

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN BRAZO HIDRÁULICO PARA MOVILIZAR CARNE DE CERDO FAENADA

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL GRADO DE INGENIERO MECÁNICO

PABLO ESTEBAN CARVAJAL SARZOSA
pablocarvajals@gmail.com

RAFAEL ANDRÉS SORIA PEÑAFIEL
rafa_sauri@hotmail.com

DIRECTOR: ING. OSWALDO LANDÁZURI
oswaldo.landazuric@metaltronic.com.ec

Quito, mayo 2008

DECLARACIÓN

Nosotros, Pablo Esteban Carvajal Sarzosa y Rafael Andrés Soria Peñafiel, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional, y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

PABLO CARVAJAL SARZOSA

RAFAEL SORIA PEÑAFIEL

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Pablo Esteban Carvajal Sarzosa y Rafael Andrés Soria Peñafiel.

ING. OSWALDO LANDAZURI
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. VÍCTOR GUERRERO, PhD
COLABORADOR

ING. PABLO GARCÍA
COLABORADOR

AGRADECIMIENTO

Nuestro agradecimiento imperecedero
a las siguientes personas,
quienes hicieron posible la consecución del presente trabajo:

Ing. Oswaldo Landázuri
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN

Ing. Pablo García
GERENTE DEL CENTRO DE DISTRIBUCIÓN SUR PRONACA

Dr. Víctor Guerrero
COLABORADOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN

Sr. Alfredo Navarrete
JEFE DE MANTENIMIENTO CENTRAL PRONACA

Técnico Fernando Ortiz
MECÁNICO DE MANTENIMIENTO CENTRAL PRONACA

Pablo

Rafael

AGRADECIMIENTO

Un sincero agradecimiento,
a todas las personas que me motivaron a culminar esta meta, y en especial:

A Dios, por amarme y darme vida.

A mi familia, por su constante apoyo y dirección.

Gracias Papá, Mamá y Flore.

A todos mis amigos que han caminado conmigo siempre.
A mis amigos de la facultad con los cuales he aprendido a luchar
y con quienes he forjado una amistad perdurable.

A mis hermanos en la fe,
quienes me han demostrado el amor de Cristo a cada instante.

Pablo

AGRADECIMIENTO

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

A mi padres,
quienes con amor y dedicación me han apoyado siempre
y me han impulsado a perseverar para alcanzar las metas.

A Rosi,
por ser una buena hermana y amiga.

A mis tías y tíos, de Pujilí y Patate, a todos, gracias por la confianza.

A Pablo,
mi compañero y amigo.

Al "Poli Adventure Team".
A los amigos y amigas de siempre,
por su amistad y sinceridad.

A Irina, por su voz de aliento mientras duró este proyecto.

A mi querida "Poli",
por todos los conocimientos y experiencias ganadas.

A la Corporación para la Investigación Energética CIE,
mi agradecimiento especial por abrirme las puertas,
y mi felicitación por ser pioneros en el desarrollo de
energías alternativas.

Rafael

DEDICATORIA

Dedico este esfuerzo a mi Señor y Salvador, Jesucristo.

A Él sea la gloria siempre.

Pablo

DEDICATORIA

Dedico la consecución de este trabajo a mis padres y hermana quienes con su apoyo, cariño y ánimo, avivaron mi esperanza y entrega al estudio.

A mi país, ansioso de un cambio estructural verdadero.

A todos los jóvenes de espíritu,
quienes se atreven a cuestionar lo establecido
y que no necesariamente está bien.

A los que hacen camino, por la senda del cambio, de la
libertad y el respeto.

“Una juventud que no sueña es una anomalía realmente”.

Rafael

CONTENIDO

RESUMEN	XV
INTRODUCCIÓN	XVI
CAPÍTULO I	
ESPECIFICACIONES GENERALES	
1.1 OBJETIVOS GENERAL Y ESPECÍFICOS DEL PROYECTO	1
1.1.1 OBJETIVO GENERAL	1
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.3 CONCEPTOS GENERALES	3
1.4 BASES Y ESPECIFICACIONES	3
1.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCIÓN	10
1.6 CARACTERÍSTICAS GENERALES	13
1.6.1 TORRE	15
1.6.2 SISTEMA DE DESLIZAMIENTO VERTICAL	16
1.6.3 BRAZOS	17
1.6.4 EQUIPO HIDRÁULICO	19
1.6.5 ACCESORIOS	20
CAPÍTULO II	
DISEÑO DE COMPONENTES DEL BRAZO HIDRÁULICO	
2.1 CRITERIOS PARA EL DISEÑO	21
2.1.1 GENERALIDADES	21
2.1.2 CASOS DE CARGA	22
2.1.3 FACTOR DE SEGURIDAD	23
2.1.4 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS CON SOFTWARE ALGOR	24
2.2 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA	29
2.2.1 DISEÑO DE LOS BRAZOS	29
2.2.2 DISEÑO DE LA TORRE	48
2.2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DESLIZAMIENTO	65
2.2.4 CÁLCULO DE LA SOLDADURA	89
CAPÍTULO III	
SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ELEMENTOS MECÁNICOS	
3.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	98

3.1.1	GENERALIDADES	98
3.1.2	CAMPO DE APLICACIÓN	100
3.1.3	COMPONENTES DE UN SISTEMA HIDRAULICO	102
3.1.4	OTROS ACCSEORIOS	107
3.1.5	SELECCIÓN DEL CILINDRO Y BOMBA	108
3.1.6	SELECCIÓN DE VÁLVULA DIRECCIONAL	112
3.2	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	112
3.2.1	PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO	113
3.2.2	DESCRIPCIÓN DE ALGUNOS TIPOS DE RODAMIENTOS	115
3.2.3	CÁLCULO Y SELECCIÓN	117
3.3	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE	120
3.4	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS	125

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS FINANCIERO

4.1	MATERIALES	128
4.2	ELEMENTOS MECÁNICOS	129
4.3	SISTEMA HIDRÁULICO	130
4.4	SERVICIO DE CONSTRUCCIÓN	131
4.5	ACCESORIOS	133
4.6	COSTO TOTAL DEL PROYECTO	133

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1	CONCLUSIONES	136
5.2	RECOMENDACIONES	138

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS **140**

ANEXOS **143**

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Canales de cerdo colgadas de gancho usando sogas.	2
Figura 1.2	Descarga manual de cerdos en el CDS. Peso aproximado del cerdo 80 kg.	4
Figura 1.3	Zona de descarga en el CDS.	6
Figura 1.4	Espacio disponible para anclar la máquina.	7
Figura 1.5	Vista lateral de la zona de descarga de CDS – PRONACA.	8
Figura 1.6	Vista superior de la zona de descarga en el CDS – PRONACA.	9
Figura 1.7	Brazo hidráulico para transporte de carne de cerdo faenada.	14
Figura 1.8	Torre.	15
Figura 1.9	Sistema de deslizamiento vertical.	16
Figura 1.10	Sistema de deslizamiento vertical.	17
Figura 1.11	Vista superior – Posición límite #1.	18
Figura 1.12	Vista superior - Posición límite #2.	18
Figura 1.13	Vista superior - Posición límite #3.	19
Figura 1.14	Equipo hidráulico.	20
Figura 2.1	Elementos tipo brick usados por ALGOR.	27
Figura 2.2	Dimensiones del brazo hidráulico. Vista superior.	29
Figura 2.3	Caso de flexión máxima. Vista lateral.	30
Figura 2.4	Caso de torsión máxima. Vista superior.	31
Figura 2.5	Aplicación de cargas en el caso de torsión máxima. Vista isométrica.	31
Figura 2.6	Brazo externo.	32
Figura 2.7	Aplicación de cargas en el brazo externo.	32
Figura 2.8	Sección de un perfil estructural rectangular.	34
Figura 2.9	Aplicación de cargas en el brazo externo.	36
Figura 2.10	Diagrama de fuerza cortante para el brazo externo.	36
Figura 2.11	Diagrama de momento flector para el brazo externo.	36
Figura 2.12	Análisis del factor de seguridad para el peor caso de tensión.	37
Figura 2.13	Distribución de fuerzas en caso de flexión máxima. Vista frontal.	38
Figura 2.14	Estado de fuerzas para brazo interno. Vista frontal.	39
Figura 2.15	Estado de fuerzas para el brazo interno, caso a flexión.	41
Figura 2.16	Diagrama de cortante brazo interno a flexión.	41
Figura 2.17	Diagrama de momento flector del brazo interno a flexión.	42
Figura 2.18	Distribución de fuerzas en el caso de torsión máxima. Vista isométrica.	42
Figura 2.19	Estado de fuerzas en el brazo interno en el caso de torsión máxima.	43
Figura 2.20	Desplazamientos en brazo interno.	45
Figura 2.21	Esfuerzo de Von Mises en brazo interno.	46
Figura 2.22	Factor de seguridad en brazo interno.	47
Figura 2.23	A) Sección de perfil estructural C 100x50x3 mm. B) Sección transversal de la torre.	49
Figura 2.24	Diagrama de momento flector.	52
Figura 2.25	Factor de seguridad en la torre.	52
Figura 2.26	Deflexión en la torre.	55
Figura 2.27	Geometría de la placa base.	56
Figura 2.28	Distribución de fuerzas en la placa base.	57
Figura 2.29	Área de la placa base sometida a compresión.	58
Figura 2.30	Distribución de presiones en la placa base.	59
Figura 2.31	Fuerzas sobre la torre y placa base con nervios.	61
Figura 2.32	Esfuerzo de Von Mises durante el análisis con nervios en la base.	63
Figura 2.33	Factor de seguridad durante el análisis con nervios en la base.	64
Figura 2.34	Guía macho.	65
Figura 2.35	Curva esfuerzo-deformación para el nylon PA.	67
Figura 2.36	Deslizador.	69
Figura 2.37	Diagrama cuerpo libre de guía macho.	70

Figura 2.38 Superficies cargadas en las guías macho.	70
Figura 2.39 Aplicación de las cargas y restricciones superficiales. ALGOR.	72
Figura 2.40 Desplazamiento en guía macho.	74
Figura 2.41 Esfuerzo de Von Mises en guía macho.	75
Figura 2.42 Factor de seguridad en guía macho.	76
Figura 2.43 Guía hembra.	77
Figura 2.44 Diagrama de cuerpo libre de guía hembra.	78
Figura 2.45 Aplicación de las cargas y restricciones superficiales. ALGOR.	79
Figura 2.46 Deformación en el corte transversal de guía hembra. Corte transversal.	80
Figura 2.47 Esfuerzo de Von Mises en guía hembra. Corte transversal.	81
Figura 2.48 Factor de seguridad en guía hembra. Corte transversal.	82
Figura 2.49 Importancia del deslizador en la máquina.	83
Figura 2.50 Mallado del deslizador en ALGOR.	84
Figura 2.51 Fuerzas contempladas para el análisis del deslizador.	85
Figura 2.52 Esfuerzo de Von Mises.	86
Figura 2.53 Factor de seguridad para el soporte del brazo.	87
Figura 2.54 Desplazamiento en el soporte del brazo.	88
Figura 2.55 Soldadura entre torre y placa base.	90
Figura 2.56 Sección del cordón de soldadura entre torre y placa base.	90
Figura 2.57 Soldadura entre camisa interna y brazo interno.	93
Figura 2.58 Sección del cordón de soldadura entre brazo interno y camisa interna.	94
Figura 2.59 Soldadura de brazo interno y pasador solidario.	97
Figura 3.1 Componentes básicos de un sistema hidráulico.	98
Figura 3.2 Transmisión de potencia.	99
Figura 3.3 Transmisión de potencia a través de una tubería.	100
Figura 3.4 Esquema de un cilindro hidráulico.	103
Figura 3.5 Cilindro de doble vástago.	104
Figura 3.6 Cilindro de simple efecto.	104
Figura 3.7 Clasificación de las bombas.	105
Figura 3.8 Tanque de aceite.	106
Figura 3.9 Influencia del tipo de sujeción.	109
Figura 3.10 Ubicación de los rodamientos en el brazo.	112
Figura 3.11 Carga estática equivalente.	115
Figura 3.12 Rodamiento rígido de bolas.	116
Figura 3.13 Rodamiento de rodillos cónicos.	116
Figura 3.14 Rodamiento de bolas de contacto angular.	117
Figura 3.15 Ubicación de rodamientos internos.	118
Figura 3.16 Ubicación de rodamientos medios.	119
Figura 3.17 Ubicación de rodamientos externos.	119
Figura 3.18 Forma de trabajo de los anclajes. [http://www.hilti.es].	121
Figura 3.19 Posicionamiento de los pernos de anclaje.	121
Figura 3.20 Disposición de los pernos en la placa base.	122
Figura 3.21 Perno de anclaje HILTI HLC. [www.hilti.com].	124
Figura 4.1 Taller de Mantenimiento Central (TMC).	132

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1	Peso de cerdos faenados en FRIMACA Vallehermoso.	4
Tabla 1.2	Alternativas de diseño y selección.	10
Tabla 1.3	Selección de la mejor alternativa.	13
Tabla 2.1	Especificaciones del perfil 50 x 100 x 3 mm.	34
Tabla 2.2	Selección del perfil adecuado para el brazo externo. Flexión máxima.	35
Tabla 2.3	Selección del perfil adecuado para el brazo interno. Caso de flexión máxima.	40
Tabla 2.4	Selección del tubo rectangular para brazo interno en caso de torsión máxima.	44
Tabla 2.5	Propiedades de la sección de la torre.	50
Tabla 2.6	Principales características de algunos polímeros.	66
Tabla 3.1	Factor de seguridad de rodamientos.	120
Tabla 3.2	Especificaciones anclajes HILTI HLC.	123
Tabla 3.3	Medidas de anclajes seleccionados.	124
Tabla 3.4	Propiedades de perno seleccionado.	124
Tabla 4.1	Empresas cotizadas para el presente proyecto.	127
Tabla 4.2	Costos de materiales.	129
Tabla 4.3	Costo de elementos mecánicos a comprarse.	129
Tabla 4.4	Costo del sistema hidráulico.	130
Tabla 4.5	Servicio de construcción en TESP.	131
Tabla 4.6	Costo de accesorios.	133
Tabla 4.7	Costo de construcción del proyecto.	134
Tabla 4.8	Costo total del proyecto.	135

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1 COTIZACIONES DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN
- ANEXO 2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS
- ANEXO 3 PROPIEDADES DE PERFILES ESTRUCTURALES
- ANEXO 4 PROPIEDADES DE RODAMIENTOS
- ANEXO 5 ELEMENTOS DE SUJECCIÓN: TORNILLOS Y PERNOS DE ANCLAJE
- ANEXO 6 ESPECIFICACIONES DEL CILINDRO HIDRÁULICO Y VÁLVULA DIRECCIONAL
- ANEXO 7 TABLAS DE PROPIEDADES DE SOLDADURA
- ANEXO 8 COTIZACIONES DE MATERIALES Y SERVICIO DE CONSTRUCCIÓN
- ANEXO 9 FOTOS
- ANEXO 10 PLANOS
- ANEXO 11 PLAN DE MANTENIMIENTO

RESUMEN

El presente documento detalla el diseño de un brazo hidráulico para transporte de carne de cerdo faenada para el Centro de Distribución Sur de PRONACA en Quito, Ecuador. En el primer capítulo se desarrolla las especificaciones generales que debe tener la máquina, se habla de las limitaciones de espacio, algunas dimensiones máximas y mínimas y se hace una revisión breve de las partes que conformarán la máquina. El diseño de las piezas se efectúa con la ayuda del software de análisis por elementos finitos ALGOR. Los resultados obtenidos en cada uno de los análisis permiten comprobar el diseño correcto de cada pieza y asegurar un buen factor de seguridad, además de encontrar puntos críticos; este segundo capítulo puede ser considerado como la parte clave del proyecto. En el capítulo tercero se describe el proceso de selección de otros elementos mecánicos que tiene la máquina como rodamientos, anclajes y el equipo hidráulico. También se desarrolla un breve análisis financiero en el capítulo cuarto y, finalmente en el capítulo quinto se presentan las conclusiones y recomendaciones luego de finalizado el diseño.

INTRODUCCIÓN

La carga y descarga de productos es una operación vital en la logística de todas las industrias. El traslado de productos representa significativos costos en los presupuestos de las empresas, y siempre se analizan alternativas para mejorar los procesos, reduciendo el tiempo al mínimo sin descuidar la integridad del producto y la salud del trabajador.

PRONACA (Procesadora Nacional de Alimentos) es una empresa ecuatoriana involucrada en todas las ramas de la industria alimenticia. Principalmente al procesamiento de carne avícola y porcina. Trabajan en todo el proceso desde la crianza de los animales hasta la entrega final al consumidor.

El CENTRO DE DISTRIBUCIÓN SUR (CDS) de PRONACA está ubicado en el Parque Industrial Sur de la ciudad de Quito, y hasta allí, llegan los canales¹ de cerdo faenados en la planta procesadora de Vallehermoso localizada en Santo Domingo de los Tsachilas. Una vez en el CDS los canales de cerdo son descargados de los furgones y almacenados en cuartos refrigerados para su posterior distribución dentro de la ciudad.

El método de carga y descarga que se utiliza para desembarcar los cerdos del furgón es el manual. Los trabajadores del CDS descuelgan el cerdo de las argollas colocadas en el techo del furgón, lo cargan sobre su espalda (80 kg aproximadamente) y luego lo colocan en la riel que conduce el cerdo hacia el cuarto refrigerado. Éste es un método lento y pone en riesgo la inocuidad del producto para con los clientes; pero sobre todo, pone en riesgo la salud del trabajador, debido al peso que éste debe cargar.

El propósito de esta tesis es diseñar un brazo hidráulico que permita descargar los cerdos desde el furgón hasta las rieles de una manera mas rápida y eficiente, cuidando la salud del trabajador y la limpieza de los cerdos faenados, que serán entregados luego a los clientes finales.

¹ Presentación que maneja PRONACA para el cerdo faenado sin vísceras.

CAPÍTULO I

ESPECIFICACIONES GENERALES

El objetivo de este capítulo es presentar los aspectos generales en los cuales se fundamenta el presente proyecto. Se describe las características del problema que se desea solventar y la situación final a la que se quiere llegar. También se realiza un estudio de las alternativas de solución y la selección de la más adecuada. Finalmente se establecen las características generales que deberá cumplir la opción de diseño seleccionada.

1.1 OBJETIVOS GENERAL Y ESPECÍFICOS DEL PROYECTO

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un brazo hidráulico para movilizar carne de cerdo faenado, que cumpla con los requerimientos del Centro de Distribución Sur CDS PRONACA.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Fomentar la relación entre la Escuela Politécnica Nacional y el sector industrial.
- Diseñar los componentes para la estructura del brazo hidráulico y seleccionar adecuadamente los elementos mecánicos necesarios, que en conjunto forman la máquina.
- Realizar un breve estudio de los fundamentos teóricos sobre tecnología hidráulica para aplicaciones industriales de elevación de carga; y especificar los criterios técnicos de selección de un sistema hidráulico.

- Realizar planos de despiece, de conjunto y de montaje de los componentes diseñados para el brazo hidráulico propuesto.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El Centro de Distribución Sur (CDS) de PRONACA está ubicado en el Parque Industrial Sur de la ciudad de Quito, y hasta allí, llegan los canales² de cerdo faenados en la planta procesadora de Vallehermoso localizada en Santo Domingo de los Tsachilas. Una vez en el CDS los canales de cerdo son descargados de los furgones y almacenados en cuartos refrigerados para su posterior distribución dentro de la ciudad.

Los canales de cerdo llegan desde las granjas de FRIMACA ubicadas en Valle Hermoso en la Provincia Santo Domingo de los Tsachilas hasta el CDS. Actualmente la carne de cerdo llega colgada en ganchos instalados en el techo de los furgones refrigerados. A través de las patas pasa una soga que sirve para colgar el cerdo en los ganchos mencionados anteriormente.



Figura 1.1 *Canales de cerdo colgadas de gancho usando sogas.*

Al llegar a la planta, los canales de cerdo son desembarcados por empleados quienes los transportan sobre sus hombros, resistiendo así todo el peso sobre su

² Presentación de producto que maneja PRONACA para el cerdo faenado sin vísceras.

cuerpo. Este proceso pone en riesgo la salud de los trabajadores y es demorado. La demora se produce porque los operarios deben cortar las sogas para traspasar los canales de cerdo a otro tipo de ganchos metálicos. Los problemas que se tienen en la actualidad durante la descarga del producto son varios, por esta razón PRONACA ha decidido optimizar el proceso utilizando un brazo hidráulico que facilite la operación.

1.3 CONCEPTOS GENERALES

Los brazos hidráulicos permiten desplazar una carga de un lugar a otro de una manera rápida y segura, con versatilidad de movimiento. El término “brazo” hace referencia a que la máquina tiene forma semejante a un brazo humano y que permite tomar la carga para moverla de un lugar a otro.

El brazo debe tener articulaciones que permitan que el extremo del brazo pueda alcanzar la mayor cantidad de posiciones posibles. Para esto, el extremo puede tener, por ejemplo, cuatro grados de libertad: tres traslaciones y una rotación. En el extremo del brazo se tiene un gancho o algún otro sistema del cual se suspende la carga.

La fuerza para el desplazamiento vertical del brazo se logra con un sistema hidráulico cuyo cilindro se ubica convenientemente para que éste sea el responsable de soportar el peso del cerdo. El desplazamiento horizontal no requiere de tanta fuerza como el vertical y por eso está a cargo del operario.

1.4 BASES Y ESPECIFICACIONES

Las consideraciones que se tomarán en cuenta para el diseño están basadas principalmente en la carga que debe soportar y en el espacio que debe ocupar la máquina.

CARGA DE DISEÑO

La máquina en referencia se va a diseñar para levantar y movilizar carga de acuerdo a la tabla 1.1, según ésta se establece que el peso máximo de un cerdo faenado que llega al CDS es de 80 kg. Se puede establecer que el peso de los cerdos descargados será igual o menor que el valor antes mencionado.

Tabla 1.1 *Peso de cerdos faenados en FRIMACA Vallehermoso.*³

Tipo de cerdo	Peso aproximado [kg]
Pequeño	60
Mediano	70
Grande	80



Figura 1.2 *Descarga manual de cerdos en el CDS. Peso aproximado del cerdo 80 kg.*

El propósito del CDS es descargar los cerdos de dos en dos por motivos de rapidez, por esto la carga de diseño será de **180 kg**, considerando que son dos cerdos y que pueden existir cerdos que pesen 10 kg más de lo habitual cada uno. Se descargarán diariamente una cantidad de 20 cerdos que llegan hasta el CDS.

³ PRONACA; Datos Estadísticos del Centro de Distribución Sur CDS.

ESPACIO

Las dimensiones de la máquina son determinadas por el espacio del lugar donde ésta será ubicada y el tamaño de los cerdos. Algunas características se listan a continuación.

- El brazo deberá ubicarse cerca de la puerta del área de desembarque, junto a la puerta Lanfor.
- El espacio que se dispone para anclar la máquina al suelo es de 43 cm x 60 cm y es de concreto armado.
- El piso del furgón llega al mismo nivel del área de desembarque.
- La altura del furgón más grande que trabaja en la ruta Vallehermoso-CDS es 2,60 m.
- El operario con la ayuda del brazo deberá tomar el cerdo que está colgado dentro del camión, sacarlo y transportarlo al riel que se dirige hacia el cuarto refrigerado.

Los cerdos faenados se encuentran en las siguientes condiciones cuando llegan al CDS:

- Colgados mediante una soga que une las patas del cerdo a las argollas fijas que se encuentran en el techo del furgón refrigerado, las sogas son cortadas el momento que se quiere descargar el cerdo sobre los hombros de un operario.
- Los cerdos vienen colgados solo en la parte final del furgón. El resto del furgón es utilizado para transportar otro tipo de carga. Cuando un furgón llega al CDS, primero se descargan los cerdos, y luego el resto de productos que se encuentran al interior.
- El cerdo faenado está colgado de cabeza, abierto por la mitad y no tiene vísceras. La cabeza y las patas están intactas en la mayoría de cerdos.

- Largo máximo del cerdo: 1,6 m
- Diámetro promedio del cerdo: 80 cm

Una mejor comprensión del espacio y las instalaciones del CDS se logra con fotografías que se presentan en las figuras 1.3 y 1.4.

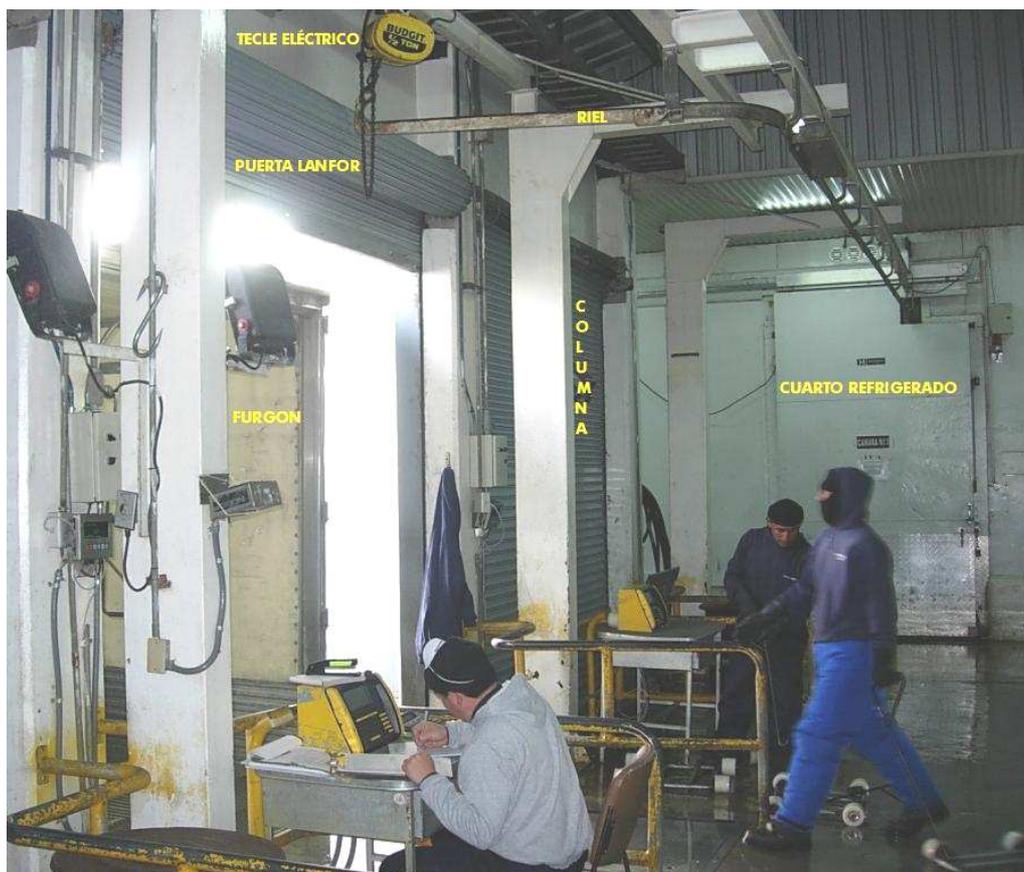


Figura 1.3 Zona de descarga en el CDS.

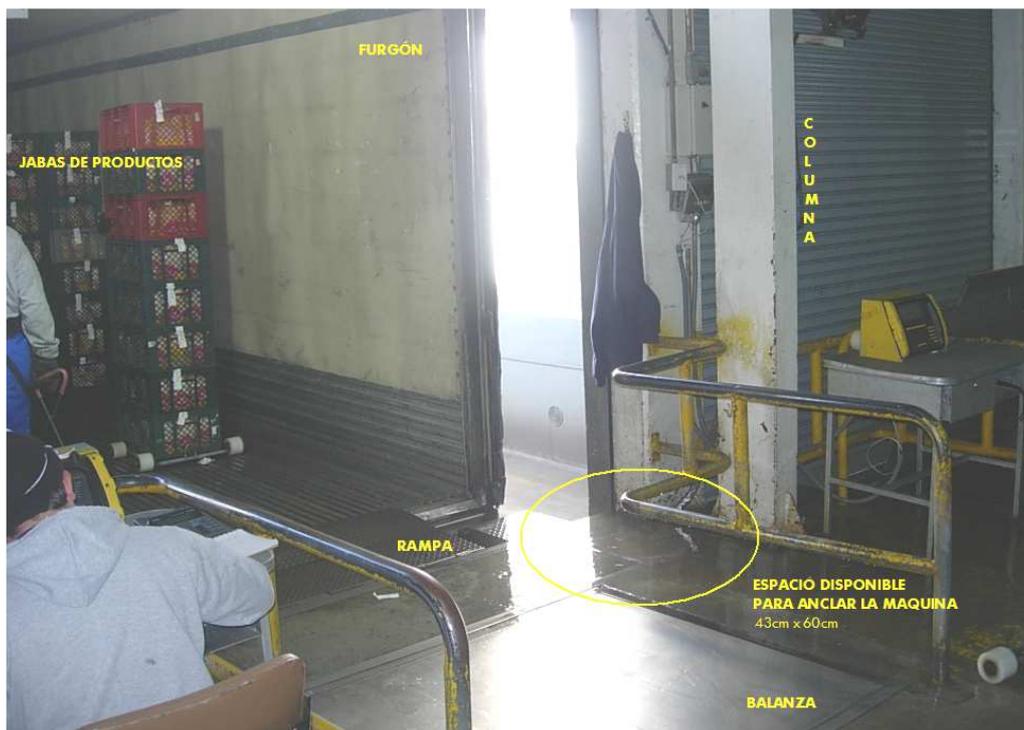


Figura 1.4 *Espacio disponible para anclar la máquina.*

ALCANCE VERTICAL

El alcance vertical que debe tener el brazo está en función de las dimensiones tomadas en la zona de descarga del CDS. Con estas dimensiones se pudo obtener el plano de la vista lateral que se indica en la figura 1.5.

La altura máxima a la que debe llegar el brazo es 2,60 m (altura desde las argollas ubicadas dentro del furgón hasta el piso). Considerando que la longitud del cerdo más largo es 1,60 m, se deduce que la carrera vertical que debe tener el brazo es de 0,9 m a 1 m. Se considerará que el cerdo no debe tocar el piso de la bodega pues una de las metas principales de este proyecto es evitar el contacto del cerdo con superficies sucias.

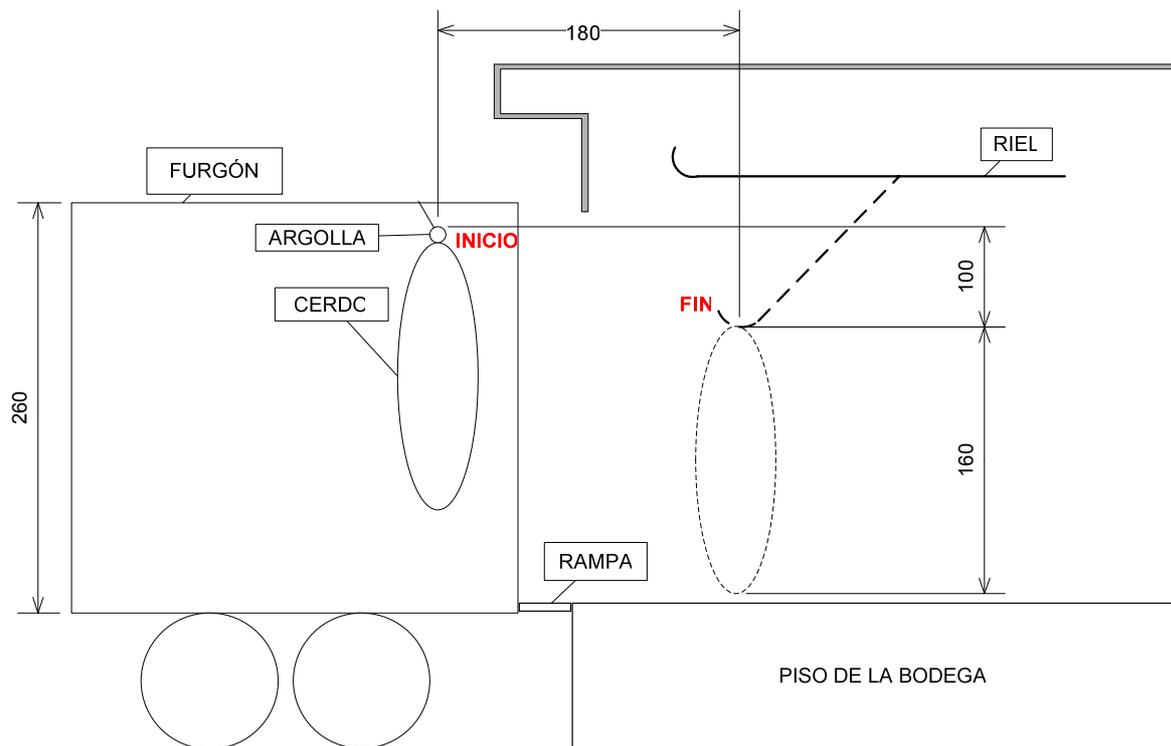


Figura 1.5 Vista lateral de la zona de descarga de CDS – PRONACA.
Medidas en [cm]

ALCANCE HORIZONTAL

El alcance horizontal del brazo también se lo puede determinar de acuerdo a las dimensiones de la zona de descarga del CDS. Luego de la toma de medidas se pudo obtener el plano de la vista superior que se indica en la figura 1.6.

Se hace un análisis de las posiciones límite que debe satisfacer el brazo; es decir, el punto más lejano y el más cercano al cual debe llegar. En las figuras 1.5 y 1.6 se ha marcado estos puntos como INICIO y FIN; el inicio son las argollas y el fin es la riel suspendida del techo de la zona de descarga.

