA

- GERE, James M., Mecánica de Materiales, 5ª Edición, México, 2002.
- SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta Edición, México, 2005.
- JACK C. McCormac, Diseño de Estructuras Metálicas, 4ta Edición, México, 2006.
- MOTT, Robert L., Diseño de Elementos de Maquinas, 2ª Edición, México, 1992.
- NORTON, R.L., Mecánica de Materiales, 1ra Edición, México, 2002.
- Mecánica de Taller, 5ª Edición, CULTURAL S.A, España, 1998.
- ASTIVERA, Armando, Metodología de la Investigación, Edit. Kapelusz, Cap.III, Buenos Aires, 1973.
- LARBURU, Nicolás, Máquinas Prontuario, 13ª Edición España, 2001.
- SERRANO A, Nicolás, Manual de Oleohidráulica, 1ra Edición, España, 2002.
- VILORIA Jose Roldan, Neumática Hidráulica y electricidad aplicada.
- Maquinas Herramientas, colección edibosco, 1993.

MANUALES

- Manual de estudio de hidráulica Festo.
- AISC, Manual of Steel Construction.
- INEN, Dibujo Técnico Mecánico, 1981.
- Tabla de remuneraciones salariales, Ministerio de Trabajo y Empleo, Acuerdo No.00135, fabricación de productos metálicos y estructurales.
- Manual Mantenimiento Caterpillar GP 30NT, Serie T13F-30373.

PÁGINAS DE INTERNET

- www.acerosbohler.com/spanish/1537.php.
- www.acerosivanbohman.com.
- www.docstoc.com/search/lip-lifting-mechanism-for-a-dock-leveler.
- www.neumac.com/.
- www.eaton.com/.
- www.dipacmanta.com/detproduct.
- www.youblisher.com/files/publications/4/23332/pdf.pdf
- www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica5.htm.
- www.hpetersen.com.py/productos/montacargas.

ANEXOS