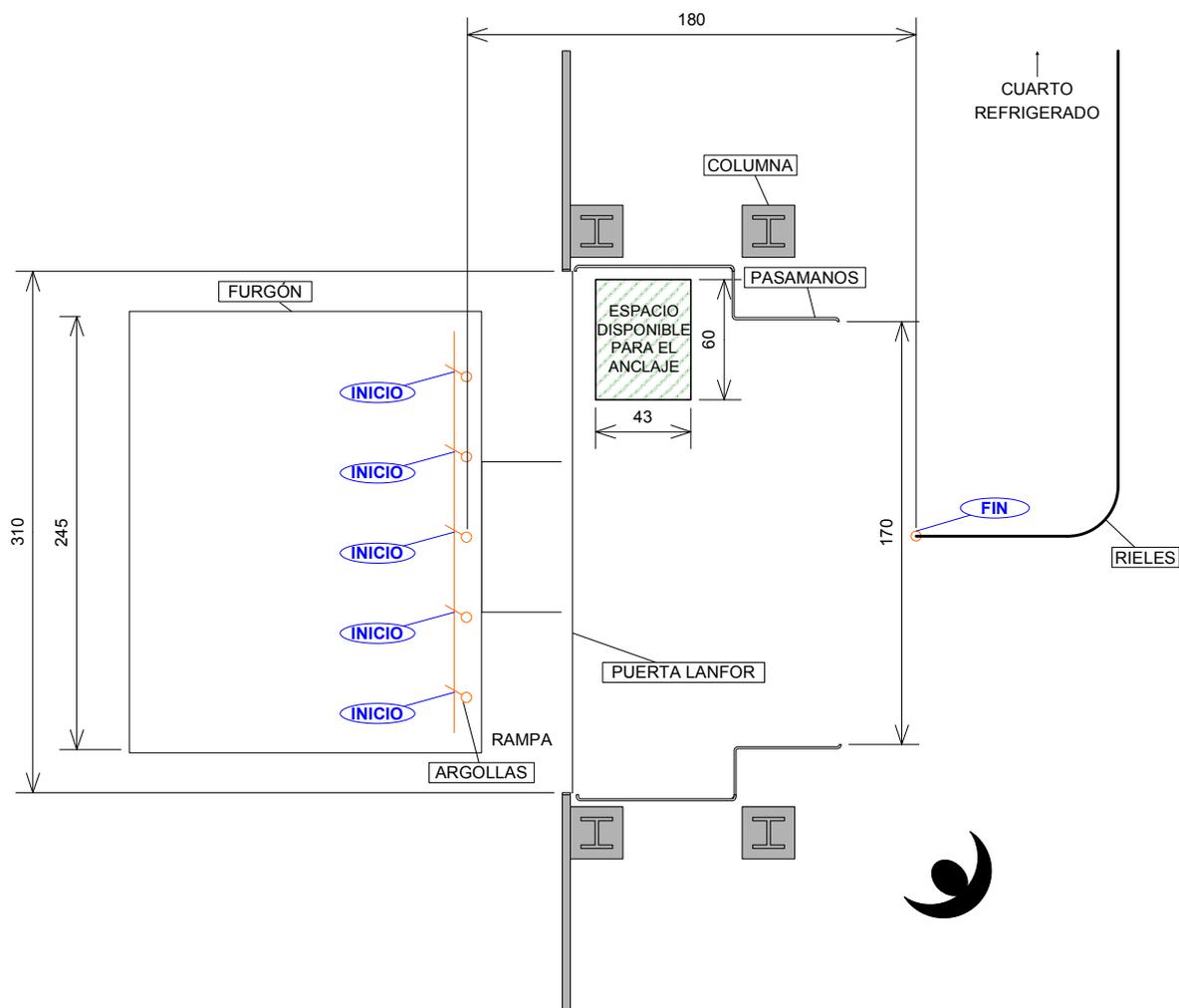
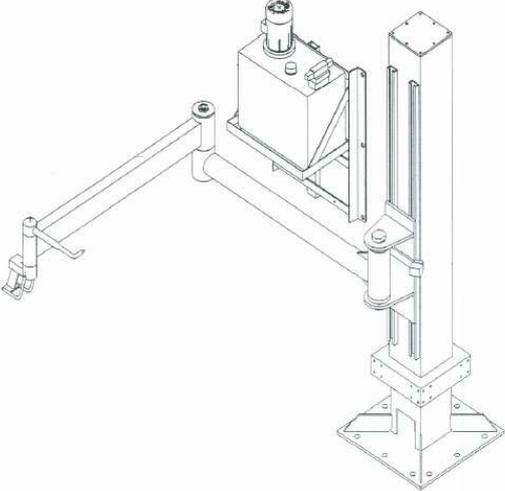


Figura 1.6 Vista superior de la zona de descarga en el CDS – PRONACA.
Medidas en [cm]

1.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCIÓN

A pesar de que ya se ha decidido diseñar un brazo hidráulico, se analizará por qué ésta es la mejor solución (tabla 1.2).

Tabla 1.2 *Alternativas de diseño y selección.*

<p>Tecle eléctrico y puente grúa</p>	 A photograph of a blue electric crane mounted on a metal beam. It features a yellow remote control hanging from the side and a hook with a chain.
<p>Montacargas de pasillo</p>	 A photograph of an orange and grey pallet truck, also known as a walk-behind forklift, with two forks extending forward.
<p>Brazo hidráulico</p>	 A technical line drawing of a hydraulic arm. It shows a vertical support column with a hydraulic cylinder, a horizontal arm extending from the side, and a hook at the end of the arm.

Los equipos detallados anteriormente podrían ser utilizados para descargar los cerdos del camión, pero su principio de funcionamiento es diferente y cada uno tiene pros y contras que se analizarán detenidamente a continuación.

Justificación de factores para la selección

Entre algunos parámetros posibles se analizarán cinco factores para la comparación entre alternativas por ser consideradas las más importantes. Cada factor se calificará sobre 10 puntos, por lo tanto el resultado final será sobre 50 puntos. Se toma en cuenta también que hay factores más importantes que otros, y por esto se debe hacer un análisis ponderado. El “peso” de cada factor permite obtener la calificación.

1. **Inversión:** se califica de acuerdo al costo de las alternativas en el mercado. La alternativa más cara tendrá una puntuación menor, y la más barata una puntuación mayor. Cabe indicar que el presupuesto que tiene PRONACA para este proyecto es de 11000 USD. Se adjunta en el Anexo 1 las cotizaciones de las alternativas, en donde se muestra el valor de un brazo hidráulico importado por 23500 EUR, el de un montacargas para 900 kg por 13700 USD y el precio de un tecele en 2000 USD.
2. **Mantenimiento:** se califica de acuerdo a la complejidad y costo de mantenimiento que presenta la máquina. Se desea que luego de la inversión inicial este rubro de mantenimiento sea el menor, asegurando que la máquina esté operativa la mayor cantidad de tiempo. Un mantenimiento más caro tendrá una calificación menor. Un tecele es la máquina que menos mantenimiento requiere, consta de un motor eléctrico y muy pocas partes móviles, lo que asegura poco desgaste. El mantenimiento más complejo y caro lo tiene el montacargas.

3. **Facilidad de operación:** se calificará de acuerdo a qué tan capacitado deberá estar el operario de la máquina. Mientras menos capacitación se necesite, la máquina podrá ser operada por más personas y evitar que se paralice la descarga por cualquier motivo. Además, un personal mejor capacitado cuesta más a la empresa, una máquina con mayor facilidad de operación tendrá una calificación superior. Las máquinas más fáciles de manejar son el teclc y el brazo hidráulico, ambos son comandados por una botonera de dos pulsadores, uno para subir y otro para bajar. El montacargas si requiere de un operario calificado para su correcto uso.

4. **Capacidad de carga:** la calificación será mayor si la máquina tiene mayor capacidad de carga y podría eventualmente descargar mayor cantidad de cerdos a la vez. El montacargas es una máquina especialmente diseñada para levantar carga y el rango en el que puede operar es grande (1 a 10 toneladas). Pero la intención no es bajar todos los cerdos al mismo tiempo. El teclc que actualmente está instalado puede soportar hasta 1 ton y es suficiente para el peso de los cerdos. El brazo hidráulico se puede diseñar para la carga que se desee.

5. **Versatilidad:** aquí están considerados el espacio físico, los movimientos que puede realizar la máquina y el menor tiempo en el cumplimiento de la tarea con seguridad para el producto y el operario. Una máquina más versátil tendrá una mayor calificación. Un teclc tiene limitado su movimiento de traslación horizontal. Para corregir esta falencia se debe construir un sistema de puente grúa. Un montacargas tiene versatilidad de movimiento pero requiere una gran área para desplazarse, ya que es un vehículo pequeño. El brazo hidráulico presenta la solución óptima pues tiene varios grados de libertad y no ocupa mucho espacio.

Selección de la mejor alternativa

Tabla 1.3 Selección de la mejor alternativa.

Factor	Peso P	Alternativas /10			Valor Ponderado Alt x P		
		Alt. 1 Tecele	Alt. 2 Montacargas	Alt. 3 Brazo Hidráulico	Alt. 1 x P Tecele	Alt. 2 x P Montacargas	Alt. x P Brazo Hidráulico
Inversión	0.8	10	6	8	8	4.8	6.4
Mantenimiento	0,7	9	3	8	6.3	2,1	5.6
Facilidad de operación	0.9	10	6	10	9	5.4	9
Capacidad de carga	0.6	8	10	8	5.6	6	5.6
Versatilidad	1	3	5	10	3	5	10
TOTAL					31.9	23.3	36.6

Como se puede observar en el análisis anterior la alternativa que mayor puntaje obtuvo fue la de brazo hidráulico (36.6 puntos). Cabe mencionar que la evaluación se hizo para este caso particular. El brazo hidráulico presentó más beneficios, sobre todo en la facilidad de operación y en la versatilidad que presenta para acoplarse a los requerimientos que este proyecto necesita.

1.6 CARACTERÍSTICAS GENERALES

Una vez seleccionado el brazo hidráulico como la alternativa a diseñar se establecerán las características de las cuatro secciones por las que está compuesto: torre, sistema de deslizamiento vertical, brazo y equipo hidráulico. Ver figura 1.7.

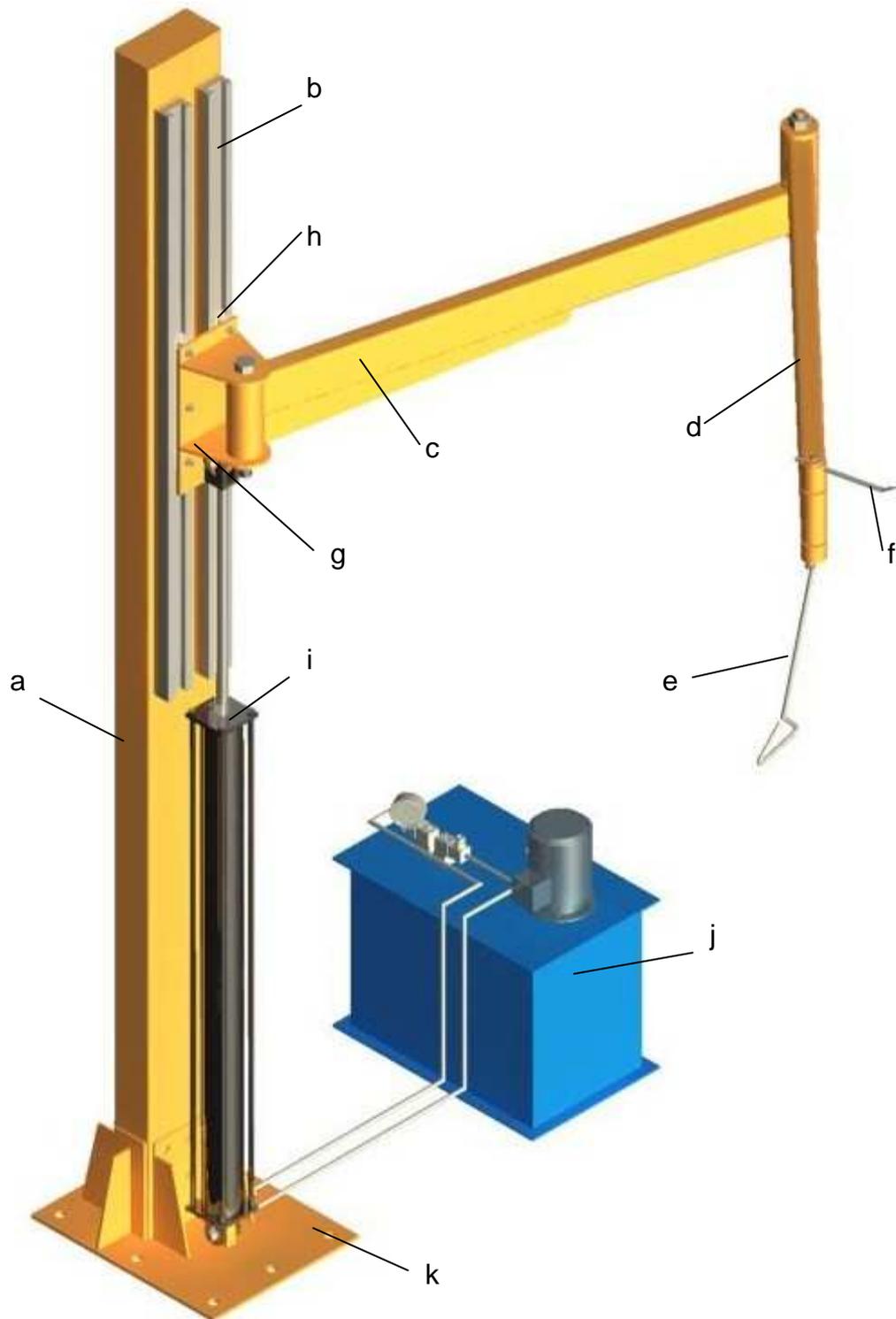


Figura 1.7 Brazo hidráulico para transporte de carne de cerdo faenada.
a) Torre, b) Guía hembra, c) Brazo interior, d) Brazo exterior, e) Manija, f) Gancho, g) Deslizador, h) Guía macho, i) Cilindro hidráulico, j) Unidad hidráulica, k) Placa base.

1.6.1 TORRE

- La torre (figura 1.8) deberá ocupar el menor espacio posible por la restricción de área que se tiene para anclarla (43 cm x 60 cm).
- Debe tener una altura mínima de 2.60 m y máxima 3.0 m
- Debe poseer un sistema de guías para el desplazamiento vertical del brazo.
- Debe estar anclada al piso a través de una placa base reforzada con nervios para mayor estabilidad.
- Para su fabricación se usará perfiles de acero disponibles en el mercado.

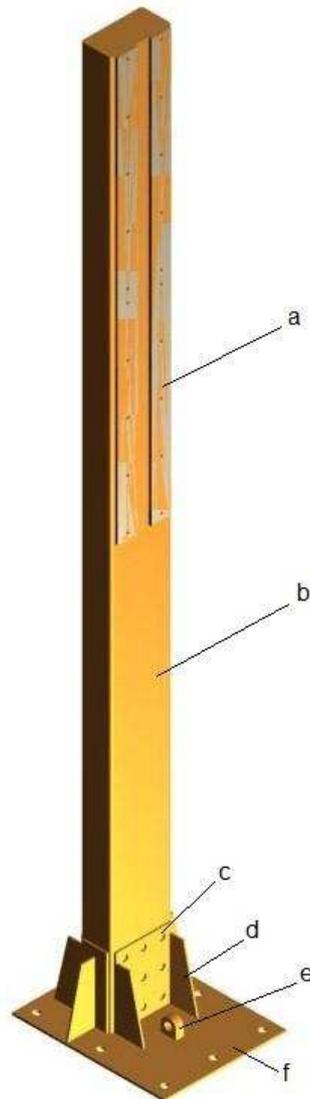


Figura 1.8 Torre

a) Platinas soporte de guías, b) Torre, c) Placa de refuerzo frontal, d) Nervio base, e) Conector cilindro hidráulico inferior, f) Placa base.

1.6.2 SISTEMA DE DESLIZAMIENTO VERTICAL

- Está compuesto por tres partes:
 1. **Guía hembra:** está fija a la torre, es de acero capaz de resistir corrosión y apropiado para este tipo de aplicaciones, dentro de su ranura desliza la guía macho.
 2. **Guía macho:** está fija al deslizador. Su material es duralón, la razón es su bajo coeficiente de fricción con el acero. Debe deslizar dentro de la guía hembra.
 3. **Deslizador:** sostiene la guía macho y permite transmitir el movimiento generado por el cilindro hidráulico al brazo. El brazo está unido al deslizador por medio de un pasador.
- Se debe reducir la fricción del deslizamiento al máximo. Además de la combinación acero-duralón se puede lubricar con aceite.



Figura 1.9 Sistema de deslizamiento vertical
a) Guía hembra, b) Guía macho, c) Deslizador.

1.6.3 BRAZOS

- Deben ser articulados en sus extremos mediante pasadores.
- Deben girar respecto a la vertical.
- Deben ser livianos para que el operario pueda desplazarlos, pero a la vez resistentes a las cargas críticas en las diferentes posiciones.
- Deben soportar esfuerzos de flexión y torsión.

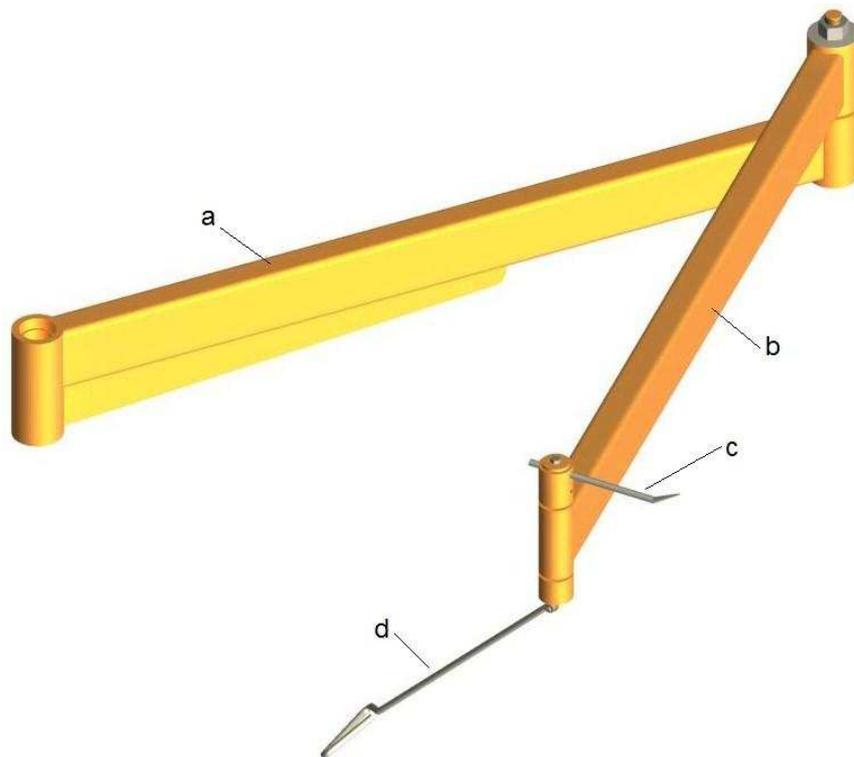


Figura 1.10 *Sistema de deslizamiento vertical*
a) Guía hembra, b) Guía macho, c) Deslizador.

- Cada brazo tendrá una extensión máxima de 1,20 m. Esta medida se obtuvo según las posiciones límites A, B y C de acuerdo a las medidas tomadas en el CDS. En las figuras 1.11, 1.12 y 1.13 se tiene la vista superior del brazo hidráulico en donde se puede ver el alcance horizontal requerido. El objetivo es que el brazo llegue hasta los puntos límite A (Fig. 1.11); B (Fig. 1.12) y C (Fig. 1.13). Con brazos de 1,20 m de largo cada uno se cumple esta meta.

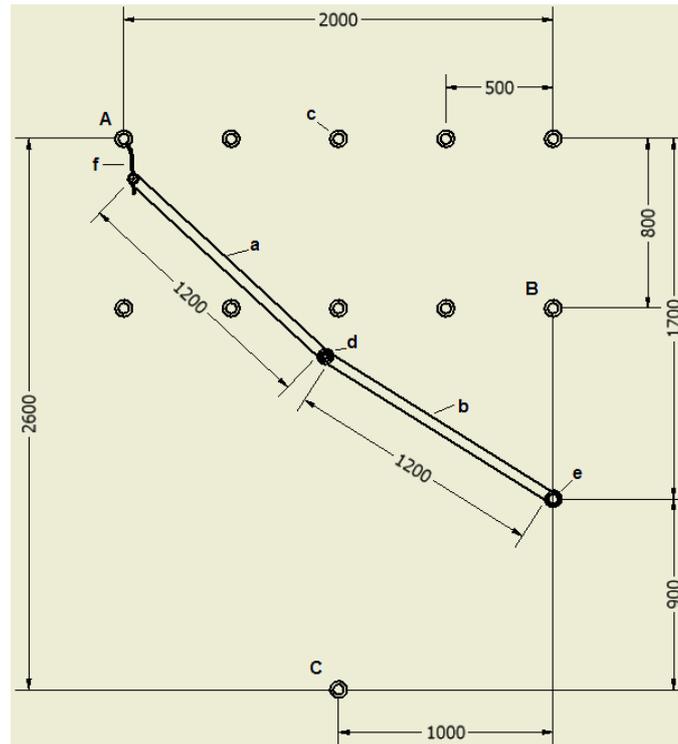


Figura 1.11 Vista superior – Posición límite #1

a) Brazo externo, b) Brazo interno, c) Argollas del furgón, d) Eje interno, e) Eje central, f) Gancho. Medidas en [mm].

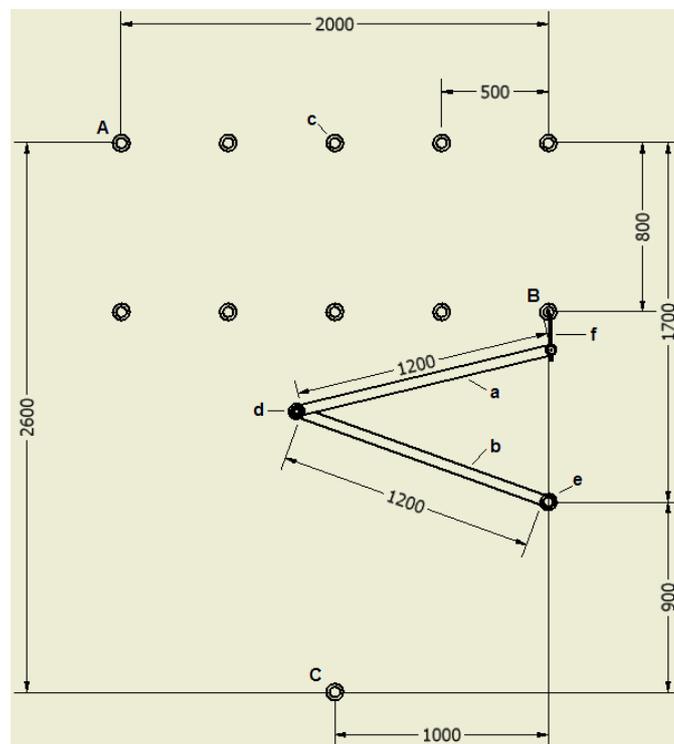


Figura 1.12 Vista superior - Posición límite #2

a) Brazo externo, b) Brazo interno, c) Argollas del furgón, d) Eje central, e) Eje interno, f) Gancho. Medidas en [mm].

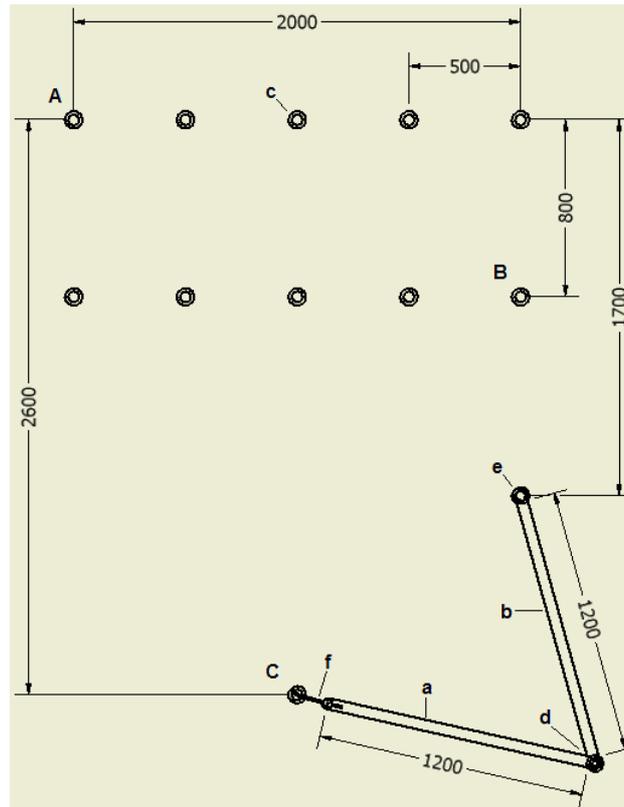


Figura 1.13 Vista superior - Posición límite #3
 a) Brazo externo, b) Brazo interno, c) Argollas del furgón, d) Eje interno, e) Eje central, f) Gancho.
 Medidas en [mm].

1.6.4 EQUIPO HIDRÁULICO

El equipo hidráulico es el responsable del desplazamiento vertical del brazo. Está compuesto por:

- **Cilindro hidráulico:** Debe soportar la carga vertical. Está fijo a la placa base en su extremo inferior y al deslizador en su extremo superior por medio de pasadores.
- **Unidad hidráulica:** Maneja el flujo de aceite hidráulico que permite el movimiento del pistón del cilindro. Está conformado a su vez por la bomba, el tanque de aceite, las mangueras, electroválvulas y el sistema eléctrico de control.

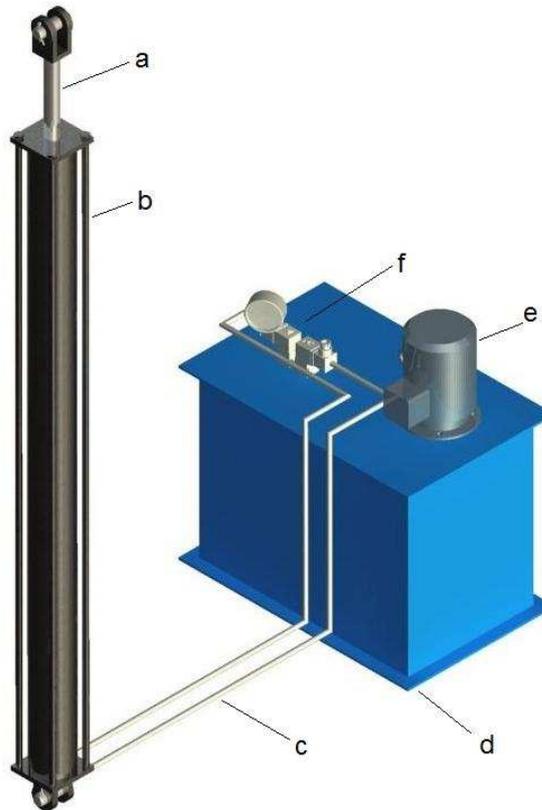


Figura 1.14 Equipo hidráulico
a) Émbolo, b) Cilindro, c) Mangueras, d) Tanque, e) Motor de la bomba, f) Electroválvulas.

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

Para nuestros requerimientos los valores de estos parámetros serán:

- Carga máxima: 180 kg
- Carrera: 1,0 m (ver figura 1.5)
- Velocidad: 5 cm/s.

La selección del sistema hidráulico y el control de éste se profundizarán en el Capítulo III.

1.6.5 ACCESORIOS

Algunos accesorios son indispensables para el funcionamiento del brazo hidráulico, entre ellos están elementos mecánicos como: pasadores, rodamientos, nervios o refuerzos en la estructura y elementos de sujeción. La selección de éstos se profundizará en el Capítulo II.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE COMPONENTES DEL BRAZO HIDRÁULICO

El objetivo de este capítulo es describir el proceso de diseño de los elementos que conforman la máquina. Se presentan los criterios, cálculos y resultados que fundamentan la geometría y la selección del material de los elementos. También se explica los fundamentos del software ALGOR usado para diseñar algunos componentes.

2.1 CRITERIOS PARA EL DISEÑO

2.1.1 GENERALIDADES

Una vez establecidas en el Capítulo I la descripción general de la máquina es importante considerar algunos criterios básicos que serán tomados en cuenta durante el diseño:

- Se debe mencionar que todos los elementos de la estructura metálica soportante serán diseñados considerando cargas estáticas, se tomó esta decisión debido a que los desplazamientos de la máquina son lentos. La velocidad de elevación es pequeña (5 cm/s) y la velocidad de rotación de carga está en un rango inferior a 3 rpm.
- El material a usarse en casi todos los elementos es acero ASTM A-36 por su fácil adquisición en el mercado local. Las propiedades de este acero se adjuntan en el Anexo 2.
- Se toma en cuenta el peso propio de los elementos, debido a que los componentes son de dimensión considerable.

- De acuerdo a la alternativa escogida y a las especificaciones técnicas explicadas en el Capítulo I se procede a calcular, dimensionar y seleccionar los elementos constitutivos de la máquina considerando la facilidad de construcción y versatilidad para la operación.

2.1.2 CASOS DE CARGA

Es necesario determinar las cargas que actúan en la estructura. A partir de éstas, se pueden obtener los valores para analizar el comportamiento de las piezas y verificar que no fallen.

2.1.2.1 Carga viva

Son cargas que están sujetas a la variación de su magnitud en el tiempo. Estas cargas pueden ser puntuales y/o uniformemente distribuidas. La carga de impacto se encuentra en este grupo y se define como: "...fuerza externa aplicada a una estructura o a una parte de ésta, si el tiempo de aplicación es menor que 1/3 del mínimo periodo natural de vibración de la pieza o estructura."⁴ "Es de esperarse que un acero dulce se comporte en forma elástica, prácticamente en todo su intervalo de resistencia en las condiciones de choque o impacto."⁵ "Por lo tanto, excepto por la carga de fatiga, el uso de propiedades estáticas en el diseño con el fin de resistir cargas de impacto da en el lado conservador."⁶

2.1.2.2 Carga muerta

Las cargas muertas son aquellas que actúan estáticamente sobre la estructura, es decir, su valor no varía en el tiempo. También se consideran como cargas muertas aquellas cuya velocidad de aplicación es sumamente lenta. Dentro de éstas se tiene:

- Carga de peso propio

⁴ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 187.

⁵ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 188.

⁶ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 188.

2.1.2.3 Combinación de cargas

La combinación de cargas permite analizar los elementos considerando al mismo tiempo varias cargas. En este caso la combinación de cargas contempla la carga viva del peso de los cerdos, el impacto mínimo que se tiene al cargar los cerdos y la carga muerta del peso mismo de los elementos de la máquina.

2.1.3 FACTOR DE SEGURIDAD

Los coeficientes de seguridad pueden establecerse en base del método diferencial, como el producto de los coeficientes parciales que reflejan:⁷

- 1.- La exactitud de la determinación de las cargas y tensiones especificadas; coeficiente $n_1 = 1,0$ a $1,5$. Es difícil proporcionar un conjunto de guías para elegir n_1 , pero una buena referencia se tiene al conocer el origen de la carga (motor eléctrico, máquina impulsora, actividad humana, fenómenos naturales). “Con frecuencia pueden seleccionarse los factores de seguridad basados en la carga, tomando en consideración las experiencias con diseños similares.”⁸. Se ha tomado como referencia el Proyecto previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico “Diseño y Construcción de una Grúa Telescópica Manual”.⁹
- 2.- La homogeneidad de las propiedades mecánicas de los materiales de acero; coeficiente $n_2 = 1,2$ a $1,5$.
- 3.- Las exigencias específicas de seguridad de trabajo; coeficientes $n_3 = 1,0$ a $1,5$. Para aplicaciones similares al brazo hidráulico se trabaja con un factor estándar $n_3 = 1,2$. Sin embargo, existen valores de referencia para maquinaria mediana cuyos factores están entre 3 y 5, y se usan factores de hasta 8 y 9 en el caso de ascensores.

⁷ J. SHIGLEY, *Manual de Diseño Mecánico*, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 11-14.

⁸ J. SHIGLEY, *Manual de Diseño Mecánico*, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 245.

⁹ MUÑOZ C., ALBÁN I., *Diseño y Construcción de una Grúa Telescópica Manual*, Proyecto previo a la obtención del Título de Ingeniero en la especialización de Ingeniería Mecánica de la EPN, 1994, p 23.

El coeficiente global de seguridad para el presente proyecto es:

$$n = n_1 \times n_2 \times n_3$$

Donde:

$$n_1 = 1,3$$

$$n_2 = 1,28$$

$$n_1 \times n_2 = 1,67 \quad (\text{valor teórico Bresler}^{10})$$

$$n_3 = 1,2 \quad (\text{Reshetov}^{11})$$

$$n = 1,67 \times 1,2$$

$$n = 2$$

El diseño de los elementos constitutivos del brazo hidráulico para elevación de carne de cerdo faenado toma en cuenta un factor de seguridad promedio $n = 2$, así se asegura que no ocurran fallas durante el funcionamiento del sistema para precautelar la integridad de los operarios. También es importante considerar que al diseñar para una carga de 180 kg ya se tiene un factor de seguridad de $n = 1,1$, ya que a lo sumo se cargarán dos cerdos a la vez con un peso total de 160 kg.

2.1.4 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS CON SOFTWARE ALGOR

Para el análisis de algunos elementos del brazo hidráulico se usará el software de análisis por elementos finitos: ALGOR V.19. Este programa permite simular el comportamiento de una pieza bajo diferentes tipos de esfuerzos para obtener resultados de deformación, factor de seguridad, puntos críticos, etc.

“ALGOR es una tecnología de ingeniería, capaz de resolver cualquier necesidad de análisis, desde la simulación de eventos mecánicos (MES) para el análisis de tensión y movimiento, hasta el análisis por elementos finitos...”¹²

¹⁰ BRESLER B., Diseño de Estructuras de Acero, 1ra. Ed., Limusa, Wiley, 1970, p 43.

¹¹ RESHETOV, Elementos de Máquinas, 1ra. Ed., URSS, Vneshtorgizdaaat, 1981, p 18.

¹² Guía de Usuario de ALGOR V19. Introducción a ALGOR FEA.

“Con ALGOR, se puede analizar las tensiones y desplazamientos experimentados por piezas complejas al someterlas a cargas estáticas o dinámicas de naturaleza constante o variable en el tiempo.”¹³

ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS (FEA)

El FEA es un método computacional que permite predecir cómo reaccionarán los objetos reales ante fuerzas, calor, vibración, fenómenos eléctricos y magnéticos, flujo de fluidos, etc; es decir, si se romperán, desgastarán o funcionarán de la manera para la que fueron diseñados los elementos mecánicos.

El método de los elementos finitos funciona subdividiendo un objeto real en un gran número (miles o centenares de miles) de elementos con forma de bloques diminutos. El comportamiento de cada uno de estos pequeños elementos, que tienen una forma regular, puede predecirse fácilmente mediante ecuaciones matemáticas. El ordenador se encarga de agregar todos los comportamientos individuales para predecir el comportamiento de todo el objeto, evitando así el antiguo método integral y diferencial.

INTRODUCCIÓN TEÓRICA AL FEA

Uno de los principios físicos básicos que permite entender de mejor manera el análisis por elementos finitos es la Ley de Hooke. Un cuerpo elástico experimenta una elongación proporcional a la fuerza ejercida sobre él, matemáticamente:

$$F = k.x$$

En donde:

F	Fuerza
k	Constante de proporcionalidad
x	Distancia de deformación

El sólido se descompone en miles de pequeños fragmentos. Si se aplican restricciones de movimiento en ciertos nodos, y en otro nodo se aplica una fuerza,

¹³ Guía de Usuario de ALGOR V19. Introducción a ALGOR FEA.

ese nodo se desplazará; todos los materiales tienen una cierta elasticidad. A medida que la fuerza se transmite a través del primer elemento, ésta va repartiéndose a los otros nodos.

En el método de elementos finitos, tiene lugar un paso denominado formulación de la rigidez del elemento. Se genera una rigidez, k , por efecto de la relación que cada nodo de cada elemento ejerce sobre los demás. De esta manera, se reduce el sólido a un gran sistema de muelles. Los esfuerzos o tensiones se determinan conociendo la fuerza presente en cada nodo y la geometría de cada elemento.

NODOS Y ELEMENTOS

Un nodo es una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad, que asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura. También indican qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente.

El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Hay varios tipos de elementos, su uso dependerá del tipo de objeto que vaya a modelarse, y del tipo de análisis que vaya a realizarse con él. Estos elementos pueden ser líneas (barras o vigas), áreas (placas y membranas 2D o 3D) o sólidos ("bricks" o tetraedros).

ELEMENTOS BRICK

Son elementos de cuatro, cinco, seis u ocho nodos, formulados en el espacio tridimensional. Por definición, los elementos brick no pueden tener grados de libertad rotacionales; si es necesario, pueden aplicarse grados de libertad traslacionales.

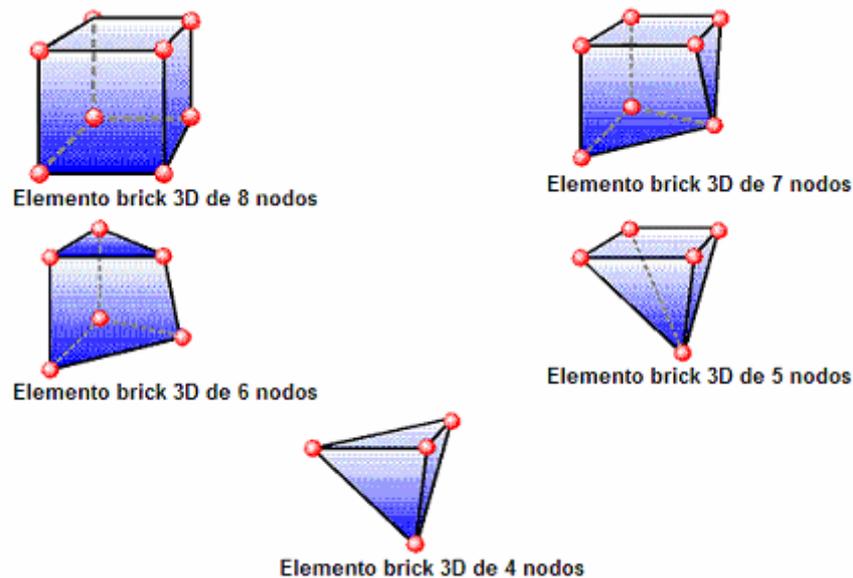


Figura 2.1 Elementos tipo brick usados por ALGOR.

Se puede usar un elemento brick cuando se cumplen las siguientes reglas básicas:

- Cuando se desee conocer los resultados de esfuerzos a través del espesor de una pieza.
- Cuando el modelo tenga aplicadas únicamente fuerzas, no momentos.
- El modelo tendrá aplicada una carga de presión hidrostática.

TIPOS DE ANÁLISIS

Los tipos de análisis disponibles en ALGOR son: lineal, no lineal, térmico, flujo de fluido, electrostático y multifenómeno (combinación de térmico y de flujo de fluido).

TENSIÓN ESTÁTICA CON MODELOS DE MATERIAL LINEALES

Este análisis es el más sencillo de todos los tipos de análisis, sólo debe utilizarse en aquellos casos en que todas las cargas aplicadas sean estáticas y todas las deformaciones previstas en los materiales vayan a encontrarse dentro del margen de elasticidad lineal. Permite estudiar los esfuerzos, deformaciones, desplazamientos y fuerzas axiales y cortantes ocasionadas por la carga estática (fuerzas, momentos, presiones, gravedad). Este modelo está restringido por condiciones de contorno, y las propiedades del material están definidas. Las fuerzas

estáticas se suponen constantes durante un período de tiempo indefinido, mientras que las deformaciones, movimientos y esfuerzos son pequeños.

MALLADO

Malla es una retícula de nodos y elementos que representa al modelo. Las mallas de calidad convergen rápidamente, producen resultados precisos y no generan errores. Un mallado más fino genera resultados de mayor precisión y tienden a converger en un mismo valor.¹⁴

PASOS HABITUALES PARA UN ANÁLISIS FEA CON ALGOR

En un análisis de tensiones mecánicas típico suele seguirse una secuencia básica de pasos:

1. Crear una malla.
2. Definir un sistema de unidades.
3. Definir los parámetros de análisis del modelo.
4. Definir el tipo de elemento y sus propiedades (material).
5. Aplicar las cargas y las restricciones.
6. Ensamblar las matrices de rigidez del elemento.
7. Resolver el sistema de ecuaciones algebraicas lineales.
8. Calcular los resultados.
9. Revisar los resultados.
10. Generar un informe con los resultados del análisis.

Estos pasos suelen descomponerse en tres fases:

1. Configurar el modelo: Pasos 1 a 5.
2. Analizar el modelo: Pasos 6 a 8 (estos pasos los realiza automáticamente el software ALGOR).
3. Evaluación de resultados: Pasos 9 y 10.

¹⁴ GLOWINSKI R., Energy Methods in Finite Element Analysis, 1ra. Ed., John Wiley&Sons, Estados Unidos, 1979, p 93, 94.

IMPORTACIÓN DE MODELOS CAD

Una vez que se tenga dibujado en CAD el elemento a analizarse se lo importa con InCAD. Utilizando DMIT¹⁵ se captura la información de geometría y se la guarda como un *archivo.dmit* que ALGOR puede leer. Los dibujos CAD para el presente proyecto provienen de AutoDesk Inventor y AutoCAD, programas que son compatibles con ALGOR.

2.2 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA

2.2.1 DISEÑO DE LOS BRAZOS

Los parámetros de diseño de los brazos cumplen con los requerimientos de espacio físico de la Distribuidora Sur PRONACA CDS. Los brazos muestran la siguiente disposición y han sido designados como se muestra en la figura 2.2

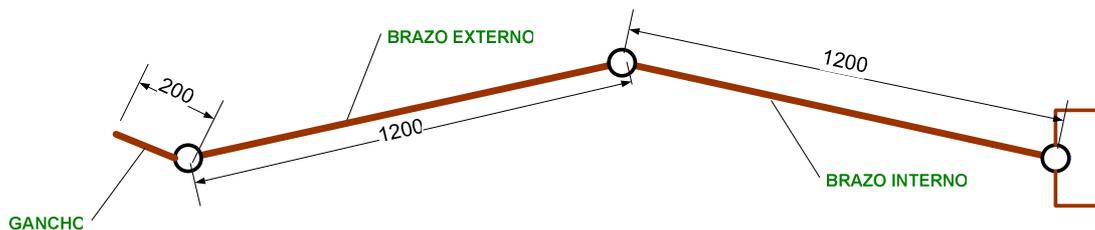


Figura 2.2 Dimensiones del brazo hidráulico. Vista superior.

El gancho es de peso despreciable y por ser de longitud reducida no se lo considerará en los análisis durante el diseño.

2.2.1.1 Casos críticos para el diseño de los brazos

Los brazos se diseñan para los casos críticos de carga. Se ha considerado dos casos críticos que se explican a continuación:

- I. Flexión máxima
- II. Torsión máxima

¹⁵ Direct Memory Image Transfer

También es importante considerar el análisis de deflexión máxima, que para este caso no deberá superar los 10 cm para el extremo del brazo. Esta imposición se debe a las restricciones de espacio impuestas por PRONACA.

Flexión máxima

La flexión máxima ocurre cuando el brazo externo y brazo interno se encuentran totalmente extendidos y alineados y en su extremo se soporta el peso máximo de 180 kg.

Se ha considerado que el peso propio de cada brazo se concentra en su respectivo punto medio. La distribución de fuerzas tomando en cuenta la combinación de casos de carga se muestra en la figura 2.3.

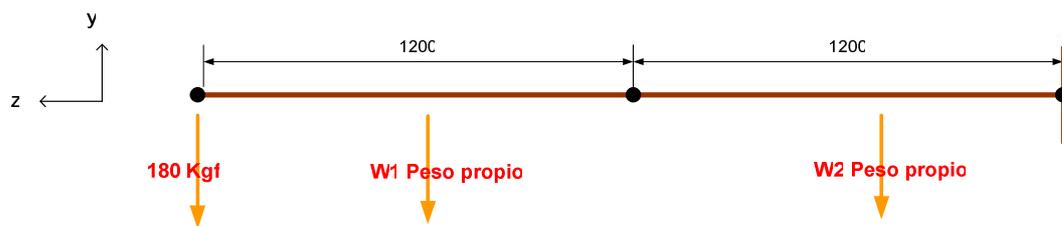


Figura 2.3 Caso de flexión máxima. Vista lateral.

Torsión máxima

La torsión máxima sucede cuando el brazo externo se encuentra formando un ángulo recto con el brazo interno. Para este análisis se considera la misma combinación de cargas: carga viva por el peso del cerdo y los pesos propios de los brazos.

En este caso el brazo externo está sometido a flexión y el brazo interno soporta además de la flexión una torsión máxima como se indica en la figura 2.4.

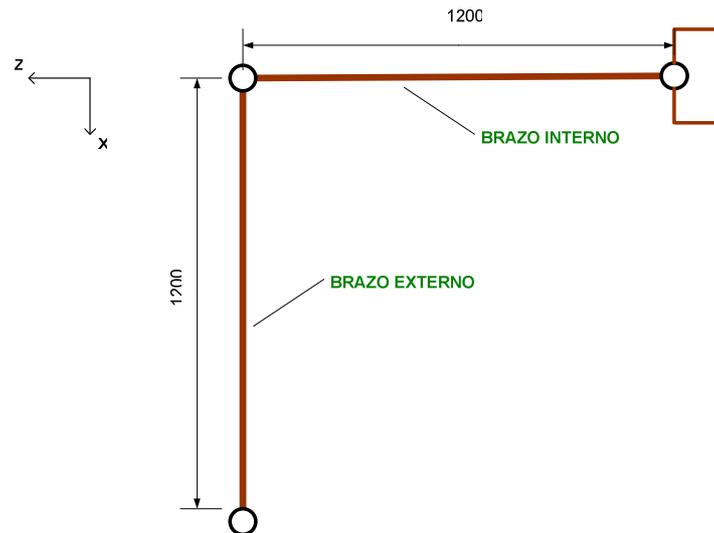


Figura 2.4 Caso de torsión máxima. Vista superior.

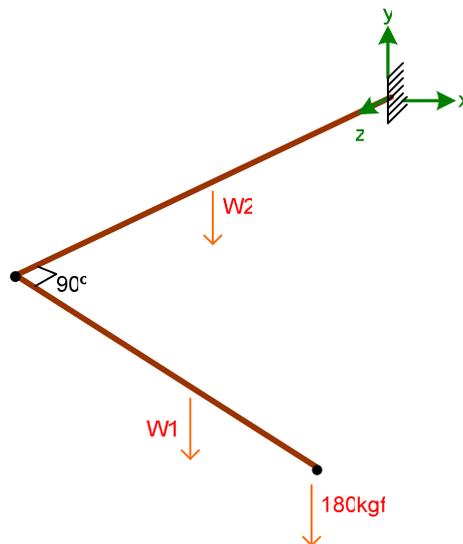


Figura 2.5 Aplicación de cargas en el caso de torsión máxima. Vista isométrica.

La figura 2.5 nos permite apreciar la carga viva en el extremo del brazo externo, y las cargas de los pesos propios en el punto medio de cada brazo.

2.2.1.2 Diseño del brazo externo.

El diseño del brazo externo se lo realiza considerando el caso de flexión máxima, para el cual el brazo externo soporta flexión y corte. El brazo externo se aprecia en la figura 2.6 y el estado de fuerzas se muestra en la figura 2.7.

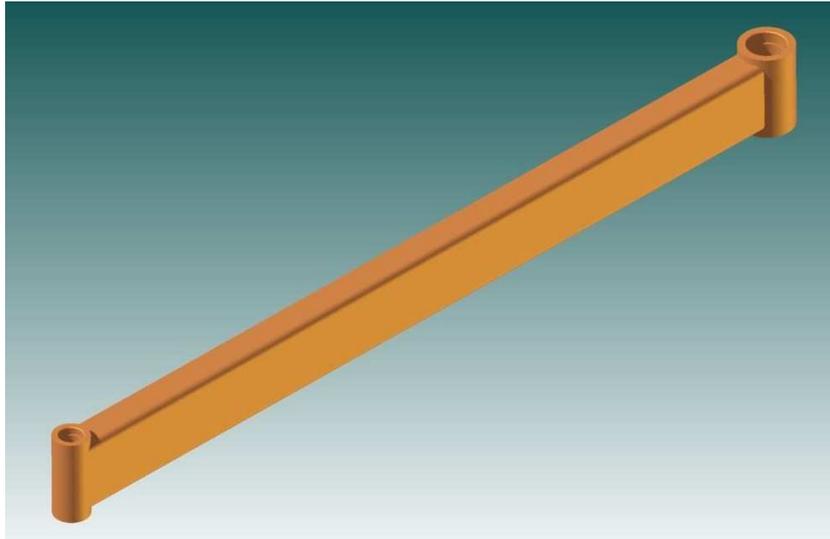


Figura 2.6 Brazo externo.

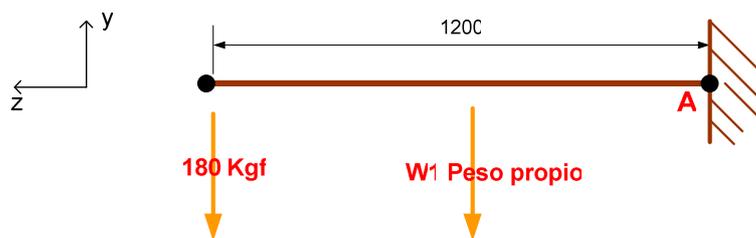


Figura 2.7 Aplicación de cargas en el brazo externo.

Datos:

Carga máxima de diseño; $F = 180$ [kgf]

Distancia máxima al punto A; $d = 120$ [cm]

El momento flector debido a la carga viva se calcula usando la siguiente fórmula:

$$M = F * d \quad (\text{Ec. 2.1})$$

El valor del momento flector es:

$$M = 180[\text{kgf}] \times 120[\text{cm}]$$

$$M = 21600[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

El momento flector máximo en el punto *A* se lo obtiene al considerar también el peso propio del brazo externo. El peso propio de cada perfil estructural viene dado por unidad de longitud, [kgf/m]. La carga del peso concentrado se obtiene al multiplicar el peso distribuido [kgf/m] por la longitud del brazo.

$$M_{\max} = 21600[\text{kgf} \cdot \text{cm}] + W1'[\text{kgf}] * 60[\text{cm}] \quad (\text{Ec. 2.1a})$$

Al diseñar el brazo externo por resistencia estática se analiza el máximo esfuerzo a flexión, este es:

$$\sigma_{x\max} = \frac{M_{\max} \times c}{I_x} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

En donde: σ_x Esfuerzo de flexión, [kgf/cm²]
 M_{\max} Momento flector máximo, [kgf. cm]
 c Distancia entre el eje neutro y la fibra exterior, [cm]
 I_x Momento polar de inercia, [cm⁴]

El factor de seguridad para el caso de flexión máxima se calcula como sigue:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

En donde: n Factor de seguridad
 S_y Esfuerzo de fluencia, [kgf/cm²]
 σ_x Esfuerzo de flexión, [kgf/cm²]

Posteriormente se realiza un proceso iterativo, en el que se asume uno de los perfiles disponibles en el mercado y luego se comprueba si el factor de seguridad es adecuado (tabla 2.2). Se tiene el siguiente ejemplo de cálculo, considerando un perfil

estructural rectangular de acero A-36 con las características mostradas en la figura 2.8 y tabla 2.1.

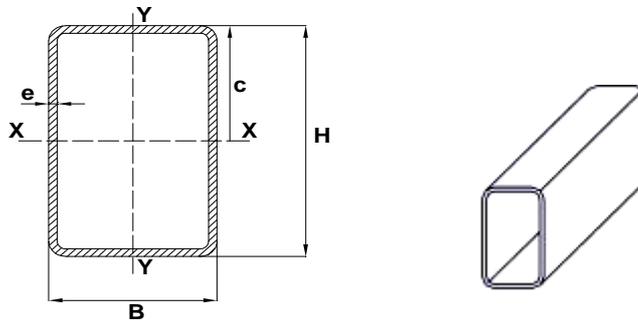


Figura 2.8 Sección de un perfil estructural rectangular.

Tabla 2.1 Especificaciones del perfil 50 x 100 x 3 mm.

B	50 [mm]
H	100 [mm]
e	3 [mm]
I_x	106,34 [cm ⁴]
S_y	2550 [kgf/ cm ²]
Peso	6,6 [kgf/ m]

El momento flector máximo para el brazo externo según la ecuación 2.1a, es:

$$M_{\max} = 21600[\text{kgf} \cdot \text{cm}] + 0,066 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right] \times 120[\text{cm}] \times 60[\text{cm}]$$

$$M_{\max} = 22075,2[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

El esfuerzo de flexión máxima se calcula con la ecuación 2.2 como sigue:

$$\sigma_{x \max} = \frac{22075,2[\text{kgf} \cdot \text{cm}] \times [5\text{cm}]}{106,34[\text{cm}^4]}$$

$$\sigma_{x \max} = 1037,95 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Y con la ecuación 2.3, se tiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{2550 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{1037,95 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$n = 2,46$$

Tabla 2.2 Selección del perfil adecuado para el brazo externo. Flexión máxima.

B [mm]	H [mm]	e [mm]	P [kg/m]	I_x [cm ⁴]	M_x [kgf.cm]	s_x=M_x.c/l [kgf/cm ²]	n=S_y/s_x
40	80	3	5,19	52,16	21973,68	1685,10	1,51
40	80	4	6,71	64,59	22083,12	1367,59	1,86
50	100	2	4,5	74,94	21924	1462,77	1,74
50	100	3	6,6	106,34	22075,2	1037,95	2,46
50	100	4	8,59	133,88	22218,48	829,79	3,07
50	150	2	6,07	207,45	22037,04	796,71	3,20
50	150	3	8,96	298,35	22245,12	559,20	4,56

En el Anexo 3 constan las propiedades de los perfiles estructurales rectangulares que se pueden encontrar en el mercado.

Se hizo una comprobación posterior usando el software ALGOR con el cual se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y de momento flector. Se hizo el análisis considerando el peso propio del brazo como carga distribuida, se lo aprecia en las figuras 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12.

Para este análisis en ALGOR se asignó un elemento tipo viga, con lo cual el software automáticamente hace el mallado.

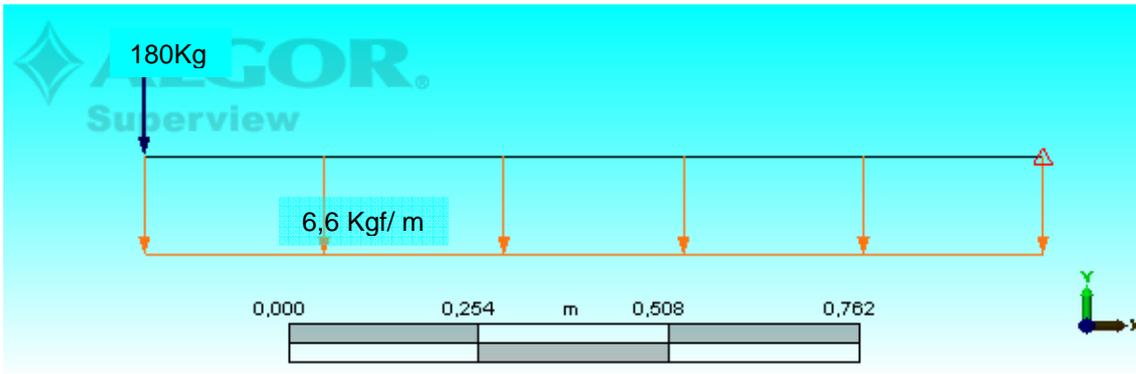


Figura 2.9 Aplicación de cargas en el brazo externo.

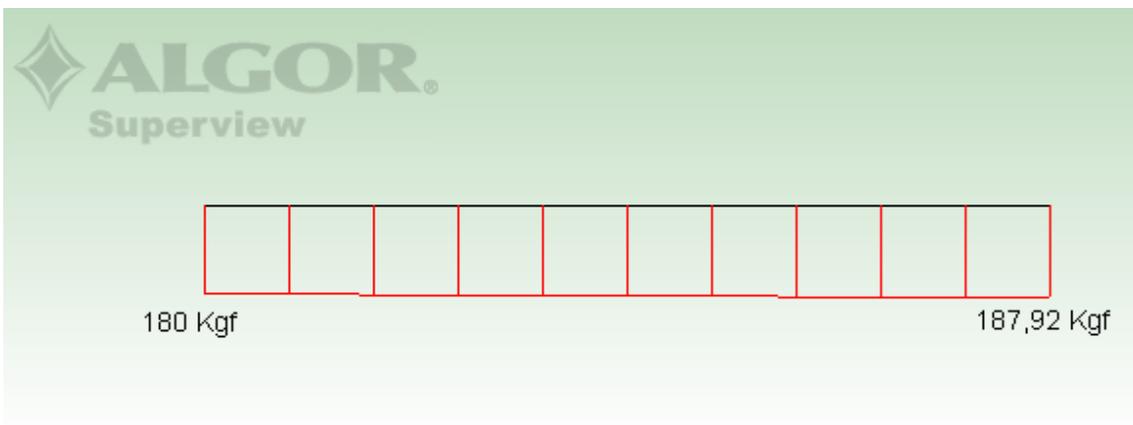


Figura 2.10 Diagrama de fuerza cortante para el brazo externo.

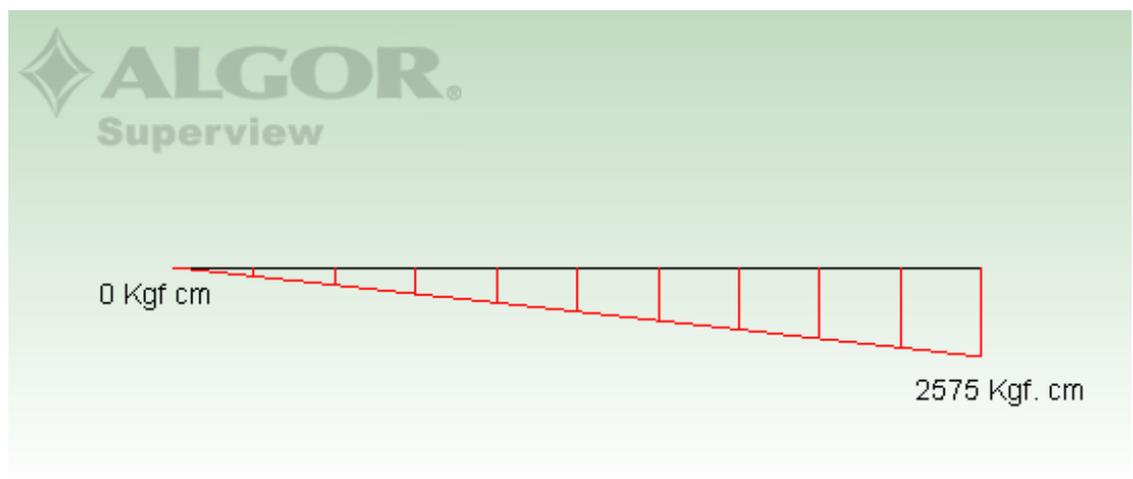


Figura 2.11 Diagrama de momento flector para el brazo externo.

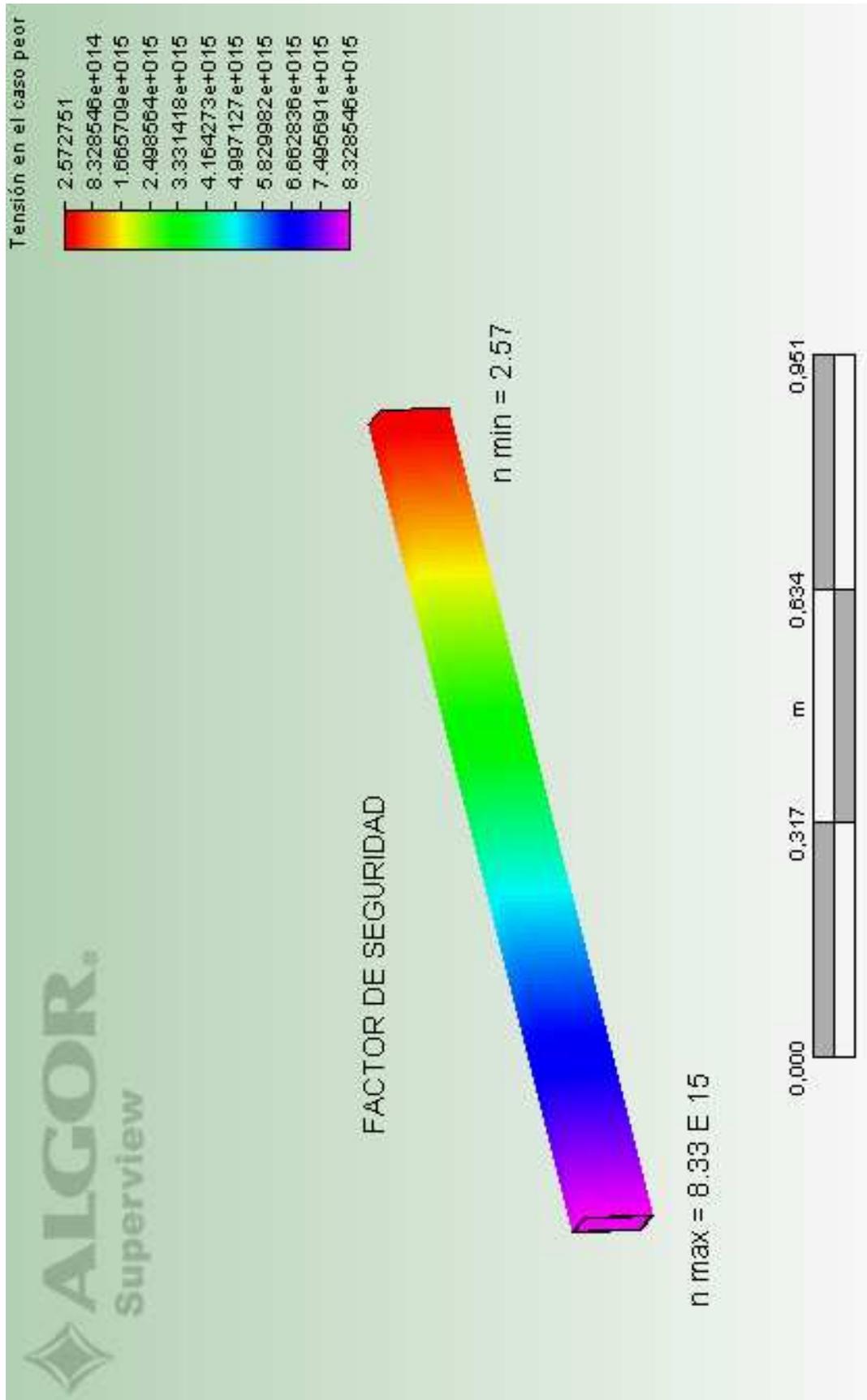


Figura 2.12 Análisis del factor de seguridad para el peor caso de tensión.

El análisis del factor de seguridad para el peor caso de tensión en el brazo externo con el software ALGOR demuestra que el perfil estructural cuadrado 100 x 50 x 3 mm ha sido seleccionado adecuadamente. El factor de seguridad mínimo es de 2,57 y se lo obtuvo en el punto de empotramiento. La variación de resultados con respecto a los calculados es mínima debido a las propiedades del material provenientes de la biblioteca del software.

2.2.1.3 Diseño del brazo interno

El diseño del brazo interno se lo realiza considerando primero el caso de flexión máxima y luego el de torsión máxima.

Flexión

Al considerar el caso de flexión máxima se tiene la distribución de fuerzas mostrada en la figura 2.13. El peso propio del brazo interno es el mismo que el del brazo externo ($6,6 \text{ [kgf/m]} \times 1,2 \text{ [m]} = 7,92 \text{ [kgf]}$).

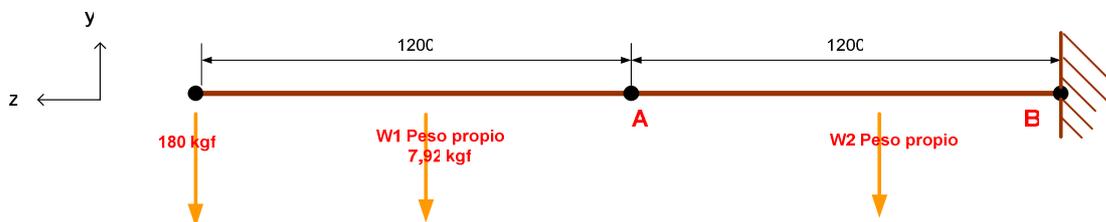


Figura 2.13 Distribución de fuerzas en caso de flexión máxima. Vista frontal.

Para el diseño del brazo externo se desarrolló todo el ejemplo de cálculo, en este caso no se lo desarrollará nuevamente.

La carga viva de 180 kgf y el peso del brazo externo se pueden trasladar hasta el inicio del brazo interno al punto B, con lo cual se crea un momento adicional M_1 . Se traslada hasta este punto porque en el empotramiento se da la situación más crítica.

$$M_1 = 180[\text{kgf}] \times 120[\text{cm}] + 7,92[\text{kgf}] \times 60[\text{cm}]$$

$$M_1 = 22075,2[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

El estado de fuerzas para el brazo interno se muestra en la figura 2.14.

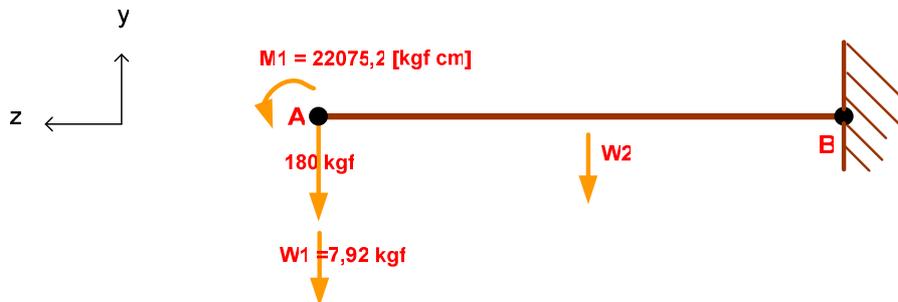


Figura 2.14 Estado de fuerzas para brazo interno. Vista frontal.

El momento flector máximo en el punto B se lo obtiene al considerar también el peso propio del brazo interno. P representa el peso por unidad de longitud para cada perfil.

$$M_{\max} = 22075,2[\text{kgf} \cdot \text{cm}] + 187,92[\text{kgf}] \times 120[\text{cm}] + P \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right] \times 120[\text{cm}] \times 60[\text{cm}]$$

$$M_{\max} = 44625,6[\text{kgf} \cdot \text{cm}] + P \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right] \times 120[\text{cm}] \times 60[\text{cm}]$$

Al diseñar el brazo interno por resistencia estática se analiza el máximo esfuerzo a flexión con la ecuación 2.2. El factor de seguridad para el caso de flexión máxima se calcula con la ecuación 2.3.

Posteriormente se realiza un proceso iterativo (tabla 2.3), en el que se asume uno de los perfiles disponibles en el mercado y luego se comprueba si el factor de seguridad es adecuado. Para el tubo estructural rectangular 100 x 50 x 3 mm se tiene un peso de 6,6 kg/m, por lo que el peso del brazo interno W_2 es 7,92 kgf.

Tabla 2.3 Selección del perfil adecuado para el brazo interno. Caso de flexión máxima.

B	H	E	P	I_x	M_x	s_x=M_x.c/l	n=S_y/s_x
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]	[cm⁴]	[kgf.cm]	[kgf/cm²]	
40	80	3	5,19	52,16	44999,28	3450,87	0,74
40	80	4	6,71	64,59	45108,72	2793,54	0,91
50	100	2	4,5	74,94	44949,6	2999,04	0,85
50	100	3	6,6	106,34	45100,8	2120,59	1,20
50	100	4	8,59	133,88	45244,08	1689,73	1,51
50	150	2	6,07	207,45	45062,64	1629,16	1,57
50	150	3	8,96	298,35	45270,72	1138,03	2,24
50	150	4	11,73	380,98	45470,16	895,13	2,85

Por la disponibilidad de materiales se selecciona el perfil de 50 x 100 x 3 mm de acero ASTM A-36 para lo cual se calculó un factor de seguridad de 1,20. Este factor de seguridad se incrementa gracias a un nervio o refuerzo que será soldado en la parte inferior del brazo.

A partir del estado de fuerzas (figura 2.15), se hace una comprobación posterior usando el software ALGOR con el cual se obtuvieron los diagramas de fuerzas cortantes (figura 2.16) y momento flector (figura 2.17).



Figura 2.15 Estado de fuerzas para el brazo interno, caso a flexión.

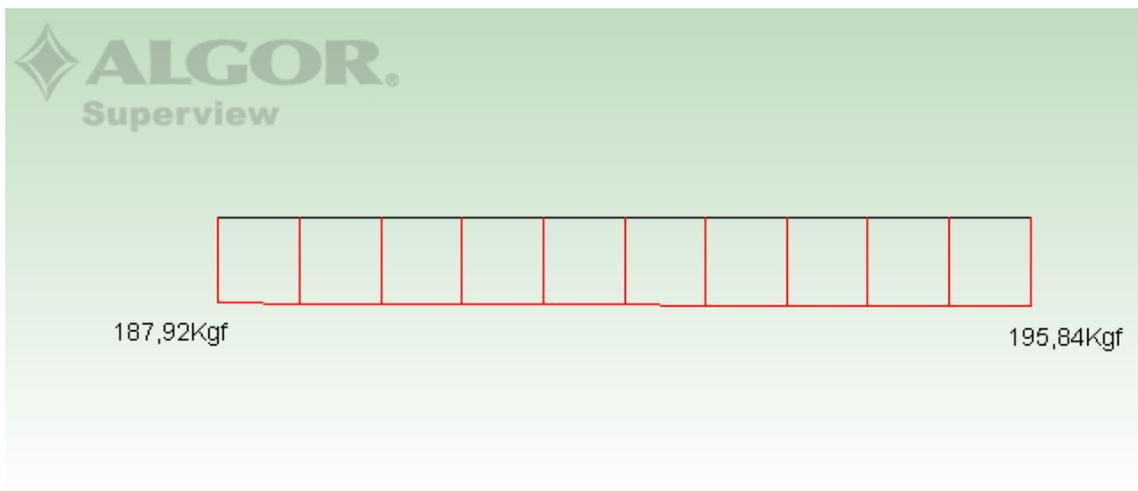


Figura 2.16 Diagrama de cortante brazo interno a flexión.

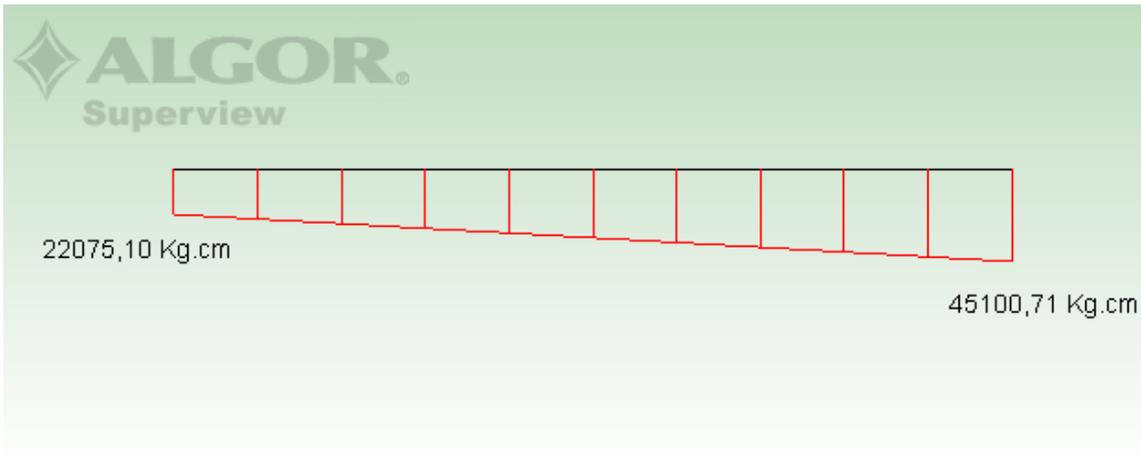


Figura 2.17 Diagrama de momento flector del brazo interno a flexión.

Torsión máxima

Al considerar el caso de torsión máxima para el brazo interno se tiene la siguiente distribución de fuerzas.

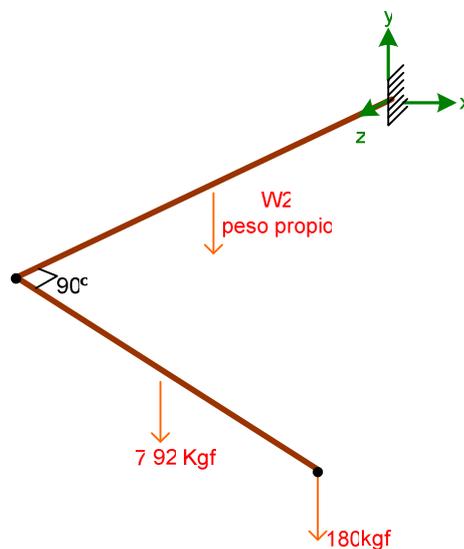


Figura 2.18 Distribución de fuerzas en el caso de torsión máxima. Vista isométrica.

La carga viva de 180 kgf y el peso del brazo externo al ser trasladados hasta el extremo del brazo interno producen un torque T_1 . Además, se tiene la flexión ocasionada por estas fuerzas.

$$T_1 = 180[\text{kgf}] \times 120[\text{cm}] + 7,92[\text{kgf}] \times 60[\text{cm}]$$

$$T_1 = 22075,2[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

El estado de fuerzas para el brazo interno se indica en la figura 2.19.

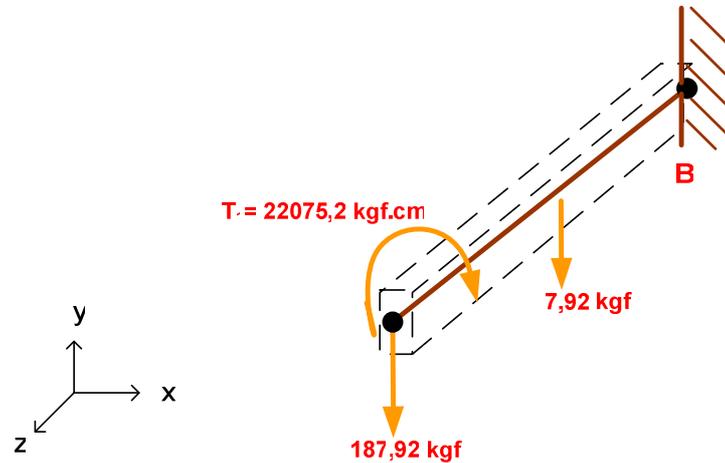


Figura 2.19 Estado de fuerzas en el brazo interno en el caso de torsión máxima.

En este caso se tienen esfuerzos de torsión y flexión combinados por lo que se usará la Teoría de Von Mises para la cual el esfuerzo se calcula como sigue:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

En donde:

- σ' Esfuerzo de Von Mises, $[\text{kgf} / \text{cm}^2]$
- σ_x Esfuerzo flector máximo, $[\text{kgf} / \text{cm}^2]$
- τ Esfuerzo cortante, $[\text{kgf} / \text{cm}^2]$

El esfuerzo flector se calcula como se indicó en la ecuación 2.2

El esfuerzo cortante se calcula mediante la expresión:

$$\tau = \frac{T \times r}{J} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

En donde:

- T Torque, [kgf.cm]
 r Radio mínimo de giro, [cm]
 J Segundo momento de inercia, [cm⁴]

En donde el segundo momento de inercia se obtiene en base a la siguiente fórmula:

$$J = I_x + I_y \quad (\text{Ec 2.6})$$

Se realiza el mismo proceso iterativo con diferentes perfiles y se obtienen los resultados tabulados en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Selección del tubo rectangular para brazo interno en caso de torsión máxima.

B	H	e	P	J	Mx	s_x	t	s'	n=S_y/s'
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]	[cm ⁴]	[kgf.cm]	[kgf/cm ²]	[kgf/cm ²]	[kgf/cm ²]	
40	80	3	5,19	69,65	22924,08	1757,98	633,89	2072,67	1,23
40	80	4	6,71	85,92	23033,52	1426,44	513,85	1681,33	1,52
50	100	2	4,5	100,59	22874,4	1526,18	548,64	1797,85	1,42
50	100	3	6,6	142,31	23025,6	1082,64	387,80	1274,08	2,00
50	100	4	8,59	178,64	23168,88	865,29	308,93	1017,37	2,51
50	150	2	6,07	244,62	22987,44	831,07	225,61	918,35	2,78
50	150	3	8,96	350,89	23195,52	583,10	157,28	643,59	3,96

Con el perfil 50x100x3 mm se obtiene un factor de seguridad igual a dos, el cual nos da la certeza de que no falla en el caso de torsión máxima. Considerando el factor de seguridad, también nos permite concluir que el estado de flexión máxima es más crítico que el de torsión.

Sin embargo, el brazo interno será diseñado con un nervio soldado en su parte inferior para aumentar su rigidez. El nervio es de acero A-36, de 9 mm de espesor. Para analizar este elemento se utiliza el software ALGOR aplicando las cargas ya mencionadas anteriormente y asignando un elemento tipo brick. Se trabajó con distintas densidades de mallado (tamaño del brick), verificando así que la convergencia de los resultados fluctúa alrededor de los mismos valores variando apenas en los decimales. Se obtuvieron los siguientes resultados para la deformación (figura 2.20), esfuerzo (figura 2.21) y factor de seguridad (figura 2.22).

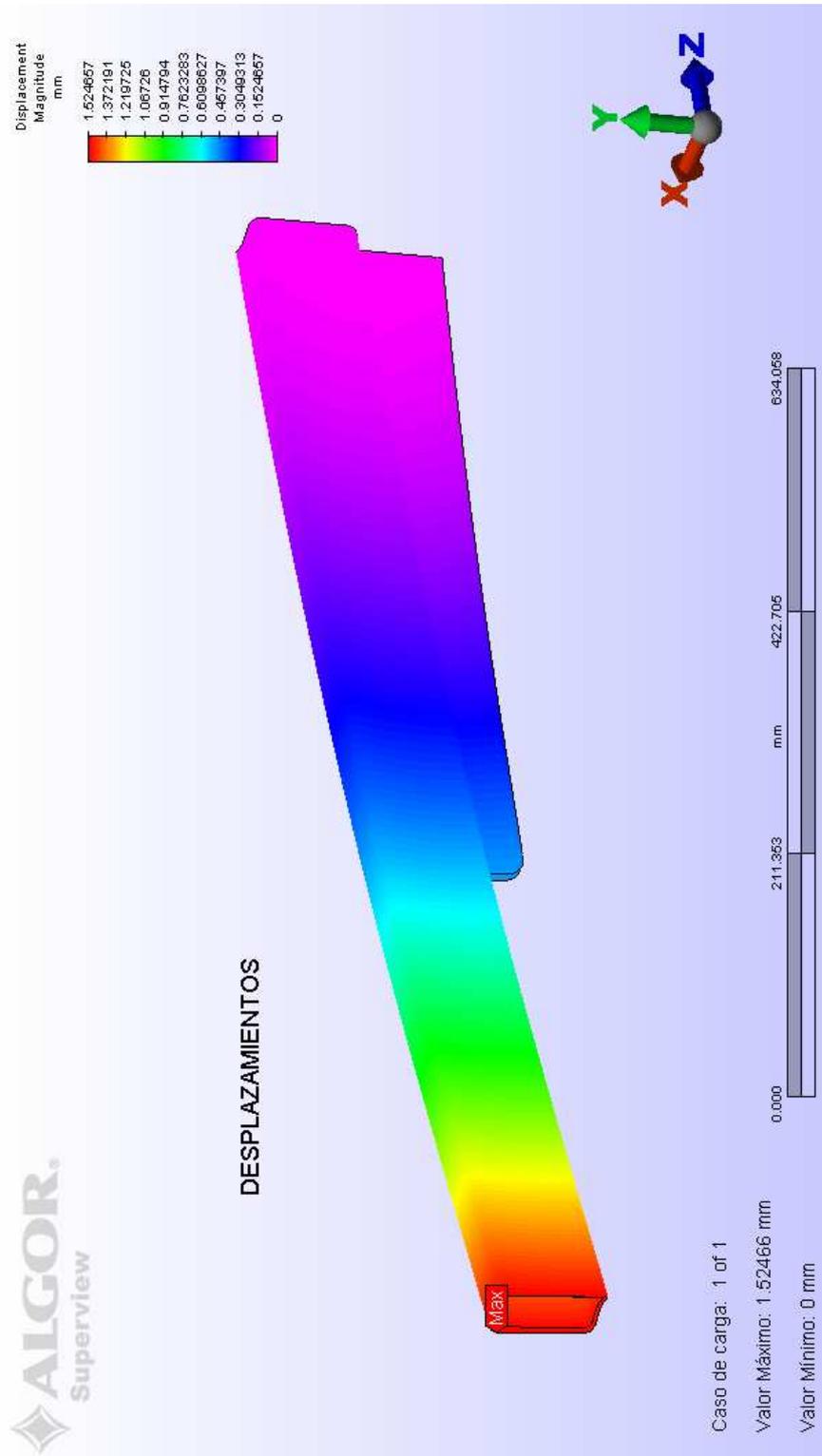


Figura 2.20 Desplazamientos en brazo interno.

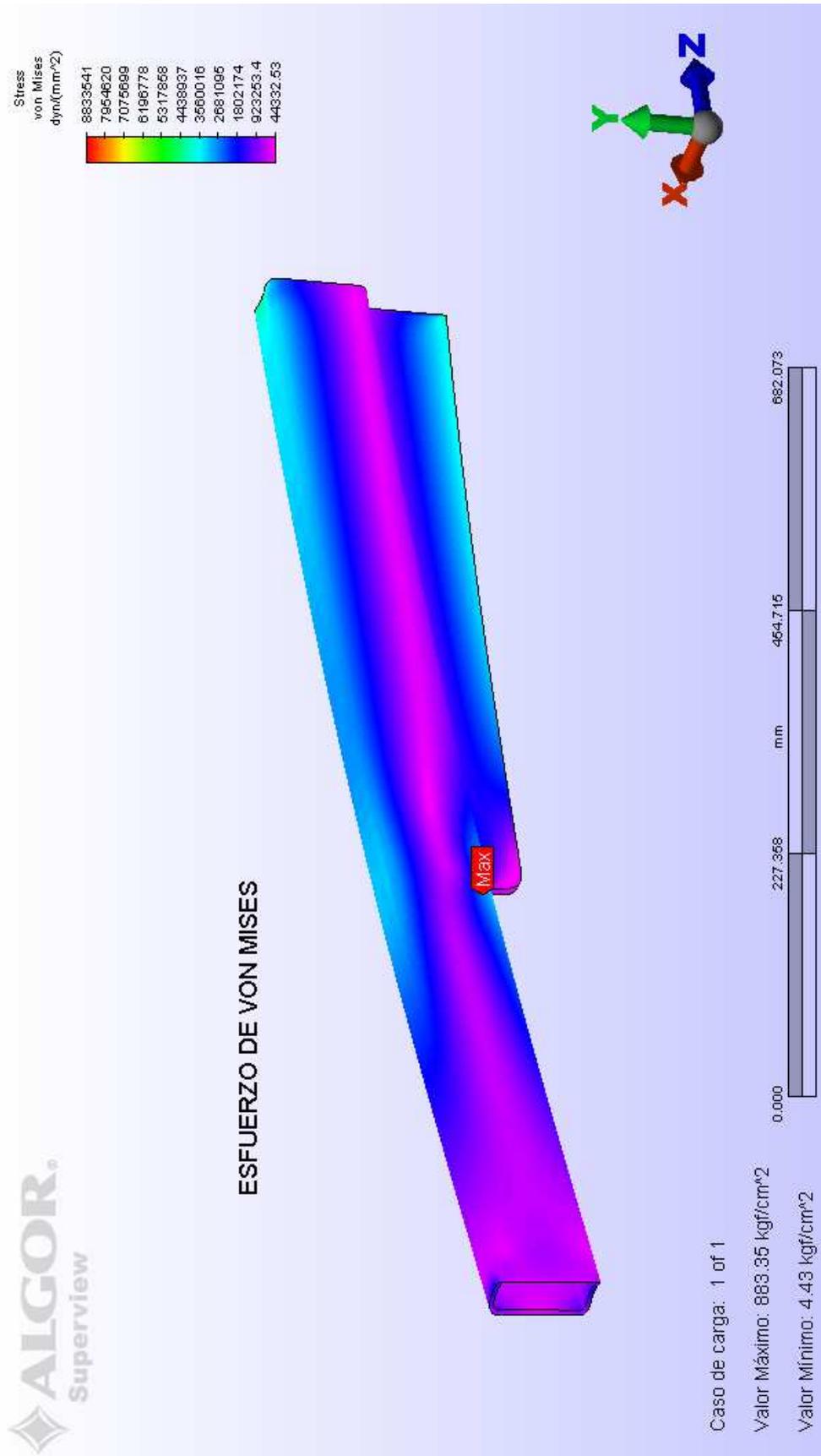


Figura 2.21 Esfuerzo de Von Mises en brazo interno.

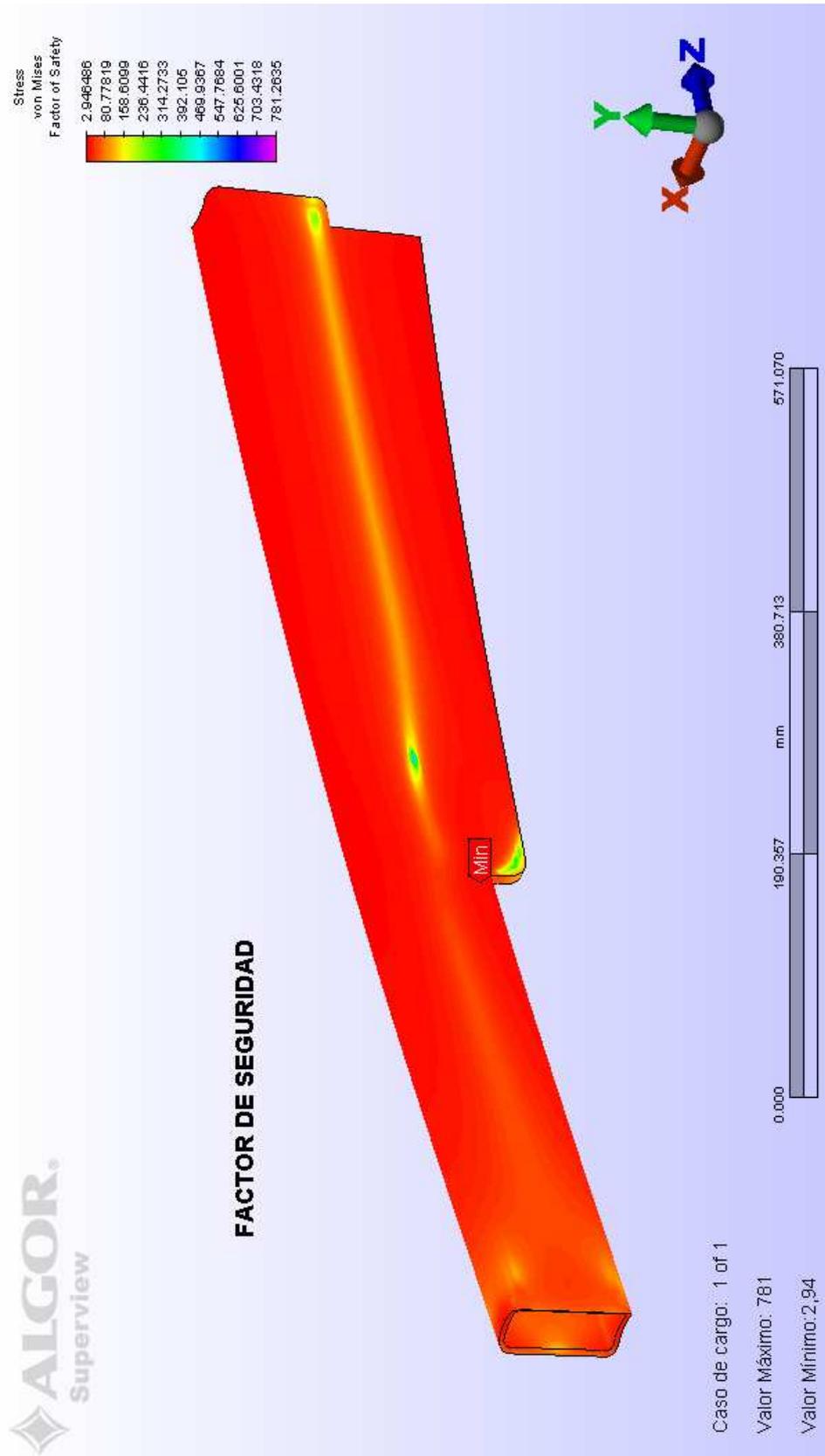


Figura 2.22 Factor de seguridad en brazo interno.

La figura 2.20 muestra el desplazamiento máximo que se da en el extremo del brazo interno en el caso crítico de carga. Este desplazamiento es de 1,5 mm, que es menos de 0,05% de deformación para este brazo.

La figura 2.21 muestra el rango de esfuerzos de Von Mises a los cuales el brazo está sometido. El esfuerzo máximo al que está sometido es de 883 kgf/cm² y la zona crítica está donde termina el nervio. El momento máximo se da en la base del brazo interno, por eso el nervio es más alto en la base que en la parte media.

El factor de seguridad mínimo es de 2,94 y se lo puede identificar en la figura 2.22, o se lo puede obtener con la ecuación 2.3. Este factor asegura que el brazo interno reforzado con el nervio no falla para las cargas previstas.

$$n = \frac{2550 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{883 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$n = 2,9$$

2.2.2 DISEÑO DE LA TORRE

El peso de los cerdos colgado del extremo del brazo ocasiona esfuerzos de flexión sobre la torre, estos son transmitidos a través de la guías de deslizamiento que permiten el desplazamiento vertical del brazo. La torre no está sujeta a compresión porque esta carga la soporta el cilindro hidráulico. Es importante recordar que el vástago del cilindro se une al deslizador y que entre éste y la torre existe una junta deslizante por el uso de guías correderas. Al no soportar carga de compresión no se diseñará la torre como una columna típica, sino como una viga en voladizo cargada solamente con un momento flector. No se tomará en cuenta el peso propio de la torre debido a que es despreciable.

2.2.2.1 Cálculo de los perfiles de la torre

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 la obtuvo al soldar a tope dos perfiles estructurales en canal C 200x50x3 mm de acero ASTM A-36, la geometría se muestra en la figura 2.23.

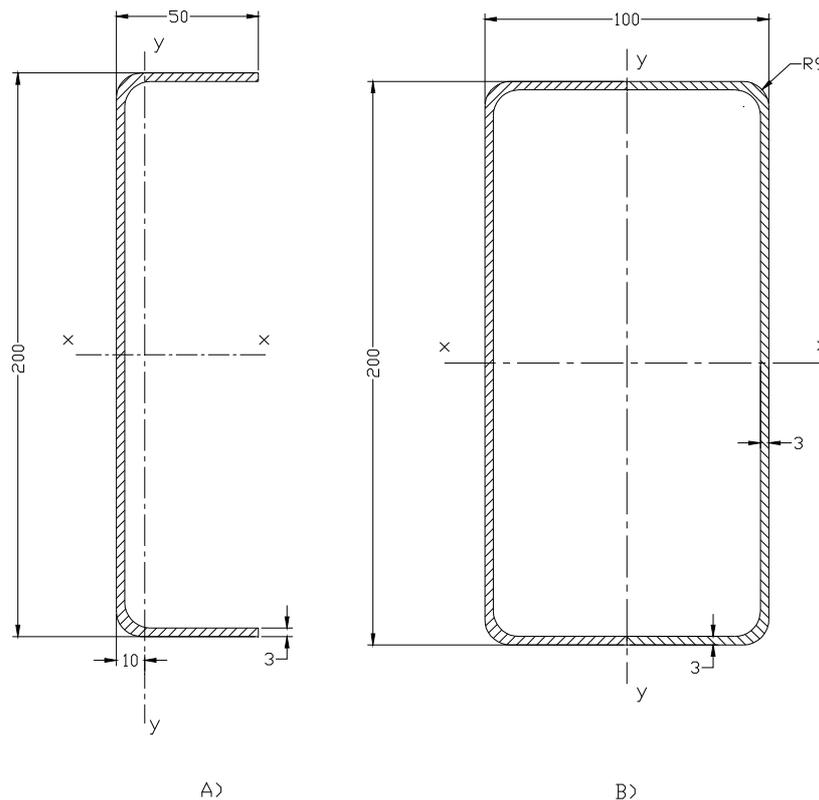


Figura 2.23 A) Sección de perfil estructural C 100x50x3 mm. B) Sección transversal de la torre.

La ubicación del sistema de deslizamiento en la parte más ancha de la columna exige que el análisis se realice respecto al eje “y”. Las propiedades de la sección de la torre respecto al eje y se calculan a continuación.

El momento de inercia I_{yy} se calcula aproximando la forma de la torre a un rectángulo mediante la ecuación 2.7. Se debe restar el momento de inercia equivalente a la parte hueca de la torre.

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

En donde:

- b Base paralela al eje neutro, [cm]
 h Altura, [cm]

El módulo de la sección se calcula mediante la ecuación 2.8:

$$S_{yy} = \frac{I_{yy}}{c} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

En donde:

- S_{yy} Módulo de la sección respecto a eje y , [cm³]
 I_{yy} Momento de inercia respecto a eje y , [cm⁴]
 c Distancia desde el eje y a la fibra externa, [cm]

El radio mínimo de giro se obtiene con la siguiente ecuación 2.9:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

En donde:

- r_{\min} Radio mínimo de giro, [cm]
 I_{\min} Momento de inercia mínimo, [cm⁴]
 A Área de la sección, [cm²]

En la tabla 2.5 se resumen las propiedades calculadas para la sección mostrada en la figura 2.22.

Tabla 2.5 Propiedades de la sección de la torre.

A	17,4 [cm ²]
I_{yy}	323,83 [cm ⁴]
S_{yy}	64,77 [cm ³]
r_{\min}	4,31 [cm]

El momento flector máximo se calcula usando la ecuación 2.1 de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} M &= F * d \\ M &= 180[\text{kgf}] \times 240[\text{cm}] \\ M &= 43200[\text{kgf} \cdot \text{cm}] \end{aligned}$$

El esfuerzo flector se lo calcula con la ecuación 2.2:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M \times c}{I} \\ \sigma &= \frac{43200[\text{kgf} \cdot \text{cm}] \times 5[\text{cm}]}{323,83[\text{cm}^4]} = 667,02 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \end{aligned}$$

El factor de seguridad se calcula usando la ecuación 2.3:

$$\begin{aligned} n &= \frac{S_y}{\sigma} \\ n &= \frac{2550 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{667,02 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 3,8 \end{aligned}$$

Este factor de seguridad asegura que la torre sometida a la carga de flexión no falla. Los cálculos hechos han sido comprobados usando el software ALGOR. Los parámetros que se introducen en el programa son:

- Tipo de análisis: Tensión estática con modelo de material lineal.
- Tipo de elemento: Viga
- Material: Acero ASTM A-36
- Viga fija en un extremo y momento de 43200 kgf/cm en el otro extremo.

Los resultados de este análisis se muestran en las figuras 2.24 y 2.25.

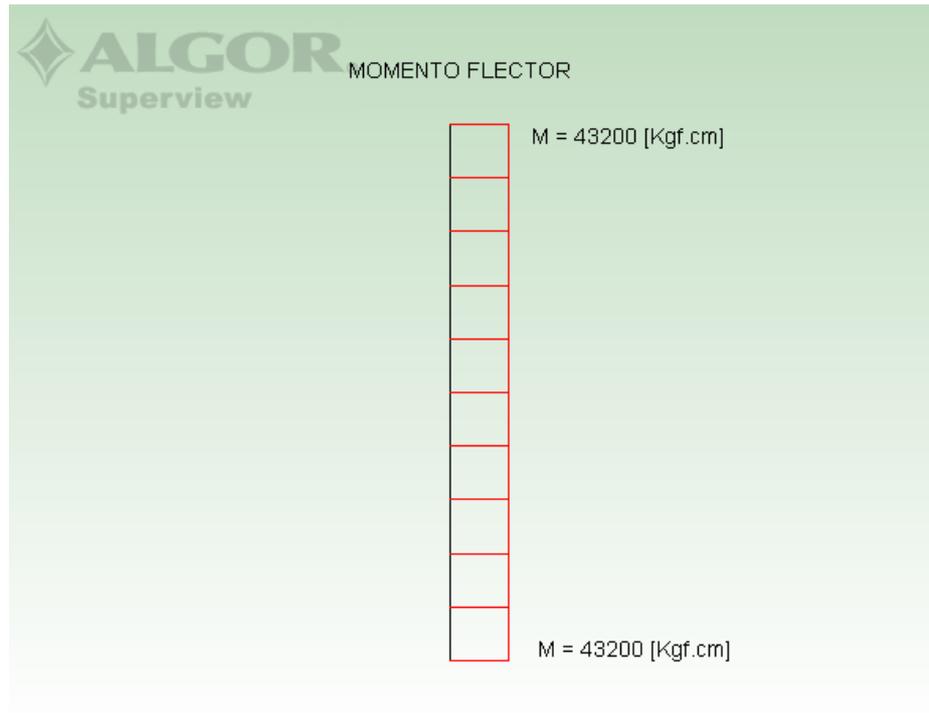


Figura 2.24 Diagrama de momento flector.

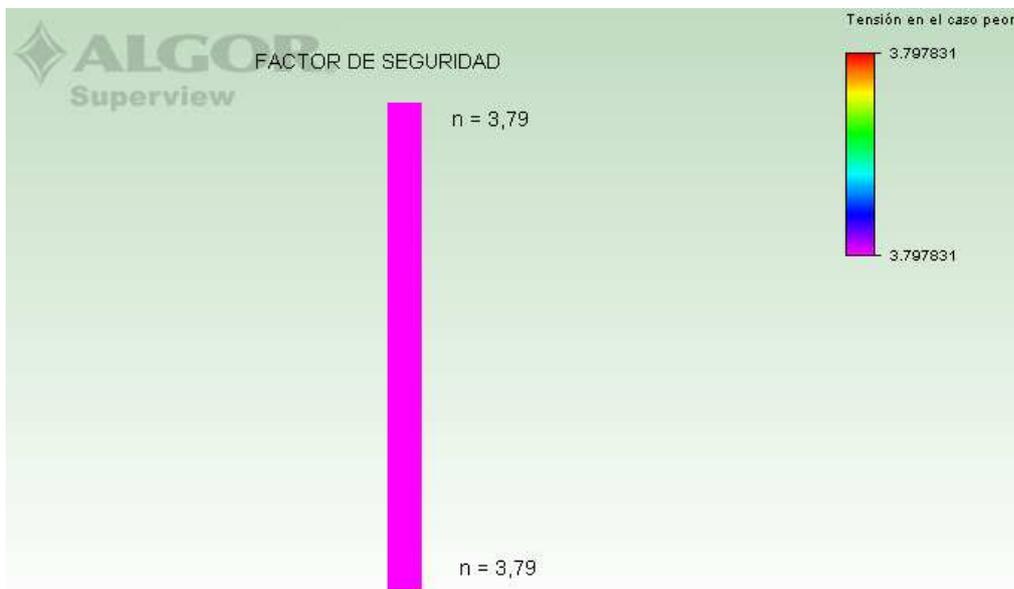


Figura 2.25 Factor de seguridad en la torre.

Como se puede verificar en la figura 2.24, el momento es constante a lo largo de toda la sección, al igual que el factor de seguridad ($n = 3,79$). Este valor es satisfactorio para que la torre no falle a causa de la flexión.

Sin embargo, la altura hace que sea un elemento difícil de mantener equilibrado y es necesario colocar nervios en la base de la torre para que ayuden a que se mantenga vertical. Los nervios cumplen también otras funciones importantes: a) Ayudan a que los esfuerzos se distribuyan de una mejor manera en la placa base que está anclada al piso; b) El esfuerzo entre la unión de la placa base y la torre no recae solamente en un cordón de soldadura, sino que también lo soportarán los nervios.

Para la soldadura de estos nervios es necesario reforzar el tramo inferior de la torre (40 cm) con placas de acero de 9 mm de espesor. Este refuerzo precautela que el calor de la soldadura no perfora la torre cuyo espesor es 3 mm. Así se logró adicionalmente aumentar el momento de inercia en el tramo inferior de la torre.

Durante el diseño es importante considerar la deflexión máxima que no debe sobrepasar del margen permitido.

“Todas las estructuras reales son flexibles en un grado u otro, no existe el cuerpo rígido perfecto. El grado de flexibilidad permitido es parte del proceso de diseño y el análisis de deflexión es necesario para asegurarse que los desplazamientos estén dentro de los límites requeridos. El cálculo de desplazamientos es además fundamental para el análisis de estabilidad de la estructura”¹⁶.

La deflexión máxima para una viga empotrada y sometida simplemente a flexión se calcula usando la siguiente ecuación.¹⁷

$$\delta = \frac{M \times L^2}{2 \times E \times I} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

¹⁶ CURTIS HOWARD D., Fundamentals of Aircraft Structural Analysis, 1ra. Ed., Estados Unidos, Irwin, 2005, p 328- 329.

¹⁷ AISC, Manual of Steel Construction AISC, 8va. Ed., Estados Unidos, 1986, p 2.112

En donde:

δ	Deflexión, [cm]
M	Momento flector máximo, [kgf/cm ²]
L	Longitud de la viga, [cm]
E	Módulo de elasticidad, [kgf/cm ²]
I	Módulo de inercia, [cm ⁴]

Para el acero A- 36 el módulo de elasticidad es 29 kpsi ó 2,043 x 10⁶ kgf/cm². Para lo cual la deflexión máxima se calcula con la ecuación 2.10 como sigue:

$$\delta = \frac{43200 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \times (280[\text{cm}])^2}{2 \times 2,043 \times 10^6 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \times 323,83[\text{cm}^4]} = 2,56[\text{cm}] = 25,6[\text{mm}]$$

La AISC considera una deflexión permisible cuando es menor a $L / 360$.¹⁸, en este caso la deflexión permitida es de 8 mm. El desplazamiento calculado en este diseño es superior, por esta razón se usará un sistema de anclaje en la parte superior de la torre que servirá como tensor y evitará que la deflexión sea grande. Este sistema se fijará a una columna de concreto que existe cerca al lugar en donde se instalará el equipo en el CDS. Para este propósito se utilizará un cable de acero con tensores tipo tornillo.

¹⁸ AISC, Manual of Steel Construction AISC, 8va. Ed., Estados Unidos, 1986, p 2.112.

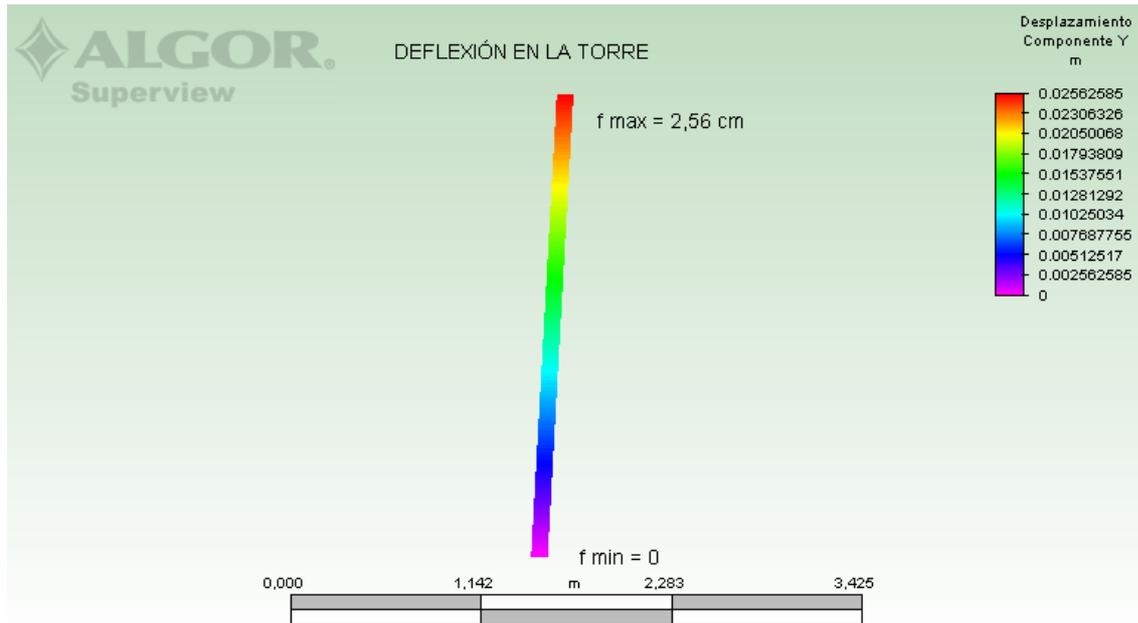


Figura 2.26 Deflexión en la torre.

Los resultados obtenidos en el análisis usando ALGOR concuerdan con los calculados. La deflexión es alta, por esta razón es necesario anclar la parte superior a la torre como se explicó anteriormente.

2.2.2.2 Cálculo de la placa base

La torre se encuentra conectada a la placa con soldadura. Se considerará que la placa y la torre actúan como una unidad durante el análisis. El efecto de la soldadura es transmitir un par o momento flector hacia la placa base, además de cargas distribuidas perpendiculares.

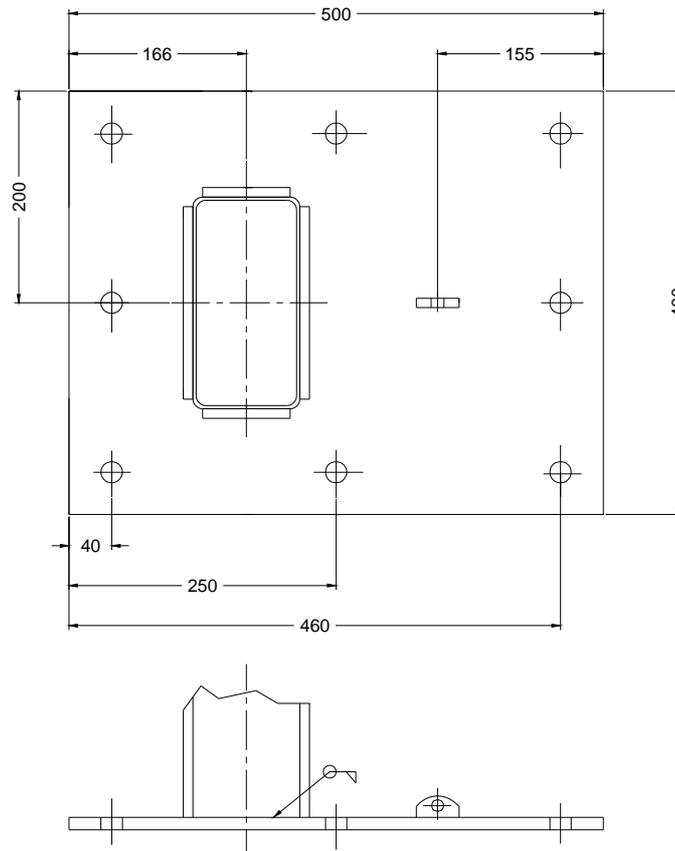


Figura 2.27 Geometría de la placa base.

La fuerza de tensión requerida para mantener el equilibrio viene dada por los pernos cerca de la arista izquierda de la placa ilustrada en la figura 2.27.

Para los valores de momento presentes en este diseño (43200 kgf.cm), se obtiene una distribución de presiones como la mostrada en la figura 2.28. La base se encuentra sujeta a la aplicación de la fuerza P de compresión como resultante de la acción del cilindro hidráulico. También está sujeta al momento flector M que transmite la torre, adicionalmente la placa base se somete a la tensión inicial de los pernos, y a la fuerza C (resultante de las presiones de apoyo)¹⁹.

¹⁹ CLIFFORD D. y WILLAMS H., Diseño de Estructuras Metálicas, 2da Ed., México, Continental, p. 410 – 413.

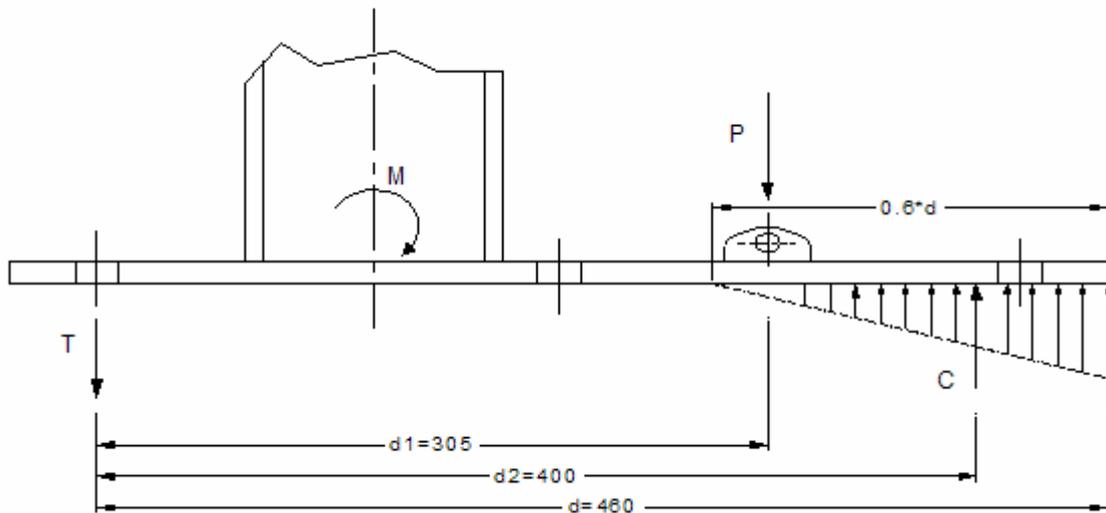


Figura 2.28 Distribución de fuerzas en la placa base.

La distribución de fuerzas se muestra en la figura 2.28, en donde: C representa la resultante de las presiones de apoyo, d es la longitud de la placa, d_1 es la distancia desde la carga a un punto de la línea de acción de la tensión T . Se asume que la longitud de la placa sometida a compresión es $0.6d$, este valor se lo ha tomado como referencia por ser usado comúnmente²⁰.

De acuerdo a la figura 2.27 se puede realizar una suma de momentos con respecto a un punto sobre la línea de fuerza T . La carga C que inicialmente es distribuida con forma triangular se la puede aplicar como puntual a una distancia equivalente a los $2/3$ de $0.6d$ desde el vértice.²¹

$$\begin{aligned}
 C \times d_2 &= P \times d_1 + M \\
 C &= \frac{P \times d_1 + M}{d_2} \\
 C &= \frac{180[\text{kgf}] \times 30,5[\text{cm}] + 43200[\text{kgf} \cdot \text{cm}]}{40\text{cm}} \\
 C &= 1217,3[\text{kgf}]
 \end{aligned}$$

²⁰ TAPIA R. y VILLACIS J., Diseño y Construcción de una Grúa Hidráulica para un Taller Automotriz, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en la especialización Ingeniería Mecánica de la EPN, diciembre, 1992, p 81 – 86.

²¹ CURTIS HOWARD D., Fundamental of Aircraft Structural Analysis, 1ra. Ed., Estados Unidos, Irwin, 2005, p 25.

La distribución de presión en la placa se la obtiene al dividir la resultante de las presiones de apoyo C para el área sometida a compresión como se muestra en la figura 2.29.

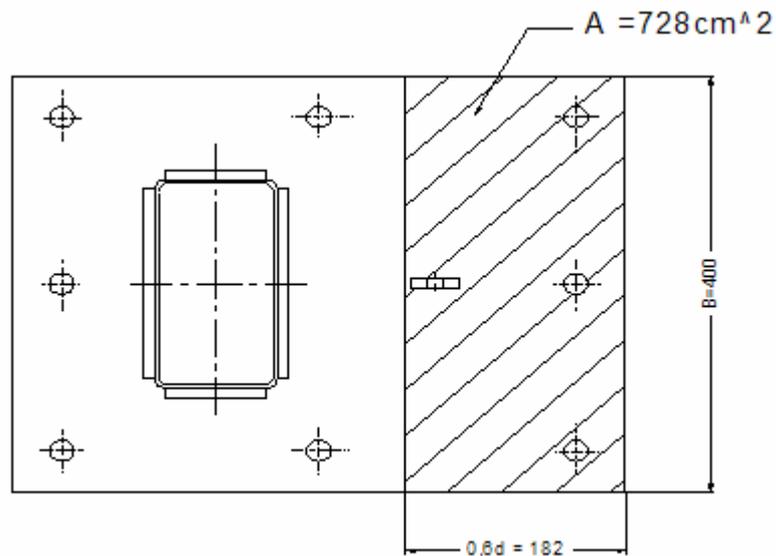


Figura 2.29 Área de la placa base sometida a compresión.

La presión p se la obtiene considerando la relación de fuerza y área, de la siguiente manera:

$$p = \frac{C}{0,6d \times B}$$

$$p = \frac{1217,3 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{18,2[\text{cm}] \times 40[\text{cm}]}$$

$$p = 1,67 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Considerando que la presión crítica se presenta en el extremo de la placa es necesario calcular la presión estática equivalente p_1 .

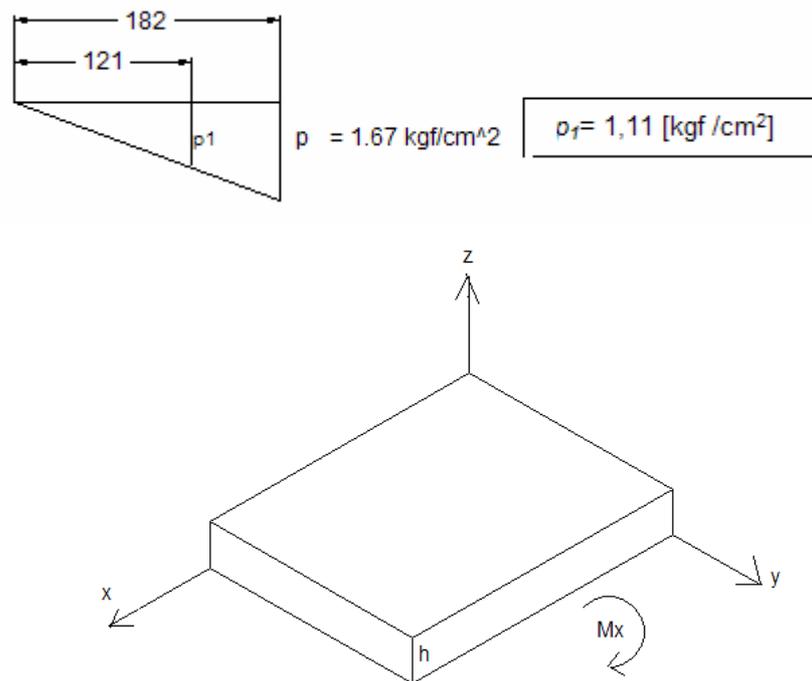


Figura 2.30 Distribución de presiones en la placa base.

Tomando en cuenta la teoría de placas²², se establece el momento flector por unidad de longitud M'_x en el cálculo siguiente, en donde se utiliza la presión media p_1 , el área de la placa sometida a compresión A , y se toma a d_f como la distancia²³ para calcular flexión. De donde se establece que el momento flector M'_x por unidad de longitud es:

$$M'_x = \frac{p_1 \times A \times d_f}{d_f}$$

$$M'_x = \frac{1,11 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \times 72,8 [\text{cm}^2] \times d_f [\text{cm}]}{d_f [\text{cm}]}$$

$$M'_x = 80,8 \left[\frac{\text{kgf} \cdot \text{cm}}{\text{cm}} \right]$$

²² BICKFORD WILLIAM, *Advanced Mechanics of Materials*, 1ra. Ed., Estados Unidos, Addison-Wesley, 1998, p 322 – 335.

²³ Equivalente a los 2/3 de $0,6d$ aproximadamente 12 cm.

El esfuerzo sobre la placa se calcula considerando la siguiente ecuación contemplada en la teoría de placas:

$$\sigma_{x\max} = \pm \frac{6 \times M_x'}{h^2} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

En donde:

$S_{x\max}$	Esfuerzo flector máximo, [kgf.cm ²]
M_x'	Momento máximo por unidad de longitud, [kgf.cm / cm]
h	Espesor de la placa, [cm]

Suponiendo un factor de seguridad $n = 2$, y considerando que el material de la placa base es acero ASTM A-36, se sabe que el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_{x\max} = \frac{S_y}{2} = \frac{2550 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{2} = 1275 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Por lo que el espesor de la placa se calcula usando la ecuación 2.11:²⁴

$$h = \sqrt{\frac{6M_x'}{\sigma_{x\max}}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 80,8 \left[\frac{\text{kgf} \cdot \text{cm}}{\text{cm}} \right]}{1275 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}}$$

$$h = 0,62 [\text{cm}] \quad (\text{Ec. 2.12})$$

$$h \approx 6 [\text{mm}]$$

El espesor de la placa requerido es $t = 6$ mm. Sin embargo, durante el análisis de la placa base no se ha considerado que el diseño definitivo contempla el uso de nervios en la base, los cuales contribuyen a soportar uniformemente los esfuerzos a

²⁴ Ecuación obtenida a partir de la Ec. 2.11

los que la placa base se somete. Para poder soldar adecuadamente los nervios a la placa base es necesario usar un espesor mayor para evitar que el calor de la soldadura deforme la placa base. Por esta razón se escogerá una placa base de 12 mm de espesor y a continuación se hará el análisis de la placa con nervios.

2.2.2.3 Diseño de la unión de placa base y torre

Como se explicó anteriormente, la placa base sufre compresión hacia el lado de carga del brazo hidráulico, y tensión en el lado opuesto a éste.

Para el análisis en ALGOR se usó un conjunto placa base y un tramo de 50 cm de torre y se consideró los siguientes parámetros: (figura 2.31)

- Sólido tipo brick, en donde todo es una sola pieza modelada como un sólido.
- Material acero ASTM A-36.
- Fuerza de 864 kgf en la parte superior del tramo de torre (50 cm) que genera el mismo efecto que el momento flector de 43200 kgf.cm.
- Fuerza de compresión de 200 kgf aplicada en el área de acción del cilindro hidráulico.
- Reacción normal del piso sobre la placa base de 250 kgf, aplicada en el centro de la placa.
- Restricción de movimiento total en los agujeros de la placa.

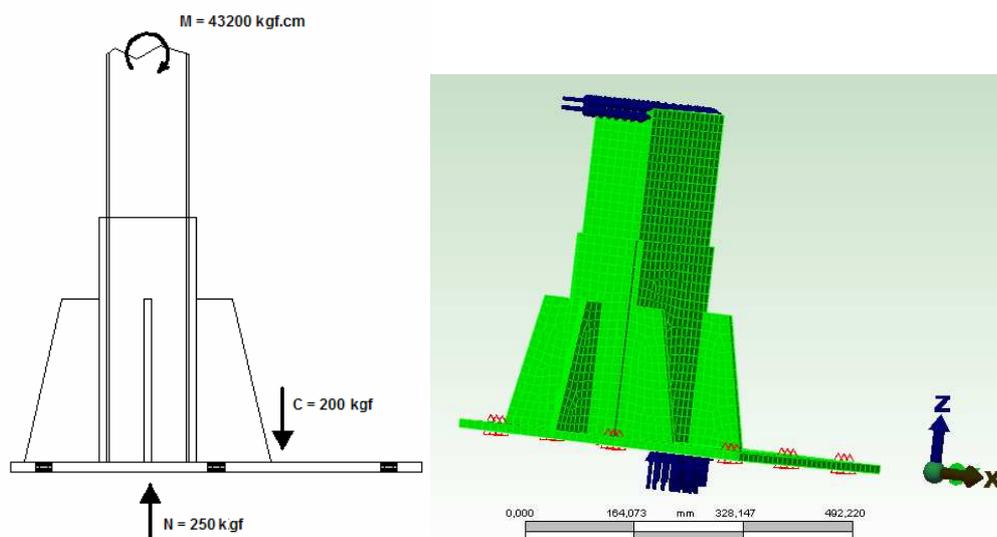


Figura 2.31 Fuerzas sobre la torre y placa base con nervios.

El presente diseño contempla el uso de nervios cuya función, además de estabilizar la torre, es distribuir de mejor manera las cargas transmitidas desde la torre hacia la placa base. Una consecuencia positiva del uso de nervios es asegurar una buena unión entre torre y placa.

En las figuras 2.32 se muestran los esfuerzos máximos en la placa base, los agujeros son los puntos críticos en donde el esfuerzo es 850 kgf/cm^2 . En la figura 2.33 se muestran los resultados positivos de usar nervios en la placa base, con lo cual el factor de seguridad mínimo obtenido es 3. Para los resultados de este análisis la convergencia fue verificada usando diferentes densidades de mallado, es decir variando el tamaño de brick; las respuestas convergen alrededor de los valores mostrados.

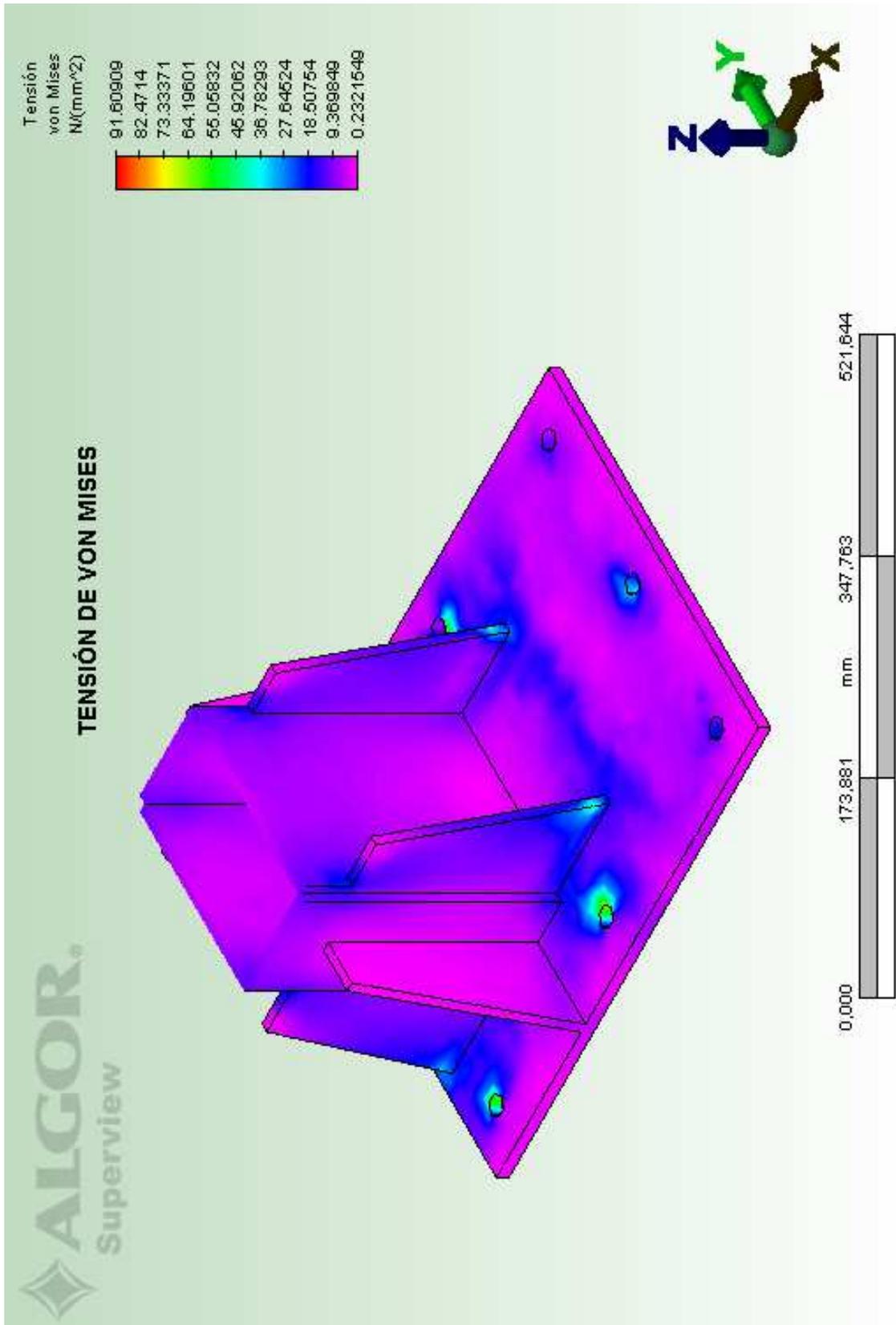


Figura 2.32 Esfuerzo de Von Mises durante el análisis con nervios en la base.

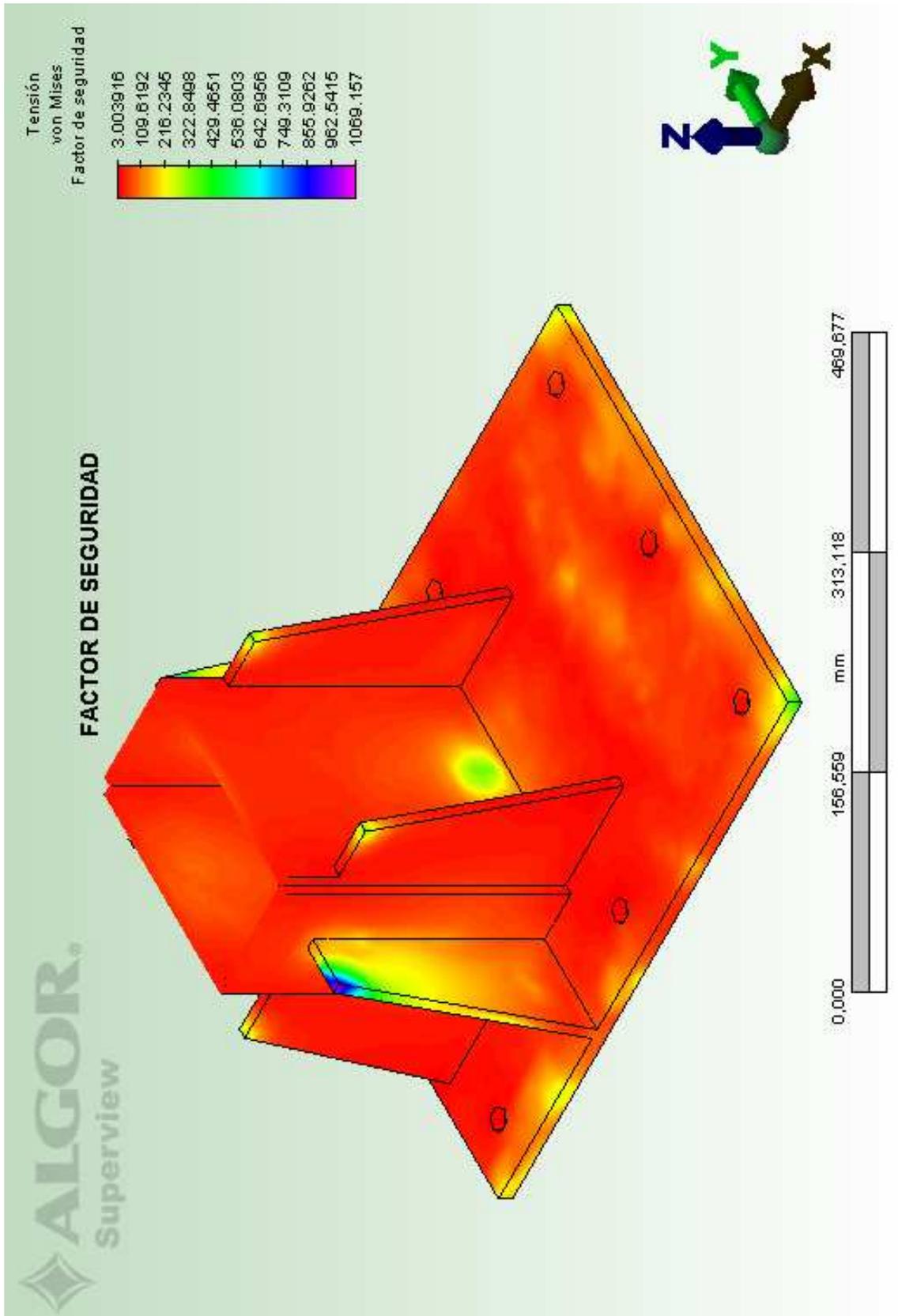


Figura 2.33 Factor de seguridad durante el análisis con nervios en la base.

2.2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DESLIZAMIENTO

El sistema de deslizamiento permite el movimiento vertical del brazo. Para cumplir este requerimiento se ha decidido fabricar un sistema de guías. La guía hembra está fija a la torre y dentro de ésta desliza la guía macho que está fija al deslizador que sostiene el brazo.

Debido a la geometría irregular que presentan estas piezas y dado que no se ajustan a los esquemas de análisis concebidos por la estática tradicional se ha utilizado el software ALGOR para hacer el análisis por elementos finitos.

2.2.3.1 Diseño de guía macho

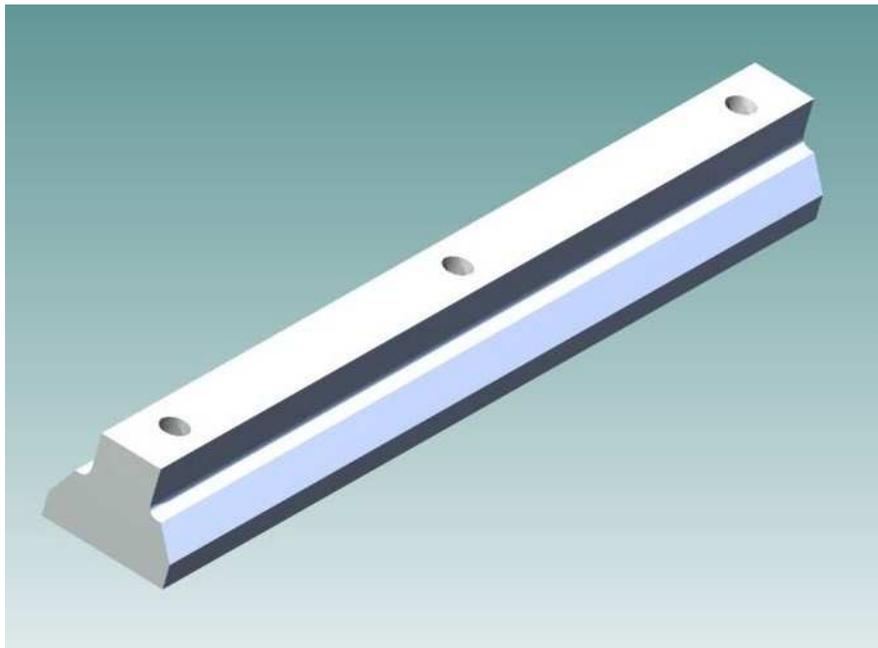


Figura 2.34 Guía macho.

La guía macho (figura 2.34) se desliza dentro de la guía hembra y debe permitir solamente traslación a lo largo del eje vertical. Debido a que se requiere un bajo coeficiente de fricción y una resistencia a la tracción considerable, el material elegido para la fabricación de estas guías es el DURALÓN (Nylon PA), el cual es un polímero sintético que pertenece al grupo de las poliamidas.

“Las aplicaciones más importantes de los polímeros se encuentran en el campo de la ingeniería mecánica. Aplicaciones bien establecidas son las siguientes: asientos de válvulas, engranajes en general, excéntricas, cojinetes, rodamientos, etc. Además, las piezas de nylon pueden funcionar frecuentemente sin lubricación, son silenciosas, pudiendo en muchos casos moldearse en una sola pieza, evitándose el ensamblado de las diferentes piezas metálicas o el uso de máquinas caras con la consiguiente pérdida de material”²⁵.

Para la máquina en estudio, el duralón de la guía macho debe cumplir las siguientes condiciones:

- Bajo coeficiente de fricción con el acero.
- Facilidad de maquinado.
- Resistente a tracción y compresión.
- Bajo desgaste.

Las características principales de algunos polímeros, incluido el duralón se muestran en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Principales características de algunos polímeros²⁶.

	<i>Polietileno</i>	<i>Teflón</i>	<i>Nylon</i>
Nombre comercial	POLITRON [®]	TEFLON [®]	DURALON NYLON [®]
Nomenclatura	HDPE	PTFE	PA
Unidad monomérica	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ -\text{C}-\text{C}- \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{F} \quad \text{F} \\ \quad \\ -\text{C}-\text{C}- \\ \quad \\ \text{F} \quad \text{F} \end{array}$	$-\text{N}-\left[\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ -\text{C}- \\ \\ \text{H} \end{array} \right]_6 \text{ veces} -\text{N}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\left[\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ -\text{C}- \\ \\ \text{H} \end{array} \right]_4 \text{ veces} -\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-$
Cristalinidad	70-80 %	50-70%	30-40%
Temperat. de fusión (T _m)	135 °C	327 °C	227 °C
Transición vítrea (T _g)	-90 °C	-110 °C	57 °C
Resistencia a la tracción	28 MPa	24-31 MPa	76-96 MPa
Elongación en ruptura	> 600 %	200-400 %	15-300 %
Módulo elástico	952 MPa	400-550 MPa	3700 MPa
Resistencia al impacto (Izod)	1.8 ft-lb/in	3 ft-lb/in	1.2 ft-lb/in
Coeficiente de fricción	seco	.04-.08	0.32
	lubricado	0.05	.05
Dureza	68 Shore D	55-59 Shore D	110 Rockwell R

²⁵ <http://www.textoscientificos.com/polimeros/nylon/ usos> [Consulta: marzo 2008]

²⁶ GIRALDO DIEGO, 2007, Estudio del Desgaste por Deslizamiento en Seco en Algunos Polímeros, Universidad Nacional de Colombia. [en línea]

Los valores mostrados en la tabla 2.6 fueron determinados en base a un ensayo normalizado, se hace girar un disco de acero A-36 a velocidad constante y una probeta del polímero entra en contacto con el disco. Se cuantifica el desgaste en milímetros por kilómetro recorrido.

Se van a analizar algunas de las características mostradas en la tabla 2.6, que respaldarán la selección de este material para fabricar la guía macho.

Resistencia a la tracción: según la tabla 2.6, este valor oscila entre 76 – 96 MPa (775 – 980 kgf/cm²). La pieza se debe dimensionar para que el esfuerzo sobre cualquier punto sea bastante menor a la resistencia de tracción. La guía macho debe trabajar siempre en la zona elástica del material.

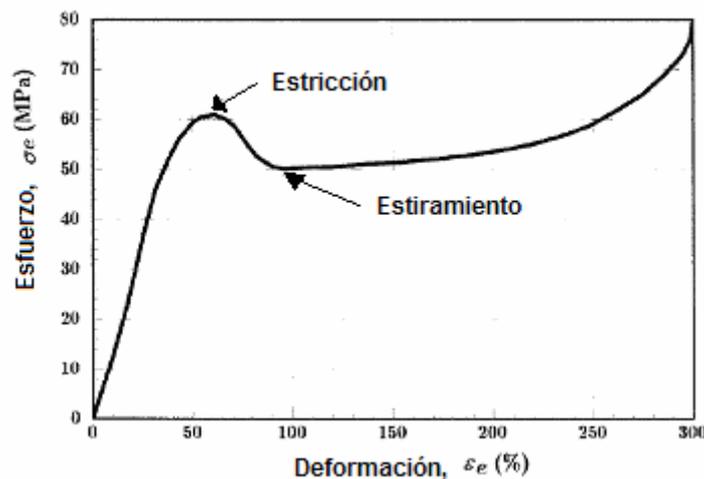


Figura 2.35 Curva esfuerzo-deformación para el nylon PA.

[<http://web.mit.edu/course/3/3.11/www/modules/ss.pdf>].

“Bajo condiciones normales las curvas de esfuerzo - elongación de una hilada o fibra de nylon bien orientado muestran una porción inicial recta, en la cual el esfuerzo y la elongación son proporcionales. La curva luego muestra la deformación de la estructura de la fibra y se indica por la curva en forma de S: primero cóncava al eje de esfuerzo, luego una forma cóncava al eje de elongación hasta el punto de rotura.

Esta elasticidad de corto rango produce la porción recta inicial de la curva. En esta región, la fibra puede retornar a su longitud inicial si se le quita el esfuerzo”²⁷.

Analizando la figura 2.35, la zona elástica (donde el esfuerzo es proporcional a la deformación) se da hasta los 45 MPa (450 kgf/cm²). Se considera este valor como el esfuerzo máximo que podrá soportar la guía antes de deformarse plásticamente y se tomará esta resistencia para hallar el factor de seguridad de la guía.

Coefficiente de fricción: el coeficiente de fricción lubricado según la tabla 2.6 es de 0.05. Un valor muy bajo que permite que las guías deslicen sin ruido, sin trabarse y con el menor desgaste posible. Un bajo desgaste asegura que la distribución de la fuerza que deben soportar las guías siempre sea superficial y no puntual. Cuando hay desgaste excesivo se pierde el contacto superficial y las cargas se concentran puntualmente sobre la guía. Una carga concentrada puede originar la falla de la pieza en ese lugar.

Para tener éxito en el análisis de elementos finitos se debe determinar la forma correcta en que las cargas están aplicadas sobre la pieza. Las guías macho deslizan dentro de las guías hembra y tienen solo un grado de libertad (traslación en la dirección de las guías), además están fijadas al deslizador por medio de tres tornillos avellanados²⁸ (figura 2.36). Estos son los encargados de transmitir la carga del deslizador a las dos guías macho. Cuando el brazo se carga, las superficies inclinadas de la guía macho soportan la carga y evitan que éstas se salgan de la guía hembra.

²⁷ <http://www.textoscientificos.com/polimeros/nylon/propiedades> [Consulta: marzo 2008]

²⁸ La cabeza del tornillo queda perdido al nivel de la superficie de la guía macho.



Figura 2.36 Deslizador.

El momento flector en la base del brazo es 43200 kgf.cm, éste es soportado por el deslizador y a su vez por la guía macho. La fuerza total F_T que está aplicada sobre las guías se halla de la siguiente forma, la longitud de la guía macho es 30 cm.

$$M = F_T \times d$$

$$F_T = \frac{43200[\text{kgf.cm}]}{30[\text{cm}]} = 1440[\text{kgf}]$$

Esta es la fuerza total perpendicular a la dirección de deslizamiento que tiende a sacar a las guías de su alojamiento. Cada una de las guías soporta la mitad de la fuerza resultante anterior, es decir $F = 720$ kgf. La figura 2.37 muestra el diagrama de cuerpo libre para la guía macho.

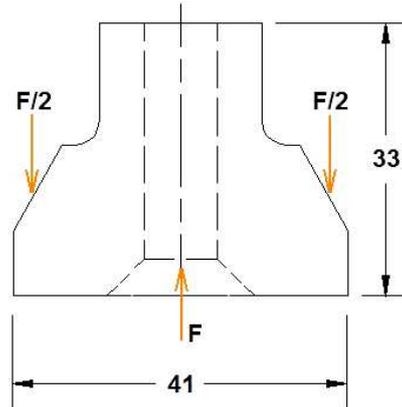


Figura 2.37 Diagrama cuerpo libre de guía macho.

La fuerza F es la que hacen los tornillos sobre los agujeros avellanados de la guía, y la fuerza $F/2$ es la reacción que generan las paredes inclinadas de la guía hembra sobre la guía macho.

Las fuerzas $F/2$ se distribuyen a lo largo de toda la superficie inclinada (30 cm) y la fuerza F que ejercen los tornillos se distribuye en la superficie de los tres agujeros avellanados. Se puede comprender esto en la figura 2.38.

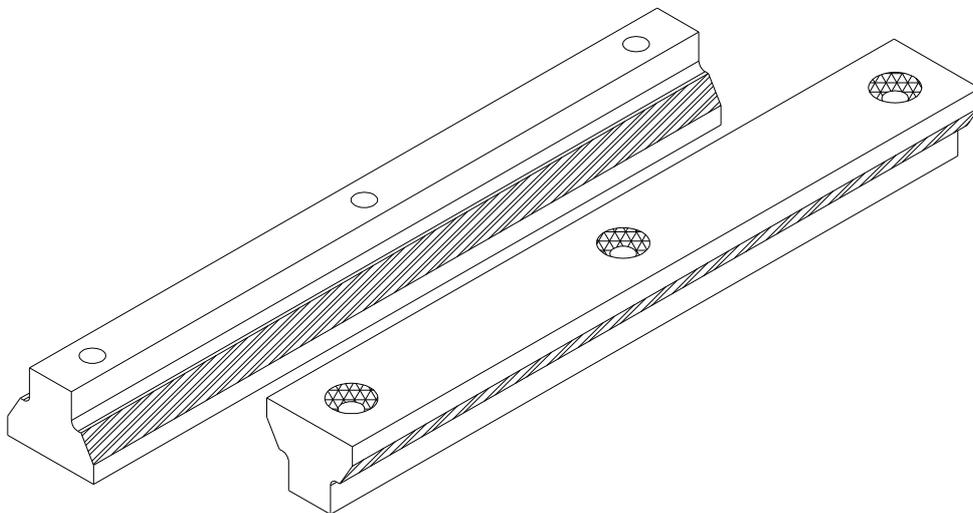


Figura 2.38 Superficies cargadas en las guías macho.

Como son tres agujeros avellanados, la magnitud de la fuerza que actúa sobre cada superficie sería:

Fuerza sobre agujero avellanado = $F/3$

$$\frac{F}{3} = \frac{720[\text{kgf}]}{3} = 240[\text{kgf}]$$

Con los valores de fuerza y geometría de la pieza se puede simular el comportamiento en ALGOR.

Los parámetros que se introducen en el programa son:

- Tipo de análisis: Tensión estática con modelo de material lineal.
- Tipo de elemento: Brick
- Material: Plástico – nylon tipo 6/6
- Superficies inclinadas con solo un grado de libertad de traslación.
- Esfuerzo superficial en los agujeros avellanados equivalente a 720 kgf.
- Fuerza en los agujeros avellanados de 240 kgf – restricción de movimiento superficial en paredes inclinadas.

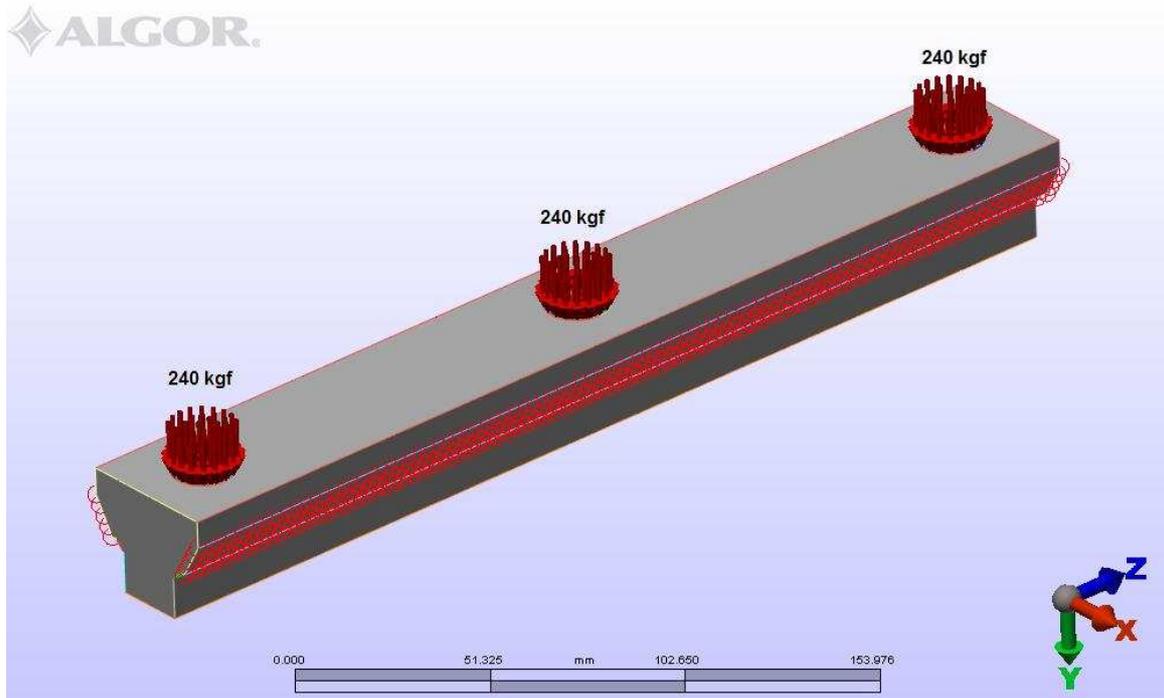


Figura 2.39 Aplicación de las cargas y restricciones superficiales. ALGOR.

Para el análisis se consideró que la holgura entre guía macho y guía hembra es la necesaria para que la superficie de contacto sea la mayor posible. Por esta razón se aprecia en la figura 2.39 que la magnitud de la fuerza es igual en los tres agujeros.

Luego de simular el comportamiento de la guía macho en el software se obtuvieron los siguientes resultados para la deformación, esfuerzo y factor de seguridad.

La figura 2.40 muestra un corte longitudinal de la guía macho. La deformación máxima en milímetros que tiene la guía es de 0,05 mm, un valor muy pequeño y tolerable considerando que la guía es de duralón. El corte muestra que la deformación máxima se da en la superficie de los agujeros avellanados, justamente en los lugares donde los tornillos aplican la fuerza sobre la guía, de ahí que los lugares críticos de esta pieza son los agujeros.

La figura 2.41 muestra la distribución de esfuerzos en la guía. Se halla que el esfuerzo máximo aplicado sobre la pieza es de $103,027 \text{ kgf/cm}^2$ y es menor al esfuerzo de 450 kgf/cm^2 que consideramos como límite.

La figura 2.42 ratifica que el factor de seguridad se mantiene en valores aceptables. ALGOR indica un valor mínimo de factor de seguridad de 4,3 que se calcula usando la ecuación 2.3

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{450 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{103 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 4,3$$

Es un factor de seguridad alto, pero recordemos que el comportamiento del duralón bajo cargas y en el tiempo es diferente que el del acero. Este factor asegura que esta pieza no falle por cargas estáticas.

Según el análisis realizado por elementos finitos con el software ALGOR la guía macho no falla. El material fue un factor importante en el análisis y se consideró que con las dimensiones elegidas el esfuerzo es bajo y que se trabaja en la parte elástica del duralón.

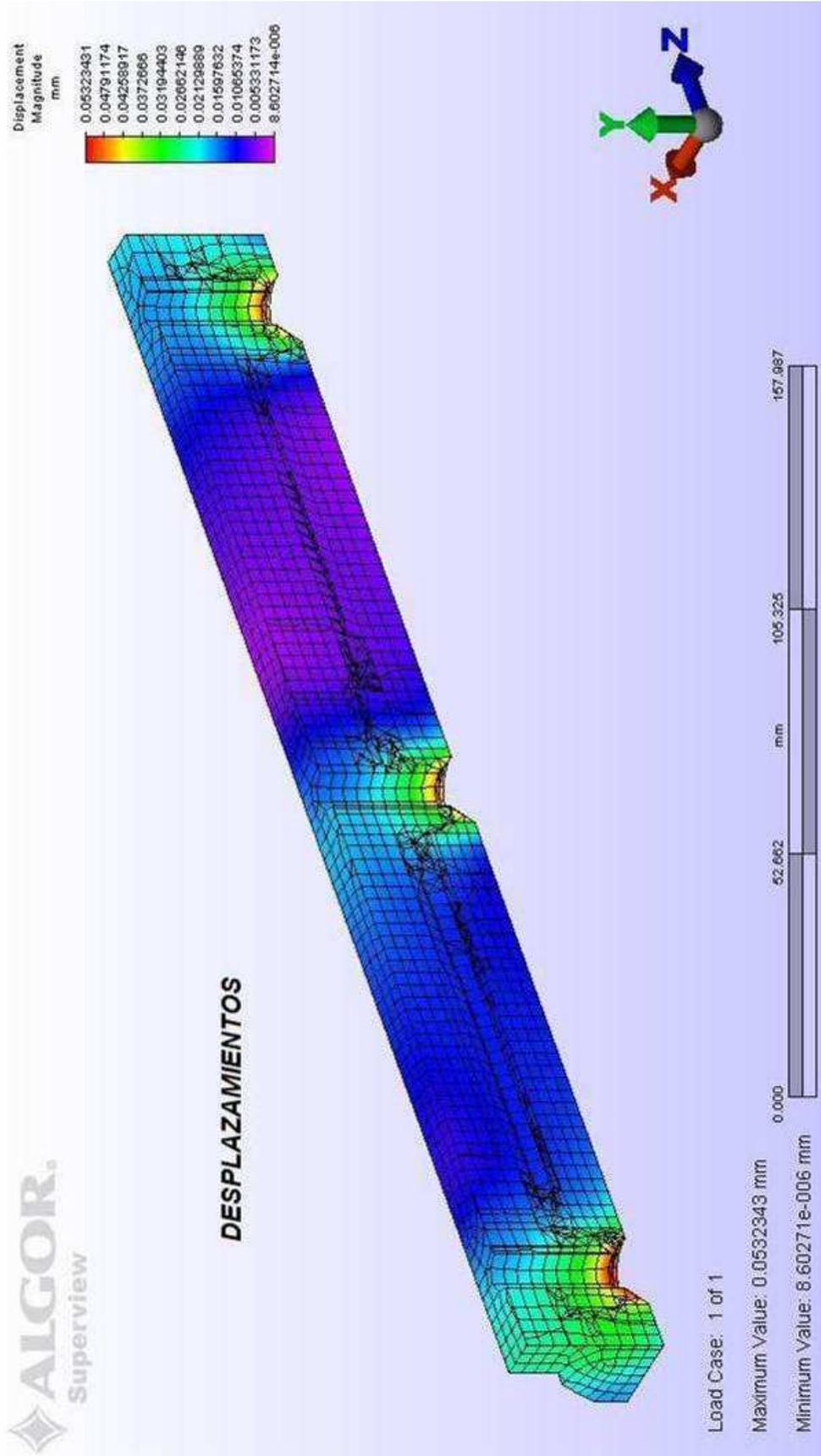


Figura 2.40 Desplazamiento en guía macho.

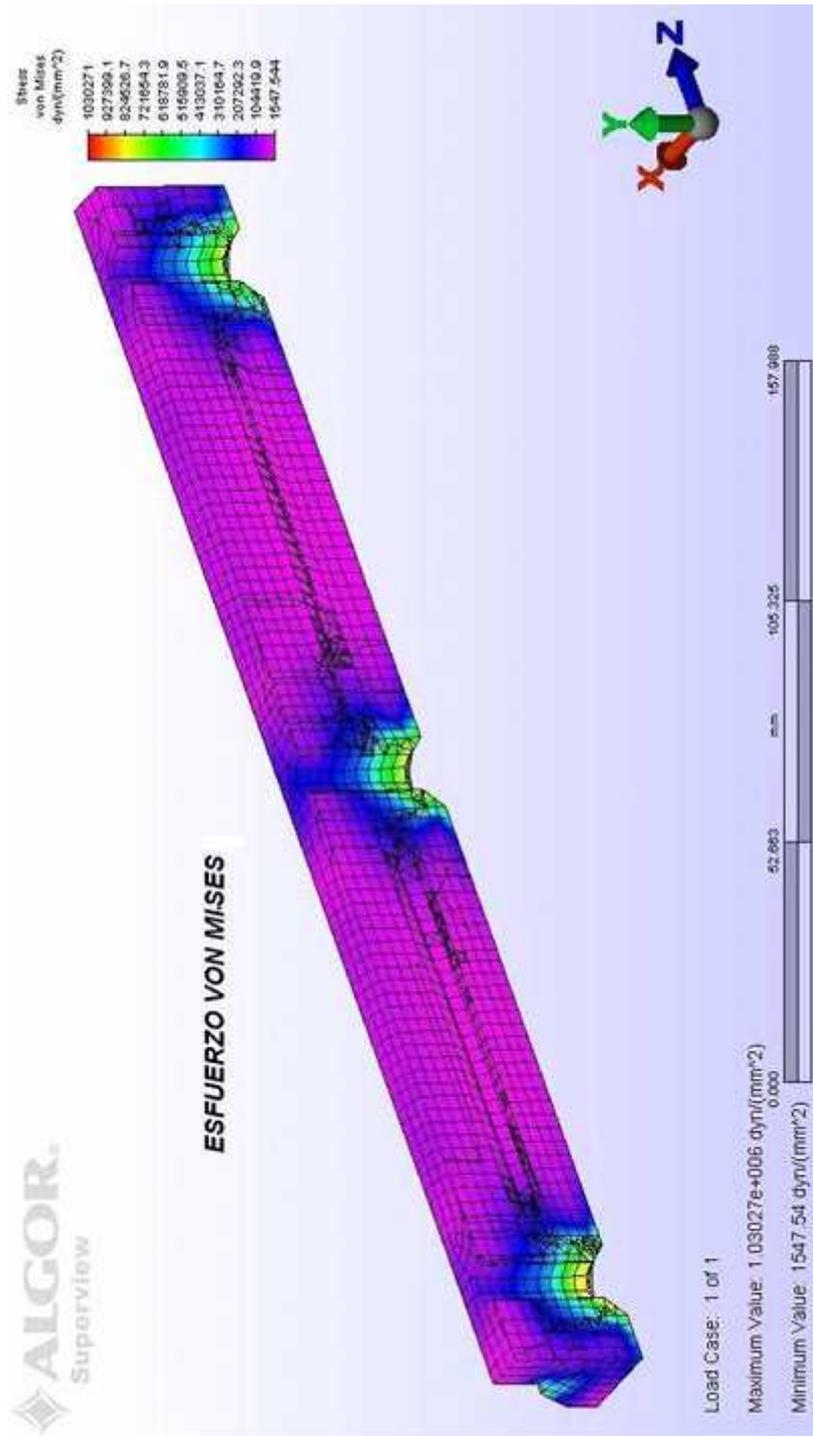


Figura 2.41 Esfuerzo de Von Mises en guía macho.

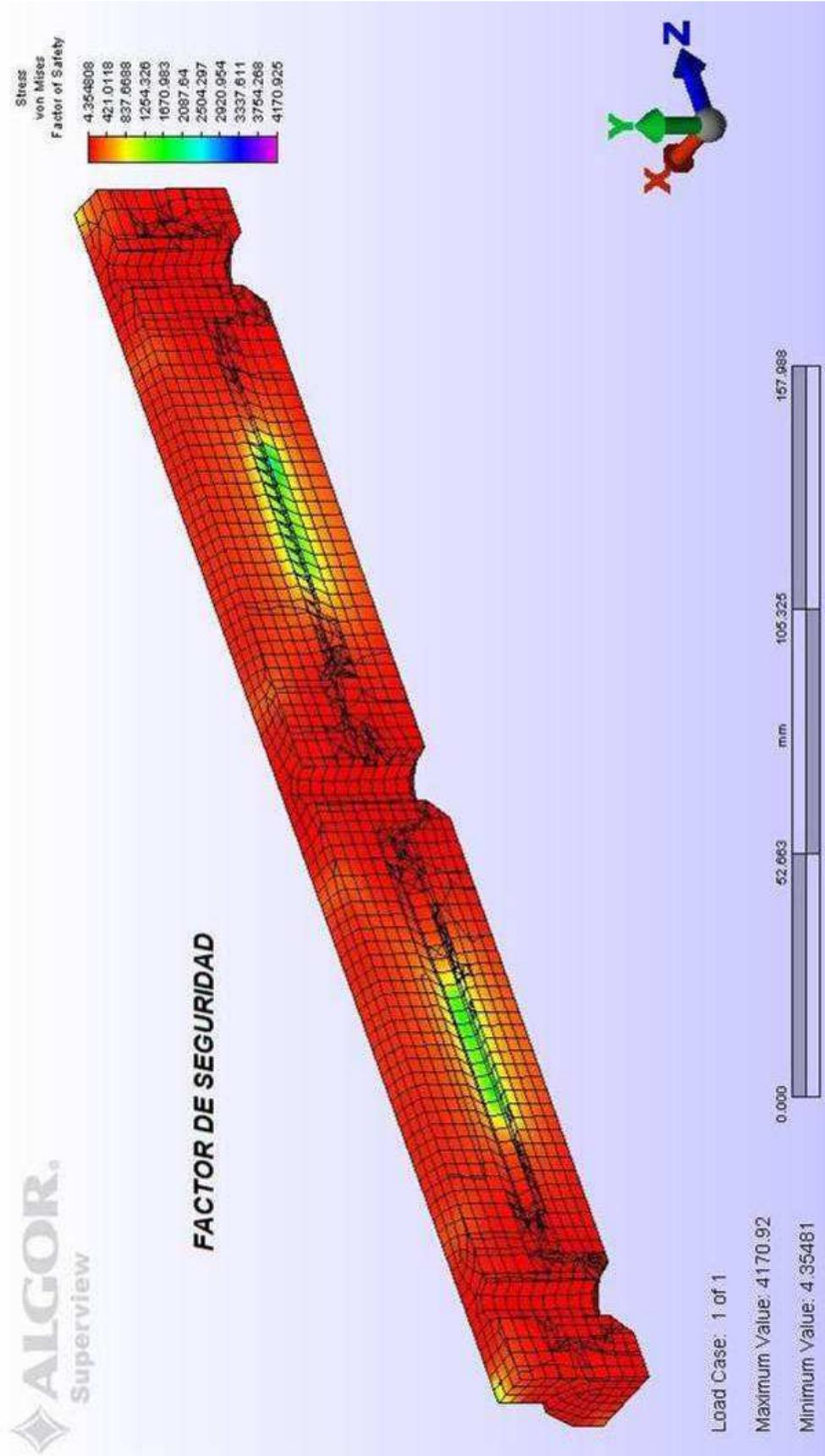


Figura 2.42 Factor de seguridad en guía macho.

2.2.3.2 Diseño de guía hembra

Estas guías (figura 2.43) permiten el movimiento vertical del deslizador. Sus superficies internas deben ser lisas y lo más planas posibles para que las guías macho deslicen en su interior. Para evitar el deterioro por corrosión de las superficies de deslizamiento se ha elegido el acero AISI 1045 que tiene mejores propiedades (Anexo 2) que el acero A-36 del resto de la máquina. La geometría de la cavidad coincide con la geometría de la guía macho. Tienen un largo total de 1,40 m y están fijadas a la torre por medio de 5 tornillos cada una. Las propiedades mecánicas de los tornillos utilizados (grado métrico 8,8) se pueden ver en el Anexo 5.

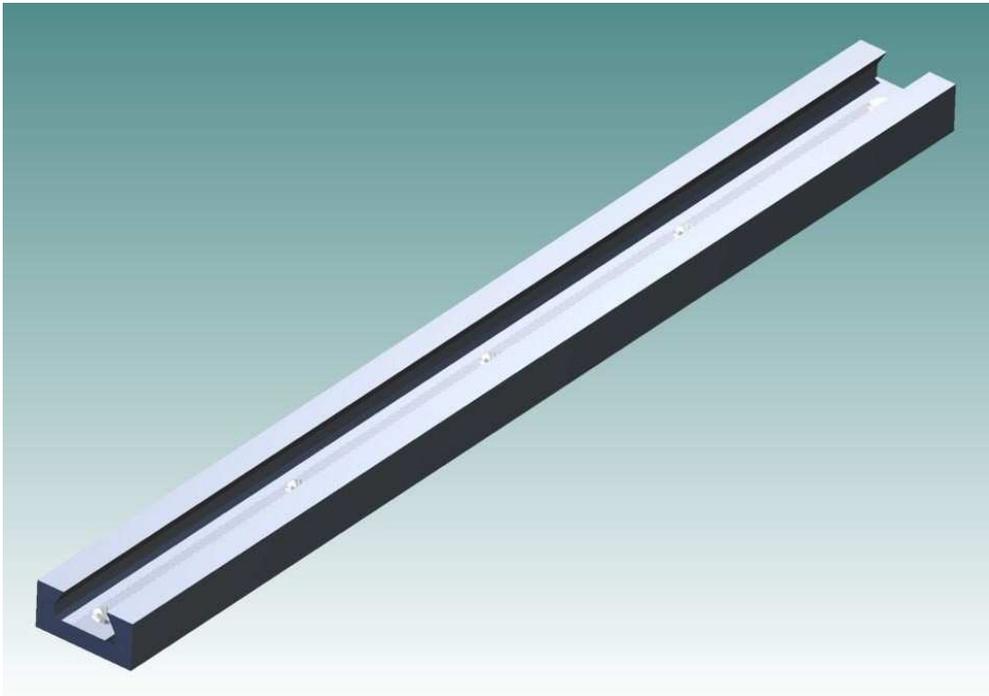


Figura 2.43 Guía hembra.

El momento en la base del brazo es 43200 kgf.cm, éste es soportado por el deslizador y a su vez por la guía macho, que transmite la carga a la guía hembra. La fuerza que está aplicada sobre las guías se halla usando la ecuación 2.1, considerando que la longitud de la guía macho es 30 cm.

$$F = \frac{43200[\text{kgf} \cdot \text{cm}]}{30[\text{cm}]}$$

$$F = 1440[\text{kgf}]$$

Esta es la fuerza perpendicular a la dirección de deslizamiento que tiende a sacar a la guía macho de la guía hembra. Las superficies inclinadas de la guía son las que soportan esta carga.

Al ser dos guías, cada una soportaría la mitad de la fuerza resultante anterior, es decir $F = 720$ kgf. Con esta fuerza se puede desarrollar el siguiente diagrama de cuerpo libre para la guía hembra.

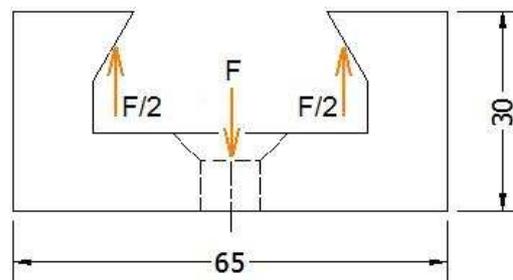


Figura 2.44 Diagrama de cuerpo libre de guía hembra.

La fuerza F es la que hacen los tornillos sobre los agujeros avellanados de la guía, y la fuerza $F/2$ es la reacción que generan las paredes inclinadas de la guía macho sobre la guía hembra. Las fuerzas $F/2$ se distribuyen a lo largo de toda la superficie inclinada (70 cm) y la fuerza F que ejercen los tornillos se distribuye en la superficie de los cinco agujeros avellanados.

Con los valores de la fuerza y la geometría de la pieza se puede simular el comportamiento en ALGOR. Los parámetros que se introducen en el programa son:

- Tipo de análisis: Tensión estática con modelo de material lineal.
- Tipo de elemento: Brick.
- Material: Acero AISI 1045.
- Superficies inclinadas bajo una fuerza superficial de 360 kgf cada una.
- Agujeros de los tornillos fijos.

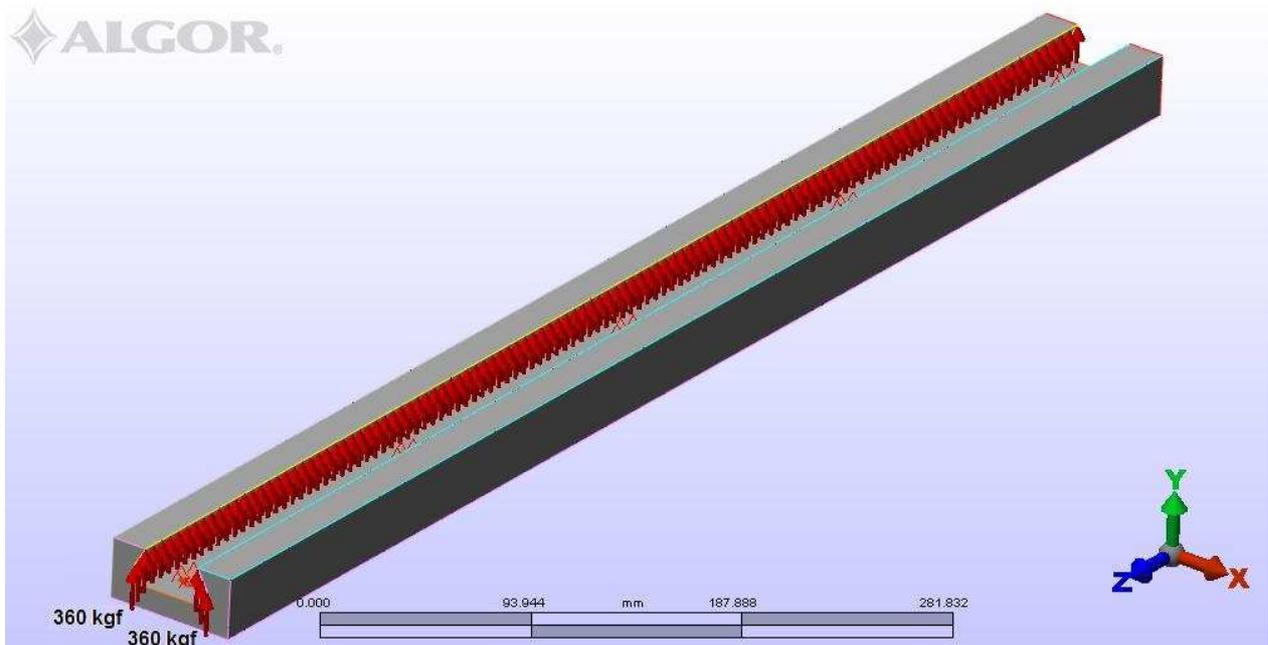


Figura 2.45 Aplicación de las cargas y restricciones superficiales. ALGOR.

Luego de simular el comportamiento de la guía hembra en el software se obtuvieron los siguientes resultados para la deformación, esfuerzo y factor de seguridad.

La figura 2.46 muestra un corte longitudinal de la guía hembra. La deformación máxima en milímetros que tiene la guía es de 0,007 mm. Una deformación mínima asegura que la distribución de fuerzas sea superficial en las guías y también que las guías de duralón deslicen fácilmente y no se atranquen.

La figura 2.47 muestra la distribución de esfuerzos en la guía. También se presenta la figura como corte longitudinal de la guía para observar el efecto en los agujeros donde van los tornillos. Se determina que el esfuerzo máximo que está aplicado sobre la pieza es de 359,3 kgf/cm² y es bastante menor al esfuerzo de fluencia del acero AISI 1045 de 4220 kgf/cm² que consideramos como límite permisible. La figura 2.48 indica que el factor de seguridad mínimo de la pieza es n=11. Esto se determina usando la ecuación 2.3 de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{4220 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{359,3 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 11,7$$

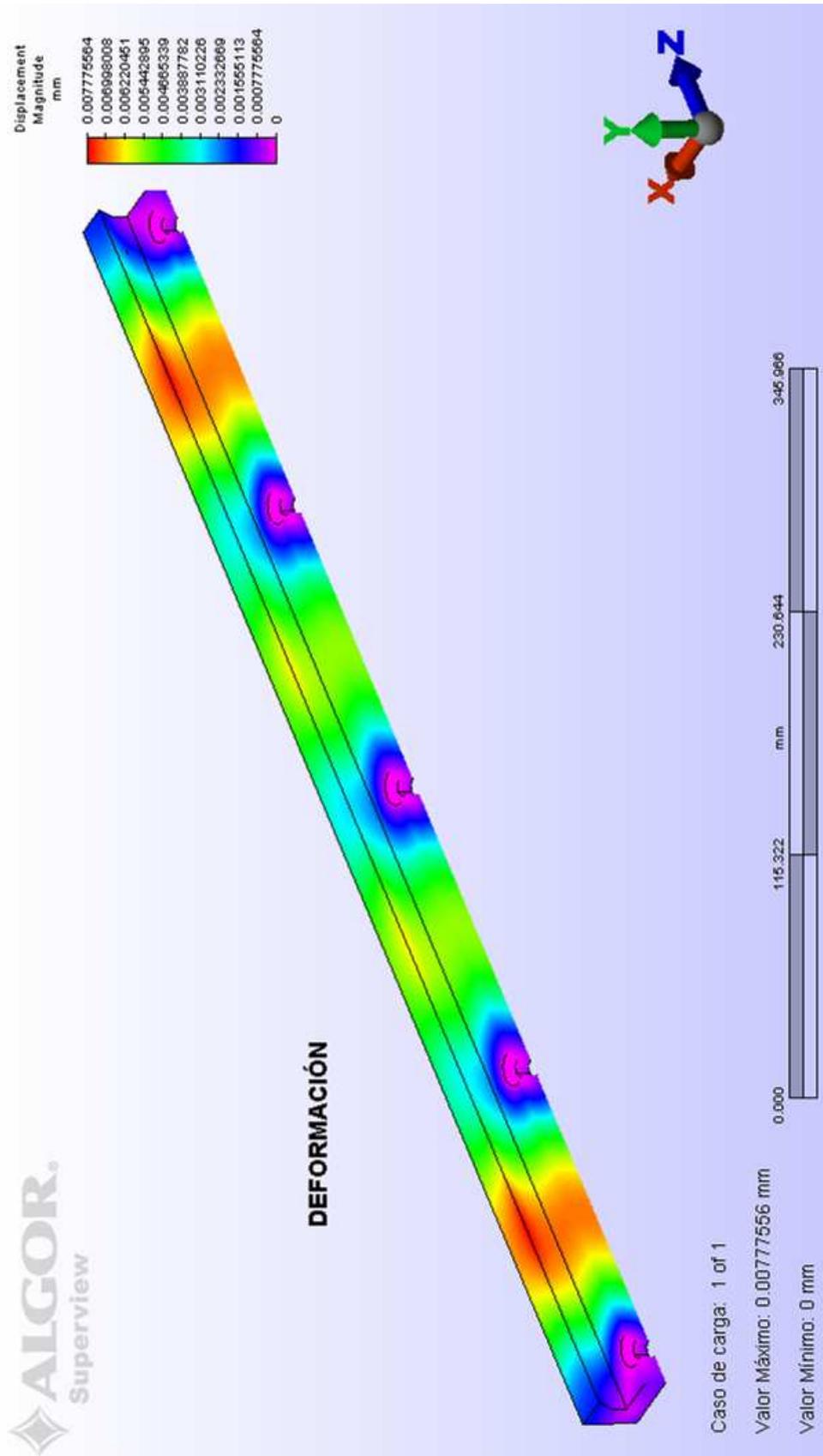


Figura 2.46 Deformación en el corte transversal de guía hembra. Corte transversal.

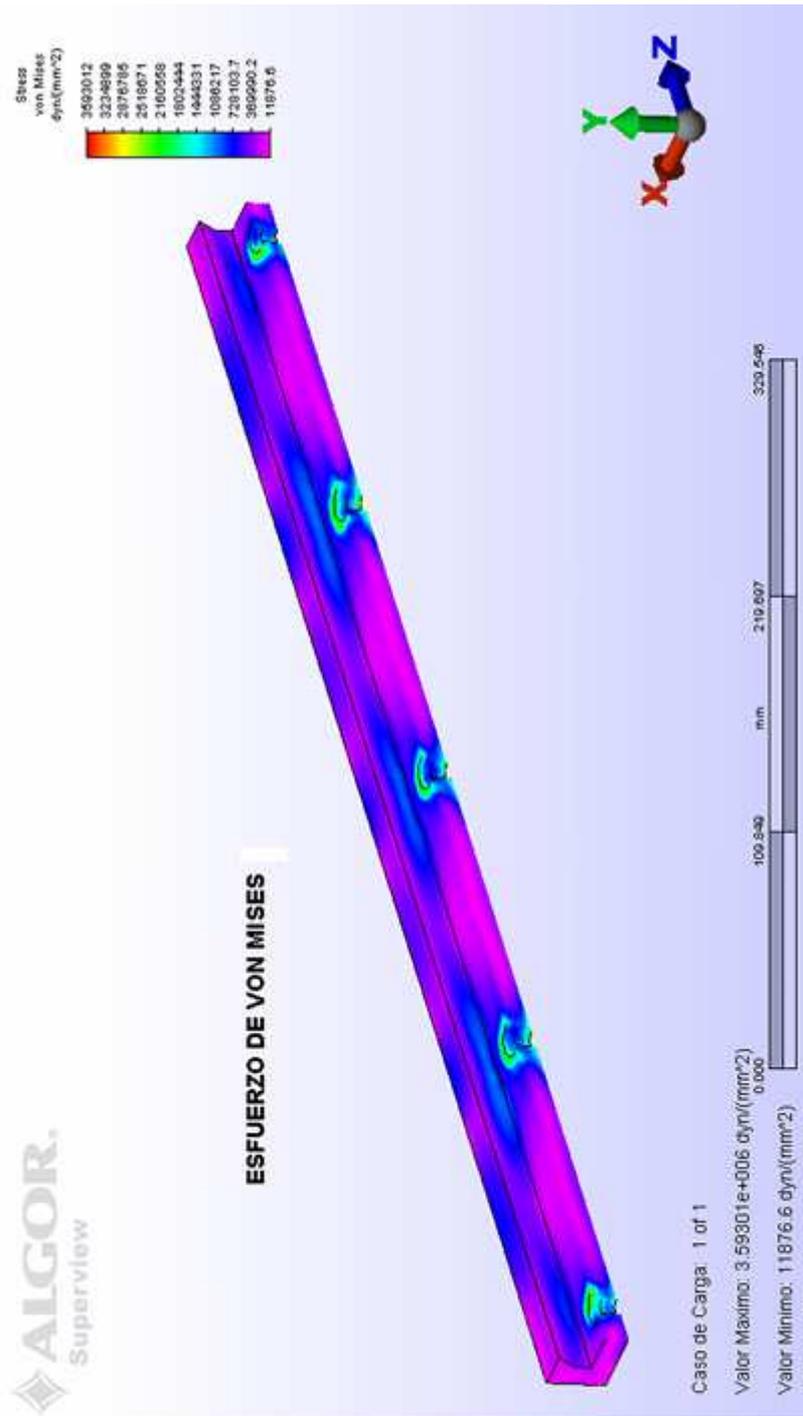


Figura 2.47 Esfuerzo de Von Mises en guía hembra. Corte transversal.

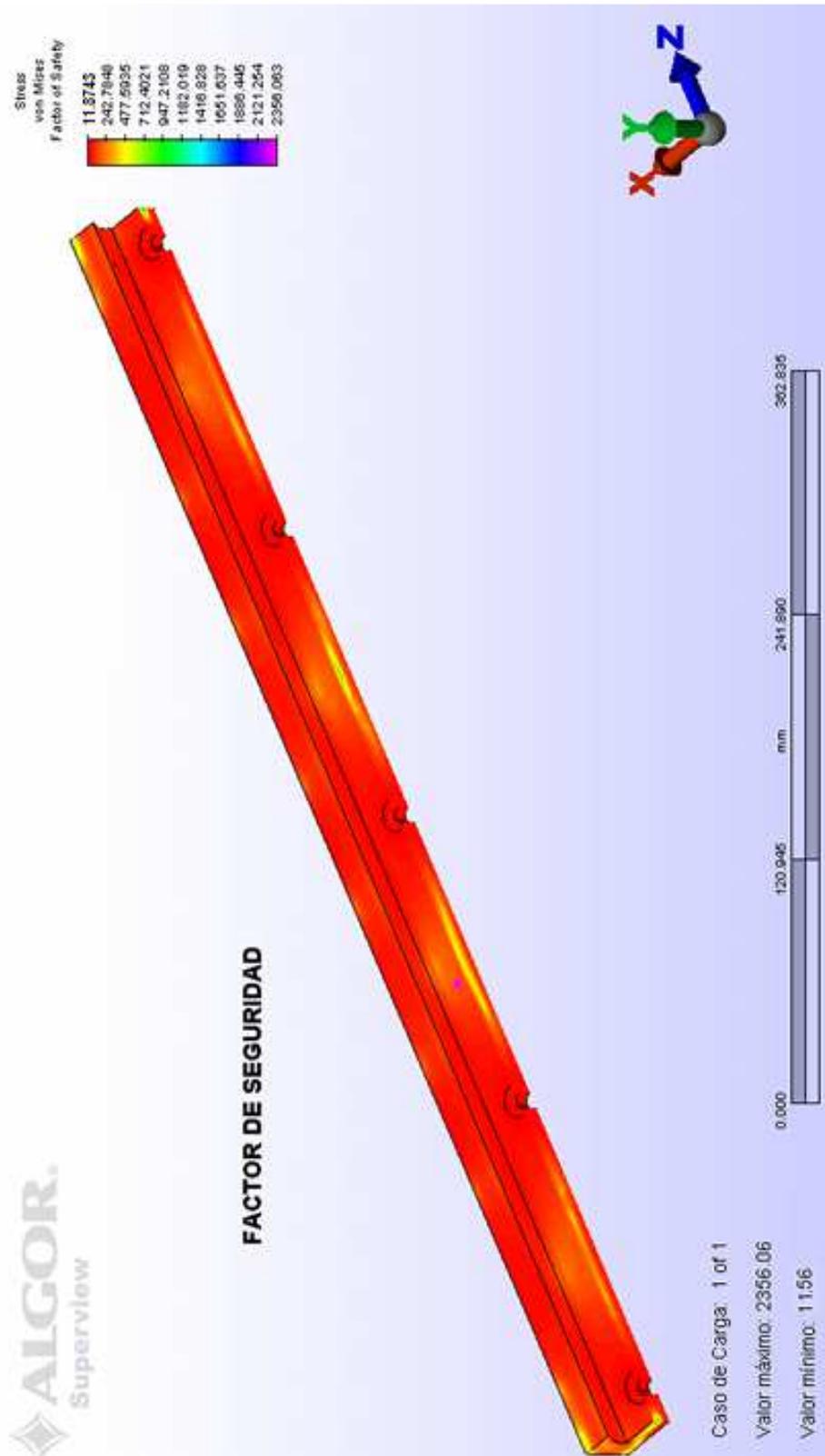


Figura 2.48 Factor de seguridad en guía hembra. Corte transversal.

2.2.3.3 Diseño del deslizador

El diseño de este elemento es muy importante porque cumple algunas funciones indispensables. Por un lado es el encargado de unir el brazo a la torre permitiendo así que el brazo se desplace verticalmente para elevar y descender la carga, y a la vez posibilita el movimiento oscilatorio del brazo. El deslizador también permite que el cilindro hidráulico transmita el movimiento de elevación al brazo.

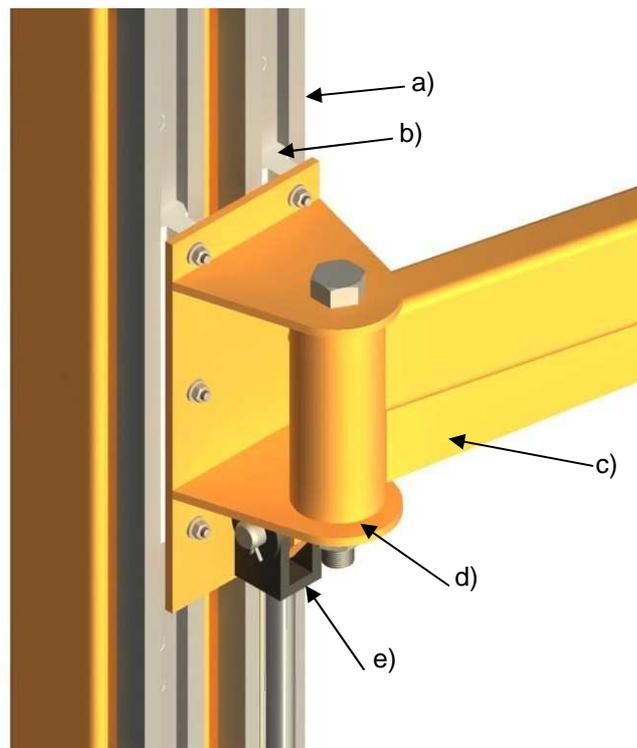


Figura 2.49 Importancia del deslizador en la máquina.

a) Guía hembra, b) Guía macho, c) Brazo, d) Deslizador, e) Pistón.

El cálculo de este elemento se vuelve complicado por su geometría y por la manera en que las cargas están aplicadas. Por esta razón se ha hecho el análisis usando el software ALGOR. Las condiciones de análisis son las siguientes:

- Elemento: tipo brick.
- Material: Acero A-36.
- Modelo de material isotrópico.
- Análisis de tensión estática con modelo de material lineal.

Las restricciones de movimiento consideradas para el análisis son la fijación de los agujeros de la placa.

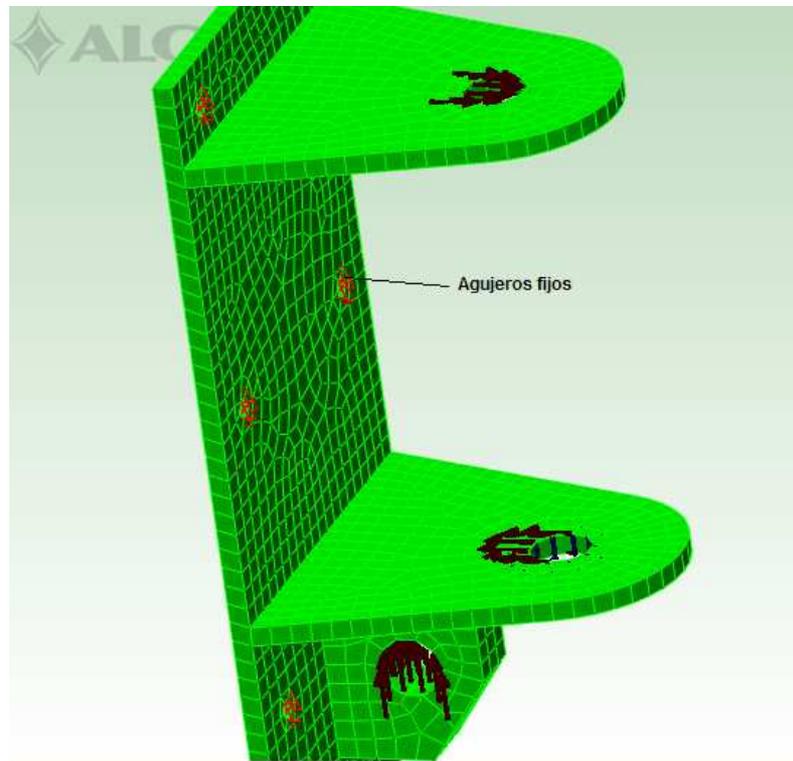


Figura 2.50 Mallado del deslizador en ALGOR.

Las cargas usadas para el análisis se muestran en la figura 2.51 y son las siguientes:

- F_1 : Fuerza superficial de 200 kgf en el área de acción del pistón del cilindro hidráulico, sentido vertical ascendente.
- F_2 : Fuerza superficial de 200 kgf distribuido en un área circular de diámetro 38 mm correspondiente a la zona de contacto del rodamiento, sentido vertical descendente.
- F_3 : Fuerza superficial de 2273,7 kgf distribuido en la zona de contacto superior del pasador que articula el brazo. Surge como reacción al momento flector de 43200 kgf.cm ocasionado por la carga de 180 kgf actuando sobre el brazo de 120 cm. Su sentido es hacia el lado del brazo.
- F_4 : Fuerza superficial de 2273 kgf distribuido en la zona de contacto inferior del pasador que articula el brazo. Su sentido es hacia el lado opuesto al brazo.

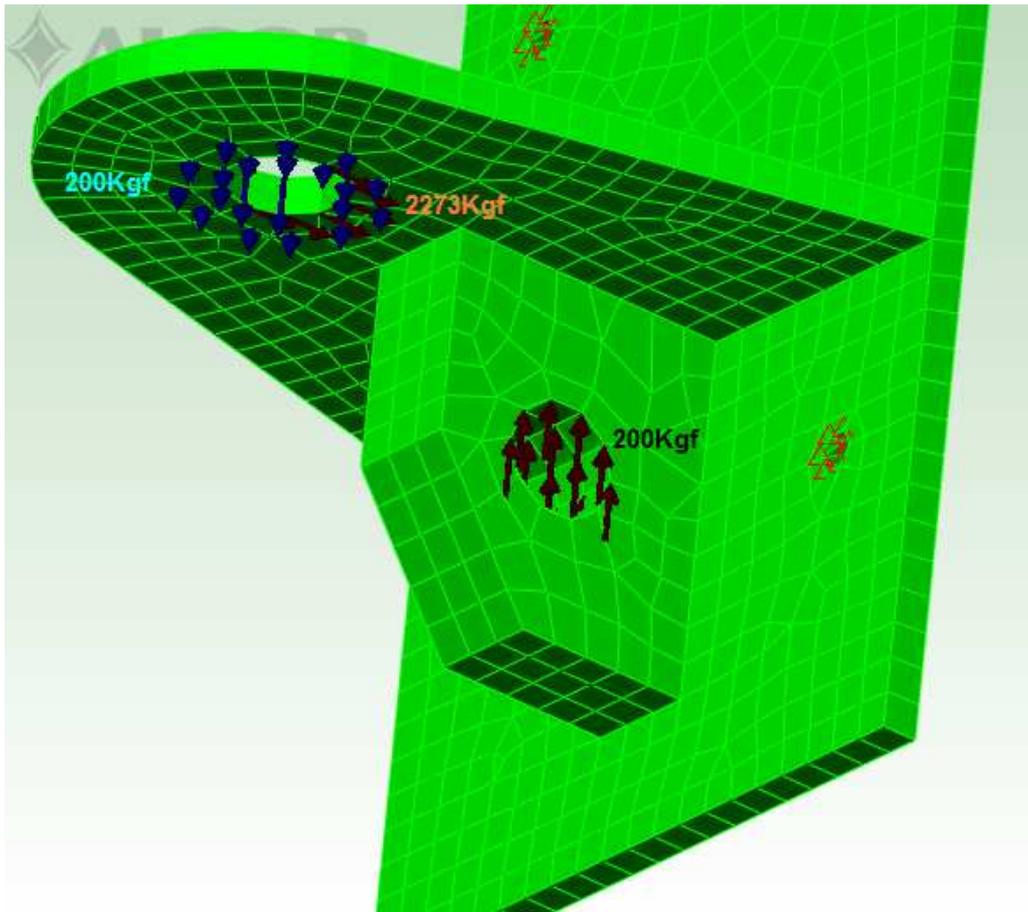


Figura 2.51 Fuerzas contempladas para el análisis del deslizador.

El análisis de esta geometría con las restricciones especificadas y las fuerzas aplicadas mostró los resultados que se observan en la figura 2.52, de donde se sabe que el esfuerzo máximo de Von Mises es 2776 kgf/cm^2 .

Usando la ecuación 2.3 se calcula el factor de seguridad:

$$n_{\min} = \frac{2550 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{1979,3 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 1,29$$

El análisis en ALGOR muestra valores cercanos al calculado. El análisis de la figura 2.53 permite concluir que el factor de seguridad mínimo es $n=1,14$ y se lo obtiene en las zonas de los agujeros de la placa posterior del soporte del brazo. Las zonas aledañas a los agujeros para el pasador tienen factores de seguridad $n=3$. La

superficie interior del agujero en donde el cilindro hidráulico aplica la fuerza tiene un factor de seguridad $n = 23$, el resto del cuerpo tiene factores de seguridad mayores.

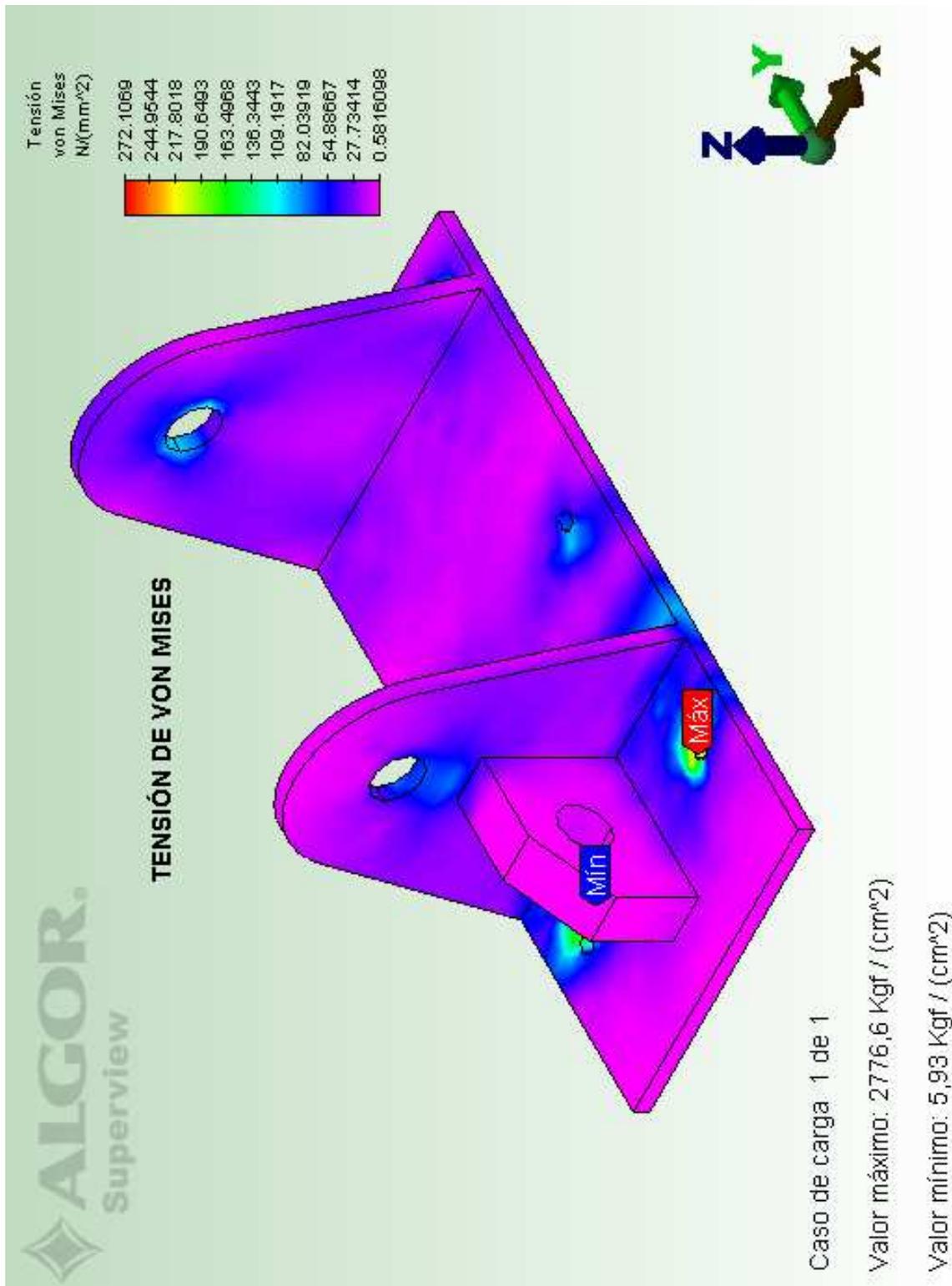


Figura 2.52 Esfuerzo de Von Mises.

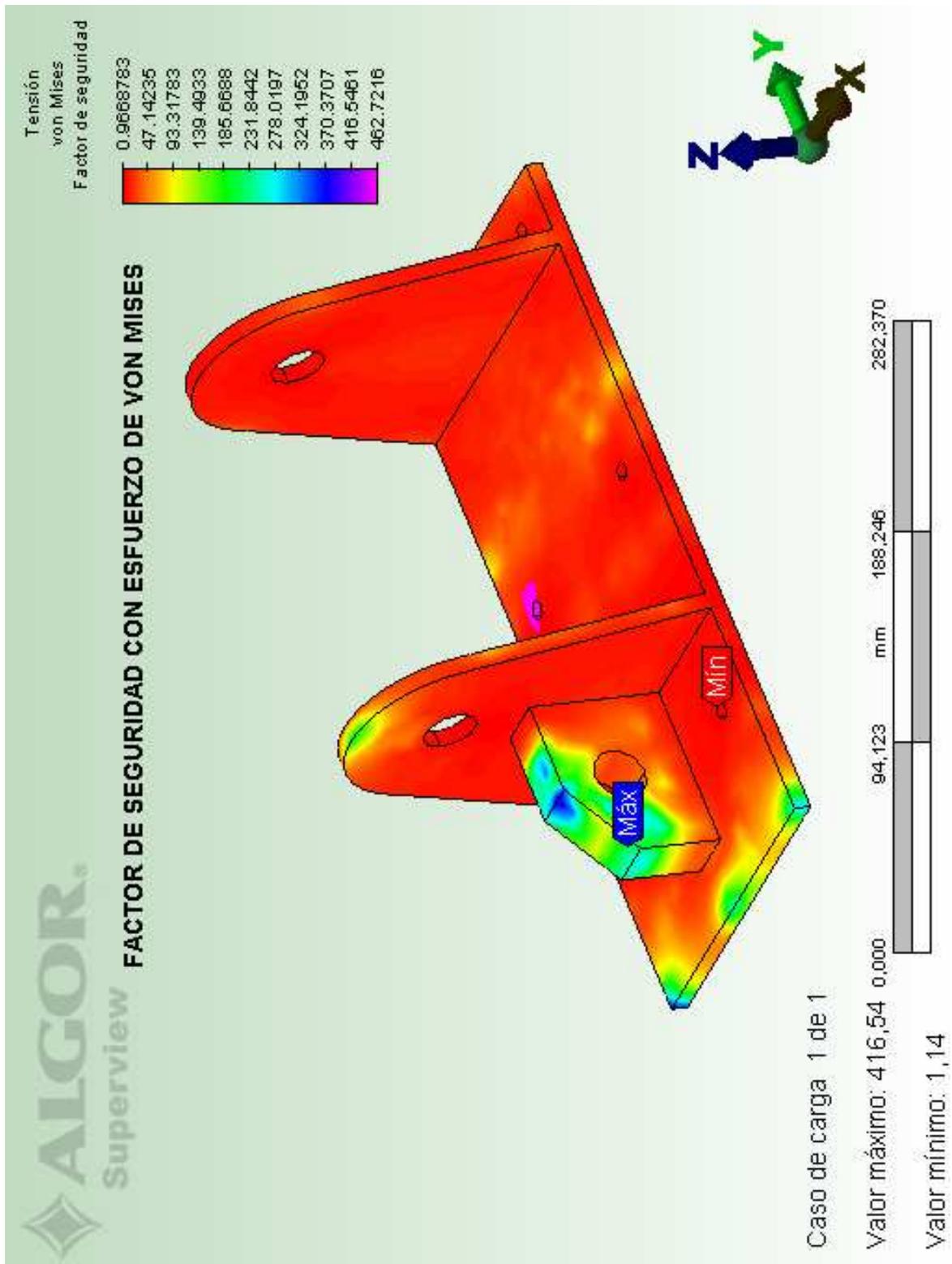


Figura 2.53 Factor de seguridad para el soporte del brazo.

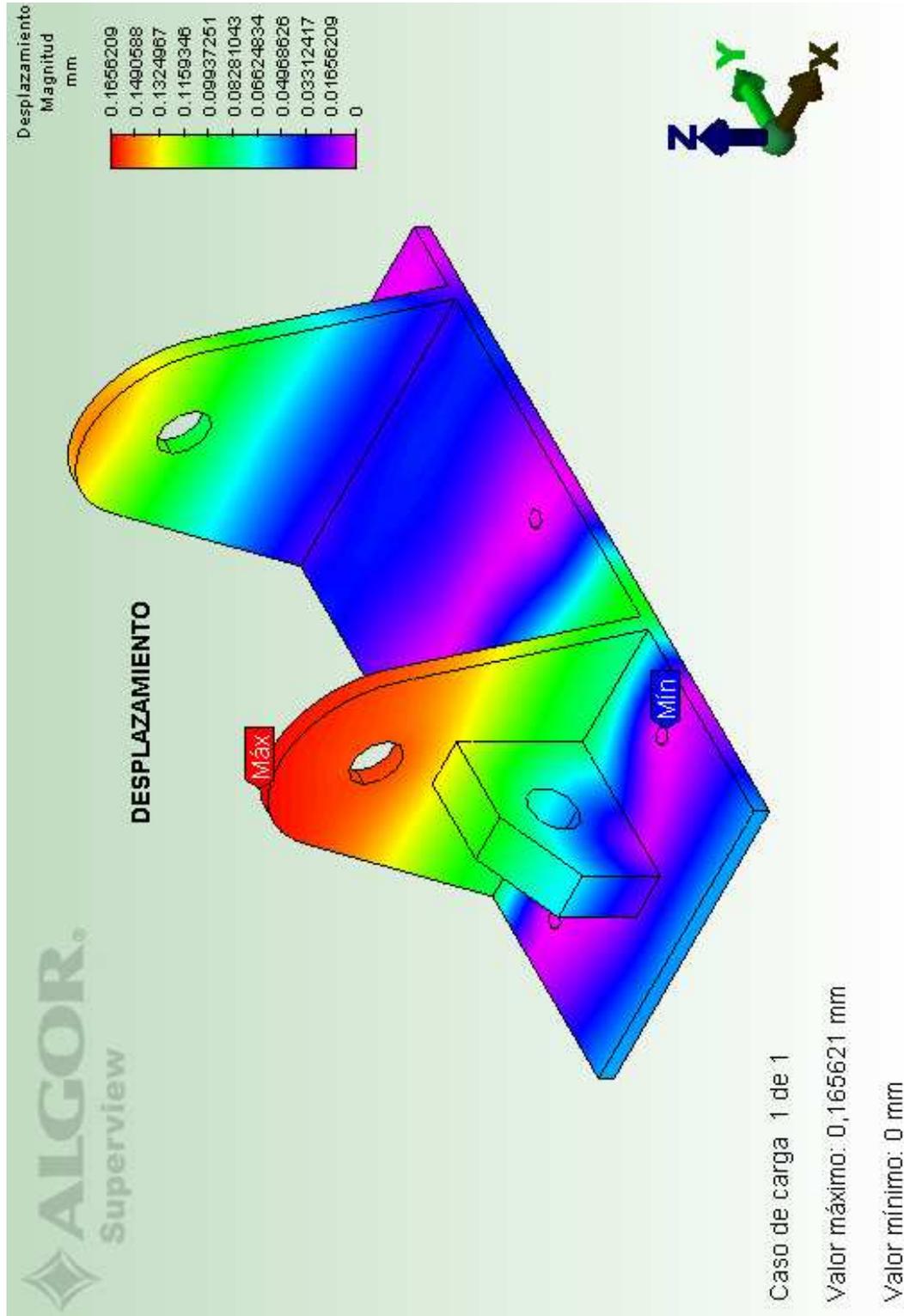


Figura 2.54 Desplazamiento en el soporte del brazo.

En base al análisis de desplazamiento se sabe que la magnitud máxima se da en el apoyo inferior del brazo y es de 0,16 mm. En la figura 2.54 se aprecia la zona de desplazamiento máximo.

El análisis de todos estos parámetros nos permiten concluir que la pieza está bien diseñada y que cumple con los requerimientos estipulados.

2.2.4 CÁLCULO DE LA SOLDADURA

Muchos de los distintos componentes del brazo hidráulico serán ensamblados usando soldadura. El método de soldadura presenta algunas ventajas:²⁹

- Eliminación de sujetadores individuales.
- Ensamblaje rápido de los elementos de una máquina.

“Una de las dificultades que el ingeniero de diseño encuentra al trabajar en este campo es el hecho de que a esta materia no se le ha dedicado el mismo estudio riguroso que a otros procesos, materiales y elementos mecánicos industriales. No se sabe por qué, pero quizá sea porque las características geométricas no se prestan a un fácil tratamiento matemático.”³⁰

Por lo general la zona de falla en una junta soldada sucede en las zonas aledañas al cordón de soldadura, esto sucede por los cambios metalúrgicos debidos a la aplicación de calor. Además, el material de aporte tiene mejores propiedades que el material base.

2.2.4.1 Soldadura entre torre y placa base

La torre se une a la placa base por medio de soldadura. Se analizará el caso extremo en el que será un solo cordón el que una estos dos elementos transmitiendo los esfuerzos.

²⁹ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 436.

³⁰ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 436.

La torre tiene una altura de 280 cm y el momento flector que se tiene en la torre es 43200 kgf.cm. Este efecto se lo tiene también con una fuerza equivalente de 154,28 kgf que debe ser aplicado en la parte superior de la torre, esto se visualiza en la figura 2.55.

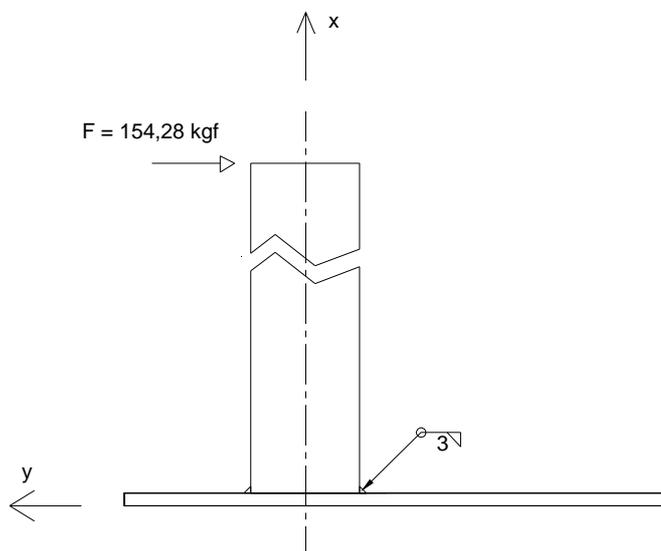


Figura 2.55 Soldadura entre torre y placa base.

Para motivos de análisis se puede considerar a este caso como una viga empotrada, por esta razón se genera fuerza cortante V en el sitio de empotramiento.

$$V = 154,28 \text{ kgf}$$

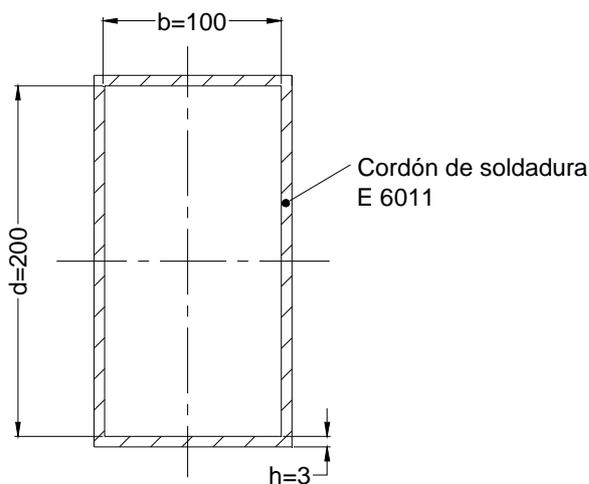


Figura 2.56 Sección del cordón de soldadura entre torre y placa base.

El área y el momento de inercia del cordón de soldadura mostrados en la figura 2.56 se calculan con las siguientes ecuaciones. Estas fórmulas se las puede ver en el Anexo 7:³¹

$$A = 1,414h(b + d) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$I = 0,707h \times \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Para el cordón de soldadura mostrado se tienen los siguientes valores de área y momento de inercia.

$$A = 1,414 \times 0,3[\text{cm}] \times (10[\text{cm}] + 20[\text{cm}]) = 12,73[\text{cm}^2]$$

$$I = 0,707 \times 0,3[\text{cm}] \times \frac{(20[\text{cm}])^2}{6} \times (3 * 10[\text{cm}] + 20[\text{cm}]) = 707[\text{cm}^4]$$

El cortante V produce esfuerzo cortante primario en las juntas, su magnitud es:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$\tau_{xy}' = \frac{180[\text{kgf}]}{12,73[\text{cm}^2]} = 12,12 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

El momento M de 43200 kgf.cm produce un esfuerzo normal por flexión s en las juntas. Se calcula usando la ecuación 2.2.

$$\sigma_{xx} = \frac{M \times c}{I} = \frac{43200[\text{kgf.cm}] \times 5[\text{cm}]}{707[\text{cm}^4]} = 305,52 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Una vez que se han determinado las componentes de esfuerzo s_{xx} y t_{xy} para la soldadura sometida a flexión, es posible combinarlas utilizando un diagrama de círculo de Mohr para evaluar el esfuerzo cortante máximo. Para el análisis del factor

³¹ J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 453

de seguridad la teoría de falla más apropiada, debido a la gran incertidumbre que surge en el análisis de esfuerzo en la soldadura, es la del esfuerzo cortante máximo. Usando la relación para círculo de Mohr se obtiene el esfuerzo cortante máximo con la siguiente ecuación:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

En donde:

τ_{\max}	Esfuerzo cortante máximo, [kgf/cm ²]
σ_{xx}	Esfuerzo normal en el eje x, [kgf/cm ²]
σ_{yy}	Esfuerzo normal en el eje y, [kgf/cm ²]
τ_{xy}	Esfuerzo cortante, [kgf/cm ²]

En este caso no se tiene esfuerzo normal en el eje y, por lo que se calcula:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{305,52 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]}{2}\right)^2 + \left(12,12 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]\right)^2} = 153,24 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]$$

Usando la teoría del esfuerzo cortante máximo se calcula el factor de seguridad con la siguiente fórmula.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{\max}} = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_{\max}} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

En donde S_{sy} es el esfuerzo de fluencia al corte, [kgf/cm²].

Si consideramos que se usará electrodo E6011 cuyo esfuerzo de fluencia es 50 kpsi ó 3.522,73 [kgf/cm²], entonces el factor de seguridad será:

$$n = \frac{0,5 \times 3522,73 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]}{153,24 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]} = 11,5$$

Este factor de seguridad es alto, sin embargo, por motivos prácticos, el cordón de soldadura no puede ser más delgado.

2.2.4.2 Soldadura entre camisa interna y brazo interno

La camisa interna está unida al brazo interno por un cordón de soldadura como se muestra en la figura 2.57. Se ha escogido este caso de análisis por ser el más crítico, ya que aquí se encuentran combinados esfuerzos de flexión y torsión. Esto sucede cuando el brazo externo forma 90° con el brazo interno.

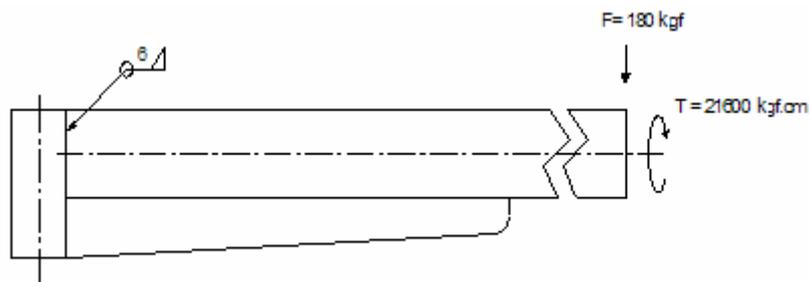


Figura 2.57 Soldadura entre camisa interna y brazo interno.

El peso del cerdo puede ser trasladado hasta el fin del brazo interno como se muestra en la figura 2.57, por esta razón aparece un torque adicional. La magnitud del torque es igual al producto de la fuerza por la distancia perpendicular, esto es:

$$T = 180 [\text{kgf}] \times 120 [\text{cm}] = 21600 [\text{kgf.cm}]$$

El cordón usado en esta unión se ilustra en la figura 2.58.

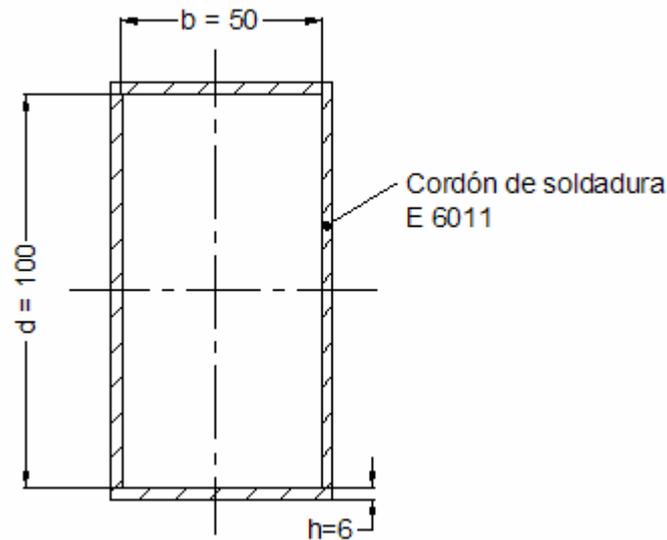


Figura 2.58 Sección del cordón de soldadura entre brazo interno y camisa interna.

Para el cordón mostrado, el área y momento de inercia se calculan con las ecuaciones 2.13 y 2.14 respectivamente. El momento polar de inercia se obtiene usando la siguiente relación:

$$J = 0,707h \times \frac{(b+d)^3}{6} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Las propiedades calculadas son:

$$A = 12,726 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$I = 176,75 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$J = 238,61 \text{ [cm}^4\text{]}$$

Para este caso se tiene torsión en la junta soldada. La reacción en el empotramiento consiste en una fuerza cortante V que produce un esfuerzo cortante primario, éste se calcula con la ecuación 2.15.

$$\tau_{xy}' = \frac{180[\text{kgf}]}{12,726[\text{cm}^2]} = 14,14 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

El torque presente provoca un esfuerzo cortante secundario que se calcula como sigue:

$$\tau'' = \frac{T \times r}{J} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

En donde:

- T Torque, [kgf.cm]
- r Distancia existente entre el centroide del grupo de soldaduras y el punto de análisis de soldadura, [cm]
- J Momento polar de inercia, [cm⁴]

El esfuerzo cortante secundario en este caso es:

$$\tau_{.xy}'' = \frac{21600[\text{kgf.cm}] \times 5,6[\text{cm}]}{238,61[\text{cm}^4]} = 506,94 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

El esfuerzo cortante resultante es la suma del primario y secundario:

$$\begin{aligned} \tau &= \tau' + \tau'' \\ \tau &= 14,14 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] + 506,94 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \\ \tau &= 521,08 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \end{aligned}$$

Adicionalmente, la fuerza de 180 kgf actuando sobre el brazo de 120 cm origina un esfuerzo flector que se calcula usando la ecuación 2.2.

$$\sigma = \frac{180[\text{kgf}] \times 120[\text{cm}] \times 5[\text{cm}]}{176,75[\text{cm}^4]} = 611,03 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

La ecuación 2.16 permite obtener el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{611,03 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]}{2}\right)^2 + 521,08 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]} = 604,04 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Con la teoría del esfuerzo cortante máximo se calcula el factor de seguridad, ecuación 2.17. Se ha escogido electrodo E6011 cuyo esfuerzo de fluencia es 3522,7 kgf /cm².

$$n = \frac{0,5 \times 3522,73 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]}{604,04 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]} = 2,92$$

El factor de seguridad es mayor a 1.67, valor recomendado para cordones de soldadura sujetos a torsión.³²

La camisa externa y la camisa media también se encuentran unidas a su respectivo brazo por medio de un cordón de soldadura similar al analizado. Estas uniones no serán calculadas por estar sometidas a esfuerzos menores.

2.2.4.3 Soldadura entre pasador solidario y brazo interno

El pasador solidario se une al brazo interno con un cordón de soldadura como se muestra en la figura 2.59.

³² J. SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 456.

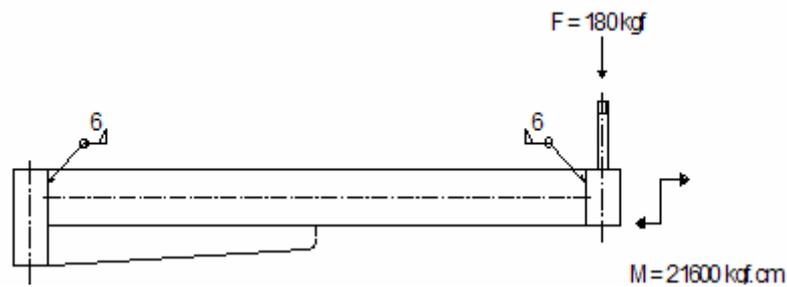


Figura 2.59 Soldadura de brazo interno y pasador solidario.

La sección del cordón es similar al mostrado en la figura 2.58. Para este caso se tienen los mismos valores de esfuerzo flector y esfuerzo cortante primario.

$$\sigma = 611,03 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\tau = 14,14 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

El esfuerzo cortante máximo es $\tau_{\max} = 505,45 \text{ kgf/cm}^2$. Si se usa un electrodo E6011 se tiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{0,5 \times 3522,73 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{505,45 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]} = 3,48$$

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

CAPÍTULO III

SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ELEMENTOS MECÁNICOS

El objetivo de este capítulo es la selección de los elementos mecánicos que no se construyen, el estudio del sistema hidráulico como medio de control de fuerzas y movimientos para una máquina, y el procedimiento de selección de dicho sistema. Se describe la selección de rodamientos y elementos de sujeción.

3.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

3.1.1 GENERALIDADES

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 bloques de la figura 3.1.

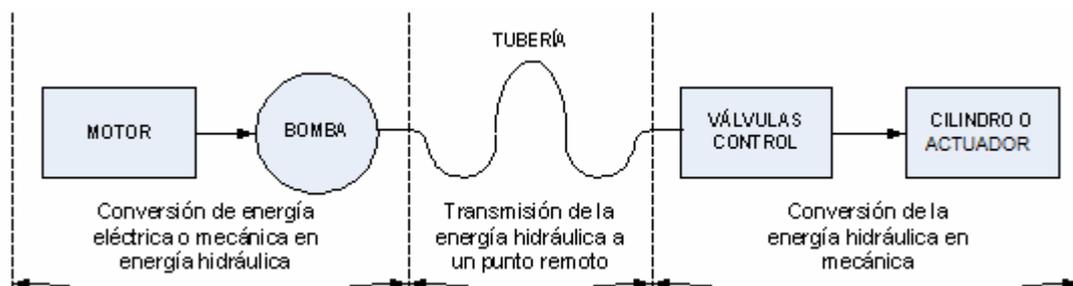


Figura 3.1 Componentes básicos de un sistema hidráulico.
[http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm]

Comenzando desde la izquierda del diagrama, la primera sección 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 conducido a través de tubería al lugar de utilización.

A la derecha en el 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 3.2 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 de A y B son iguales.

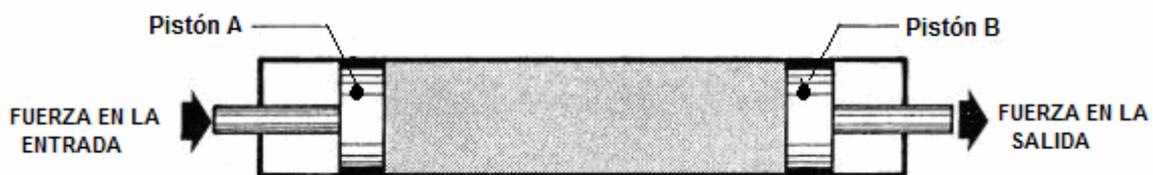


Figura 3.2 Transmisión de potencia.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm]

TRANSMISIÓN DE POTENCIA A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA

El cilindro largo de la figura 3.2, puede ser dividido en dos cilindros individuales del mismo diámetro y colocados a distancia uno de otro, conectados entre sí por una cañería, como se ve en la figura 3.3. 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 por el pistón A.

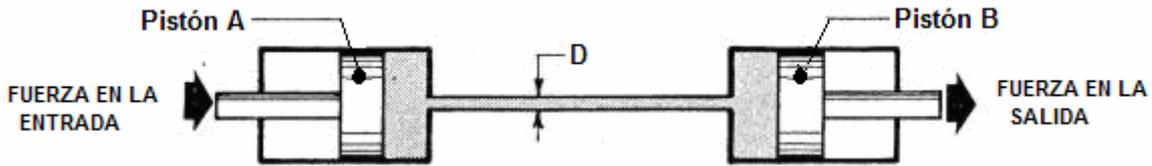


Figura 3.3 Transmisión de potencia a través de una tubería.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm]

La Ley de Pascal no requiere que los dos pistones de la figura 3.3 sean iguales. La figura 3.4 ilustra la versatilidad de los sistemas hidráulicos al poder ubicarse los componentes aislados uno de otro, y transmitir las fuerzas en forma inmediata a través de distancias considerables con escasas pérdidas. Las tuberías pueden llevarse 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 de 1,5 a 6 m en sistemas hidráulicos básicos. Distancias mayores son superadas con sistemas especialmente diseñados.

3.1.2 CAMPO DE APLICACIÓN

En la actualidad las aplicaciones de la oleohidráulica 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, acompañada además de estudios más profundos de los principios que rigen la hidráulica. Todo lo anterior se ha visto reflejado en equipos que permiten trabajos más delicados y con mayores niveles de energía, lo que sin duda ha permitido un creciente desarrollo de la industria en general.

Dentro de las aplicaciones se pueden distinguir dos: móviles e industriales.³³

APLICACIONES MÓVILES

El empleo de la energía proporcionada por el aceite a presión puede aplicarse para transportar, excavar, levantar, perforar, manipular materiales, controlar e impulsar vehículos móviles tales como:

- Tractores
- Grúas
- Retroexcavadoras
- Camiones recolectores de basura
- Cargadores frontales
- Frenos y suspensiones de camiones
- Vehículos para la construcción y manutención de carreteras

APLICACIONES INDUSTRIALES

En la industria, es de primera 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 otros:

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

³³ MERKLE D., HIDRÁULICA- MANUAL DE ESTUDIO, 1ra. Ed., Colombia, FESTO, 1989, p 10.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA OLEOHIDRÁULICA

Los sistemas de transmisión de energía oleohidráulica son una garantía de seguridad, calidad y fiabilidad a la vez que reducen costos. Con respecto a la manipulación de materiales y productos, los sistemas oleohidráulicos permiten que una sola persona pueda trasladar, fácil y rápidamente, grandes cantidades y pesos de un lugar a otro.

Ventajas de la oleohidráulica

- Permite trabajar con elevados niveles de fuerza ó momentos de giro.
- El aceite empleado en el sistema es fácilmente recuperable.
- Velocidad de actuación de sencillo control.
- Instalaciones compactas.
- Protección simple contra sobrecargas.
- Cambios rápidos de sentido.

Desventajas de la Oleohidráulica

- El fluido de trabajo es más caro si lo comparamos con agua, ó con aire en el caso de la neumática.
- Personal especializado para la manutención.
- Fluido muy sensible a la contaminación.

3.1.3 COMPONENTES DE UN SISTEMA HIDRAULICO

Esta fase consiste en la caracterización de los componentes y la función que éstos cumplen como parte del sistema.

3.1.3.1 Cilindros hidráulicos

El cilindro es el dispositivo más comúnmente utilizado para conversión de la energía hidráulica en energía mecánica.

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 3.4, vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido.

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

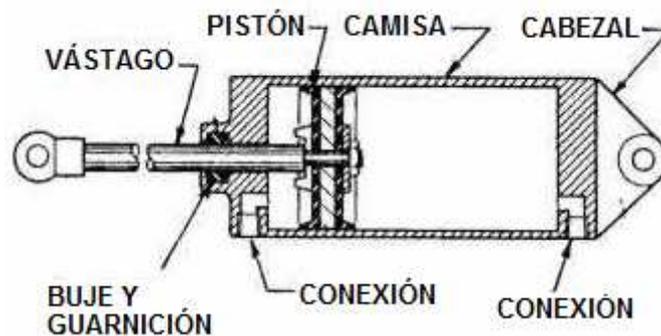


Figura 3.4 Esquema de un cilindro hidráulico.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm]

TIPOS DE CILINDROS

El cilindro de doble efecto mostrado en la figura 3.4 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. El Anexo 7 muestra el catálogo de cilindros PRINCE.

La figura 3.5 ilustra un cilindro de doble vástago. Esta configuración 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.

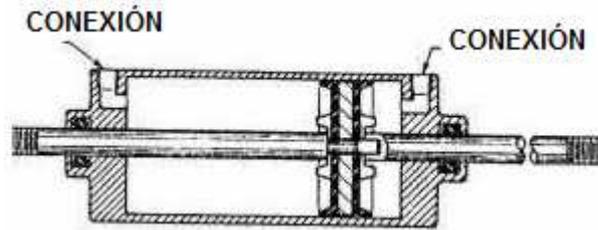


Figura 3.5 Cilindro de doble vástago.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm]

“Cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido, el fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera”³⁴ como en la figura 3.6.

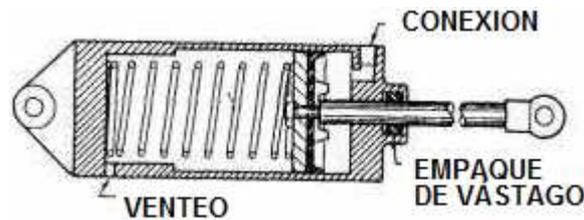


Figura 3.6 Cilindro de simple efecto.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm]

Después de que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico. El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón, por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

3.1.3.2 Bomba

Una bomba hidráulica es un dispositivo que recibe energía mecánica de una fuente exterior y la transforma en una energía de presión transmisible de un lugar a otro de un sistema hidráulico, a través de un líquido cuyas moléculas estén sometidas precisamente a esa presión. Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica.

³⁴ MERKLE D., HIDRÁULICA- MANUAL DE ESTUDIO, 1ra. Ed., Colombia, FESTO, 1989, p 19.

El proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas: aspiración y descarga.

Aspiración

Al comunicarse energía mecánica a la bomba, ésta comienza a girar y con esto se genera una disminución de la presión en la entrada de la bomba. Como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica, se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba.

Descarga

Al entrar aceite, la bomba lo toma y traslada hasta la salida y se asegura por la forma constructiva que el fluido no retroceda. Dado esto, el fluido no encontrará más alternativa que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiéndose así la descarga.

CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

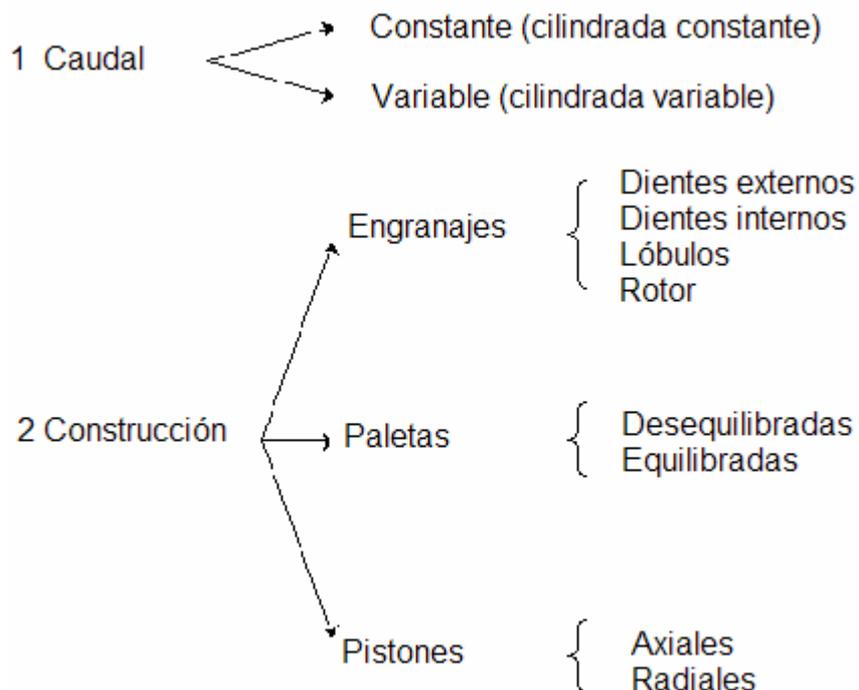


Figura 3.7 Clasificación de las bombas.
 [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica5.htm]

3.1.3.3 Tanque

La función natural de un tanque hidráulico es contener o almacenar el fluido de un sistema hidráulico. En un sistema hidráulico industrial los tanques constan de cuatro paredes (normalmente de acero), un fondo con desnivel, una tapa plana con una placa para montaje, cuatro patas, líneas de succión, retorno y drenaje; tapón de drenaje, indicador de nivel de aceite; tapón para llenado y respiración; una cubierta de registro para limpieza y un tabique separador o placa deflectora. Además de funcionar como un contenedor de fluido, un tanque también sirve para enfriar el fluido, permitir asentarse a los contaminantes y el escape del aire retenido.

La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba, motor eléctrico, válvula de alivio, y a menudo otras válvulas de control. Este conjunto se llama "unidad de bombeo".

La tapa del tanque puede ser removida para permitir la limpieza e inspección.

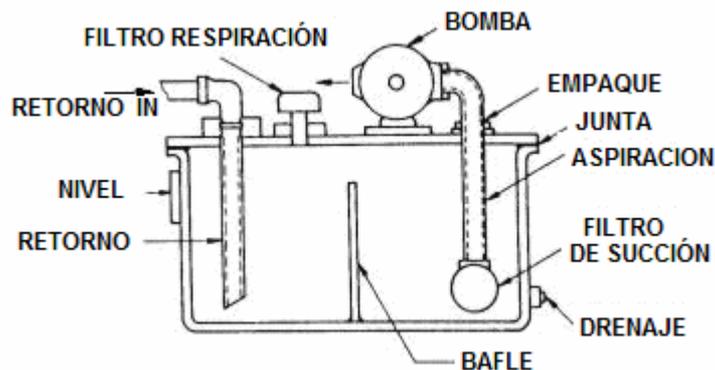


Figura 3.8 *Tanque de aceite.*

[http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica5.htm]

El tanque se completa con un indicador de nivel, un filtro de respiración que impide la entrada de aire sucio.

Para sistemas corrientes el tamaño del tanque debe ser tal que el aceite permanezca en su interior de uno a tres minutos antes de re circular. Esto quiere

decir que sí el caudal de la bomba es de 60 litros por minuto, el tanque debe tener una capacidad de 60 a 180 litros.

3.1.3.4 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 provocará pérdidas de potencia y velocidad, una sobredimensionada será económicamente cara.

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

El medio que se utiliza para accionar una válvula puede ser hidráulico (presión piloto), eléctrico o manual. La variedad de válvulas y sistemas de direccionamiento de fluido es muy amplia y no es el objetivo de este proyecto profundizar en el tema.

3.1.4 OTROS ACCSEORIOS

Entre los demás elementos que complementan el sistema hidráulico están:

- Filtro de aire y de aceite
- Manguera hidráulica
- Acoples
- Manómetro
- Control automático
- Visor de nivel de aceite

3.1.5 SELECCIÓN DEL CILINDRO Y BOMBA

Como se indicó en el Capítulo I, los parámetros para seleccionar el equipo hidráulico son tres: carga máxima, carrera y velocidad de elevación.

Para nuestros requerimientos los valores de estos parámetros serán:

- Carga máxima: 180 kg
- Carrera: 90 cm – 100 cm
- Velocidad: 5 cm/s.

En el Anexo 7 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 90 cm es el SAE-33036 que tiene una carrera de 36 in ó 91,4 cm.

Partiendo de la selección hecha, es posible determinar:

- Diámetro del vástago del pistón
- Área efectiva del cilindro
- Presión del sistema hidráulico
- Caudal del fluido de trabajo
- Potencia de la bomba

DIAMETRO DEL VÁSTAGO DEL PISTÓN (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 éste se encuentra sometido a compresión. El factor de seguridad que se utiliza para casos de pandeo es 3,5.³⁵ El cálculo al pandeo se realiza con las siguientes fórmulas:

³⁵ LANDETA B. y MAYA L., Diseño y Construcción de una Máquina Elevadora para personal de mantenimiento, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en la especialización de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, junio, 2004, p 140.

Cálculo con la teoría de Euler:

$$F = \frac{\pi^2 \times I \times E}{L^2 \times n} \quad (\text{Ec.3.1})$$

En donde:

- I Momento de inercia, [mm⁴]
- E Módulo de elasticidad, (del acero 2.5×10^5 N/mm²)
- L Longitud, [mm]
- n Factor de seguridad

Para una sección circular el momento de inercia se calcula con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{D^4 \times \pi}{64} \quad (\text{Ec.3.2})$$

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

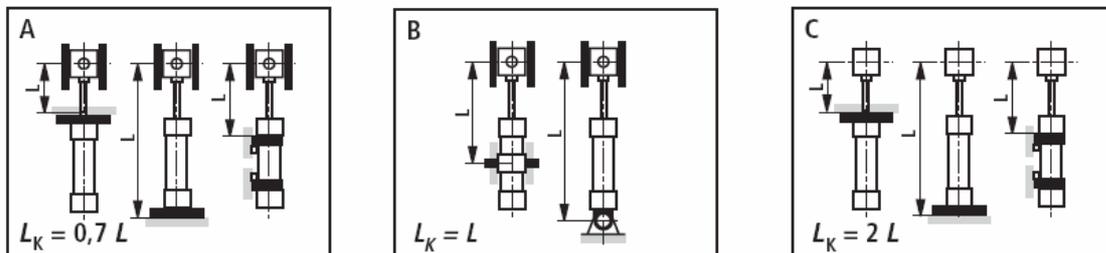


Figura 3.9 Influencia del tipo de sujeción.
[\[http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica6.htm\]](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica6.htm)

El caso de sujeción para ésta máquina es el B de la figura 3.9. Reemplazando la ecuación 3.2 en la 3.3 y conociendo la fuerza F (carga máxima) de 180 kgf. Se puede determinar el diámetro mínimo del vástago:

$$F = \frac{\pi^3 \times D^4 \times E}{64 \times L^2 \times n}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 \times F \times L^2 \times n}{\pi^3 \times (2.1 \times 10^5)}}$$

Datos:

$$F = 180 \text{ kgf} = 1800 \text{ N} = 3960 \text{ lbf}$$

$$L = 90 \text{ cm} = 900 \text{ mm}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 \times 1800 \times 900^2 \times 3.5}{\pi^3 \times (2.1 \times 10^5)}}$$

$$D = 14,96 \text{ [mm]}$$

El diámetro mínimo que debe tener el vástago para no fallar por pandeo es 15 mm. En el Anexo 6 se muestra el cilindro hidráulico elegido tiene un diámetro de vástago de 34,92 mm, valor que está sobre el mínimo requerido.

PRESIÓN (P)

Para obtener la presión de sistema se requiere el área del pistón del cilindro. En base a las medidas mostradas en el Anexo 6, el pistón tiene un diámetro de 3 in, para lo cual se calcula lo siguiente:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{3960[\text{lbf}]}{\frac{\pi(3[\text{in}])^2}{4}} = \frac{3960[\text{lbf}]}{7,069[\text{in}^2]}$$

$$P = 560 \text{ psi} = 3858400 \text{ N/m}^2$$

La presión máxima que soporta el cilindro es 3000 psi (Anexo 6), por lo tanto 560 psi es un valor admisible.

CAUDAL DEL FLUIDO DE TRABAJO (Q)

Es necesario conocer el caudal para determinar la potencia de la bomba requerida. Los datos que rigen éste cálculo son la velocidad de elevación y el área del pistón.

$$V = 5 \text{ cm/s}$$

$$A = 7.069 \text{ in}^2 = 45,6 \text{ cm}^2$$

$$Q = A \times V = 45,6 \text{ cm}^2 \times 5 \text{ cm/s}$$

$$Q = 228 \text{ cm}^3/\text{s} = 2,28 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

POTENCIA DE LA BOMBA (Pot)

La potencia de la bomba se puede calcular conociendo el caudal y la presión del sistema con la ecuación:

$$Pot = Q \times P$$

$$Pot = 2,28 \times 10^{-4} [\text{m}^3/\text{s}] \times 3858400 [\text{N/m}^2]$$

$$Pot = 888,69 [\text{W}]$$

La unidad de potencia que se maneja en el mercado es el caballo de fuerza hp, y 1hp = 745,7 W, por lo tanto:

$$Pot = 1,2 [\text{hp}]$$

El motor cotizado tiene una potencia de 1,5 hp (1117,5 W), el caudal de la bomba cotizada es 4 gpm (galones por minuto) equivalente a $2,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Con estos datos se calcula la presión a la cual trabaja la bomba.

$$P = Pot / Q$$

$$P = 1117,5 [\text{W}] / 2,25 \times 10^{-4} [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$P = 4966666 [\text{N/m}^2]$$

$$P = 720 [\text{psi}]$$

La bomba trabaja con un caudal muy cercano al calculado y puede trabajar hasta con una presión mayor a la necesaria. El equipo hidráulico cotizado cumple con las expectativas requeridas.

3.1.6 SELECCIÓN DE VÁLVULA DIRECCIONAL

La válvula direccional a seleccionar debe cumplir algunos requisitos:

- tipo solenoide
- dos vías
- tres posiciones
- caudal máximo: 16 litro /min ó 4 gpm
- presión máxima: 720 psi ó 49,6 bar

Para estos parámetros, la válvula seleccionada es de marca KOMPASS de la serie CETOP 3. Su código es DG4V-3S-0C-M-U-B5-60. Sus especificaciones (Anexo 6) son: presión máxima 315 bar y caudal 63 litros / min, lo cual cumple con lo requerido para el funcionamiento adecuado.

3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En la figura 3.10 se identifican tres lugares en donde el uso de rodamientos es necesario para suavizar el movimiento rotacional del brazo. Tanto en el extremo interior, el medio y el extremo exterior existen una pareja de rodamientos, uno superior y otro inferior.

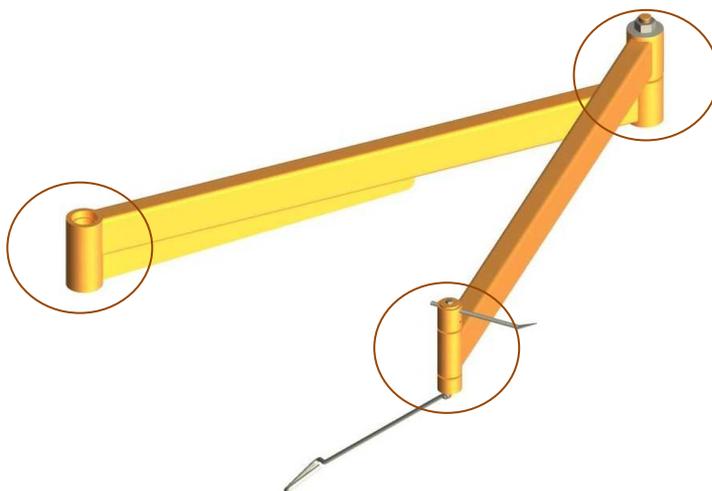


Figura 3.10 Ubicación de los rodamientos en el brazo.

Los alojamientos de los rodamientos son camisas que tienen un agujero por el cual pasa un perno de acero que sirve de eje. Las camisas tienen alojamientos donde se montan los rodamientos y permiten que la camisa gire respecto al perno. Los rodamientos inferiores soportan carga axial y radial, mientras que los superiores soportan solo carga radial. El trabajo de los rodamientos es oscilante y la frecuencia de rotación es extremadamente baja (< 3 rpm).

3.2.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO

A continuación se presentan los principales parámetros a considerar a la hora de seleccionar el tipo de rodamiento, y facilitar así una elección apropiada:

Espacio disponible:

En muchos casos, las dimensiones principales del rodamiento vienen determinadas por las características de diseño de la máquina y por el diámetro del eje.

Cargas:

El tamaño del rodamiento se deberá seleccionar en base a su capacidad de carga estática C_0 cuando se produzcan las siguientes condiciones:³⁶

- El rodamiento es estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm).
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

³⁶SKF, Catálogo General SKF, [en línea]

En todos estos casos, “la capacidad de carga permisible para el rodamiento no está determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente del camino de rodadura originada por la carga.”³⁷

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_0 que representa la relación entre la capacidad de carga estática C_0 y la carga estática equivalente P_0 para calcular la capacidad de carga estática requerida.

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se define como:

$$s_0 = C_0/P_0 \quad (\text{Ec.3.3})$$

Donde:

C_0	Capacidad de carga estática, [kN]
P_0	Carga estática equivalente, [kN]
s_0	Factor de seguridad estática.

En el Anexo 4 se ofrecen valores orientativos basados en la experiencia para el factor de seguridad estática s_0 . Si el valor s_0 obtenido es menor que el valor recomendado, se deberá seleccionar un rodamiento con una mayor capacidad de carga estática.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente (figura 3.11). Esta se define como la carga hipotética que de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima sobre los

³⁷ SKF, Catálogo General SKE, 1975, p 27.

elementos rodantes que las cargas reales. Se obtiene con la siguiente ecuación general:³⁸

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (\text{Ec.3.4})$$

Donde:

P_o	Carga estática equivalente, [kN]
F_r	Carga radial real del rodamiento, [kN]
F_a	Carga axial real del rodamiento, [kN]
X_o	Factor de carga radial del rodamiento, (0,5 para carga estática equivalente)
Y_o	Factor de carga axial del rodamiento.

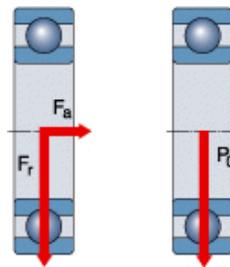


Figura 3.11 Carga estática equivalente

3.2.2 DESCRIPCIÓN DE ALGUNOS TIPOS DE RODAMIENTOS

RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS

El diseño es sencillo, son no desarmables, apropiados para velocidades altas e incluso muy altas y resistentes durante su funcionamiento, exigiendo muy poco mantenimiento. Las ranuras profundas de los caminos de rodadura, permiten que los rodamientos rígidos de bolas soporten cargas axiales en ambos sentidos, además de cargas radiales, incluso a altas velocidades.

³⁸SKF, Catálogo General SKF, 1975, p 46.

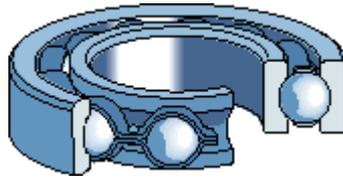


Figura 3.12 Rodamiento rígido de bolas.

[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_14_2]

RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS

Los rodamientos de rodillos cónicos tienen los rodillos dispuestos entre unos caminos de rodadura cónicos en los aros interior y exterior. Al prolongar las superficies cónicas de ambos caminos de rodadura, convergen sobre un mismo punto en el eje del rodamiento. Su diseño hace que los rodamientos de rodillos cónicos sean especialmente adecuados para soportar cargas combinadas (radiales y axiales). Los rodamientos de rodillos cónicos suelen ser de diseño desarmable, es decir, el cono que consta de aro interior, rodillos y jaula, forman una unidad que puede montarse por separado del aro exterior (copa).

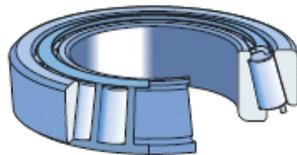


Figura 3.13 Rodamiento de rodillos cónicos.

[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_14_2]

RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR

Los rodamientos de bolas con contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en la dirección del eje del rodamiento. Esto quiere decir que han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

La capacidad de carga axial de los rodamientos de bolas con contacto angular se incrementa al incrementar el ángulo de contacto. El ángulo de contacto se define como el ángulo que forma la línea que une los puntos de contacto entre la bola y los caminos de rodadura en el plano radial, a lo largo de la cual se transmite la carga de un camino de rodadura al otro, con una línea perpendicular al eje del rodamiento.

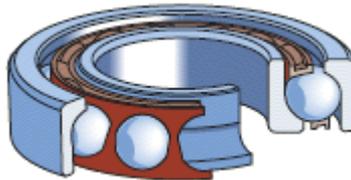


Figura 3.14 Rodamiento de bolas de contacto angular.

[www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_3_1]

3.2.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN

Se debe seleccionar los rodamientos para las tres secciones mostradas anteriormente. Para realizar el ejemplo de cálculo se selecciona primeramente los rodamientos cónicos de la parte interna del brazo.

El brazo se conecta al deslizador por medio de un perno, el cual sirve de eje para los dos rodamientos cónicos que se ubican de forma opuesta en los extremos de la camisa interior (figura 3.15). Los requerimientos que estos rodamientos deben cumplir son:

- Diámetro interno: 25 mm (diámetro del perno)
- Diámetro externo: 52 mm (diámetro del alojamiento en la camisa del brazo)
- Capacidad de carga estática axial de 200 kgf ó 2000 N.
- Capacidad de carga estática radial de 2200 kgf ó 22000 N.
- Límite de velocidad: < 3 rpm

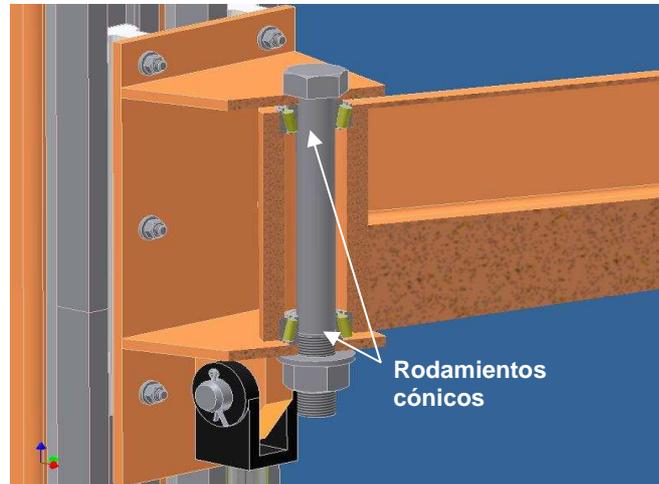


Figura 3.15 Ubicación de rodamientos internos

El rodamiento seleccionado es el SKF 33205, sus características se encuentran en el Anexo 4. Para este rodamiento el valor de Y_o es 0,7. Se calcula la carga estática equivalente con la ecuación 3.4.

$$P_o = 0,5 \times 22000[N] + 0,7 \times 2000[N]$$

$$P_o = 12400[N]$$

La carga estática admisible C_o que consta en las especificaciones del rodamiento es 56000 N.

El factor de seguridad s_o se calcula usando la ecuación 3.3.

$$s_o = \frac{56000[N]}{12400[N]}$$

$$s_o = 4,5$$

Según el Anexo 4 el factor de seguridad mínimo para rodamientos cónicos que se recomienda es $s_o > 2$; por lo cual el rodamiento seleccionado está dentro de este límite de seguridad.

El mismo proceso de cálculo se ha realizado para todos los rodamientos. En la parte media del brazo se utilizarán rodamientos cónicos (figura 3.16). En el extremo del brazo se utilizará un rodamiento de bolas y uno de bolas de contacto angular (figura 3.17). Los resultados del cálculo de factor de seguridad para los rodamientos se indican en la tabla 3.1.

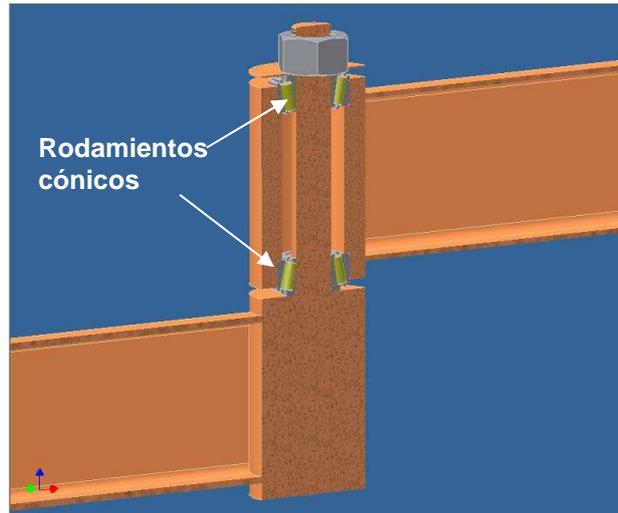


Figura 3.16 Ubicación de rodamientos medios.

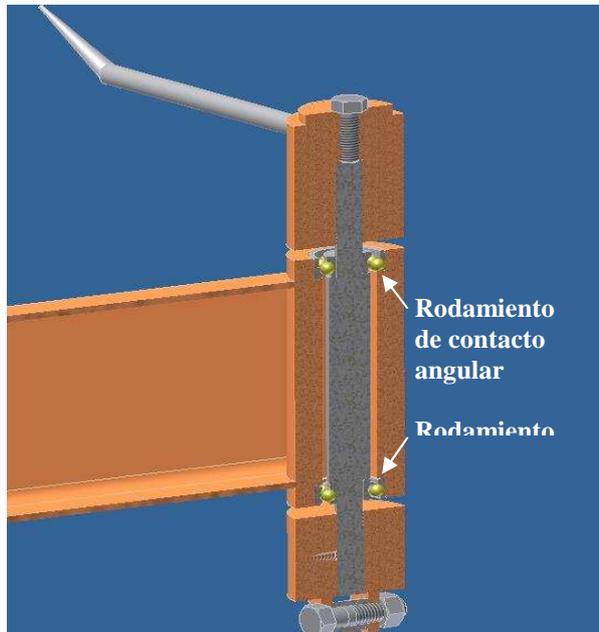


Figura 3.17 Ubicación de rodamientos externos.

Tabla 3.1 Factor de seguridad de rodamientos.

Tipo	Código	d [mm]	D [mm]	F_r [kN]	F_a [kN]	X	Y	P_o [kN]	C_o [kN]	S_o	S_o Recomendado
Interno											
Cónico	33205	25	52	22	2	0,5	0,7	12.4	56	4,5	>2
Medio											
Cónico	33205	25	52	10,8	2	0,5	0,7	12.2	56	4,6	>2
Externo											
Bolas	6201	12	32	3.6	0	0,6	0,5	2.1	3,1	1.47	>0.5
Contacto angular	7201	12	32	3.6	2	0,5	0,26	2.32	3.8	1.63	>0.5

Quedan así seleccionados todos los rodamientos necesarios para el funcionamiento de la máquina.

3.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE

Los pernos de anclaje cumplen la función de mantener fija la máquina al piso. Como se explicó anteriormente, la carga de flexión se transmite de la torre a la placa base y ésta soporta flexión, compresión y tensión ocasionadas por los anclajes (figura 2.27).

Para la selección de los pernos se tomará en cuenta las siguientes consideraciones basadas en el fabricante de pernos HILTI.³⁹

- El material base en el que se pretende fijar la máquina es hormigón armado.
- Este material se encuentra en buenas condiciones al momento y no presenta fisuras ni defectos en el lugar de instalación.

³⁹ HILTI, Manual Técnico de Anclajes HILTI, Edición 2004. [en línea]

Los pernos de anclaje logran que la fuerza de tracción se transmita al material base como fricción R . Ver figura 3.19. Las fuerzas de tracción N , están en equilibrio con las fuerzas de reacción R , que actúan en el material base, como en el anclaje.

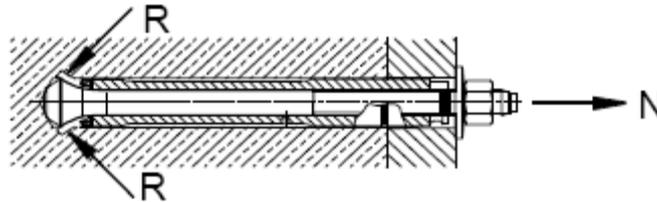


Figura 3.18 Forma de trabajo de los anclajes. [http://www.hilti.es]

Las cargas que se consideran durante el diseño son estáticas, entre ellas están el peso propio de la máquina y la carga viva del peso de la carne de cerdo faenado.

Para el presente diseño se contempla el uso de anclajes mecánicos y se planea una fijación múltiple, es decir usando ocho anclajes.

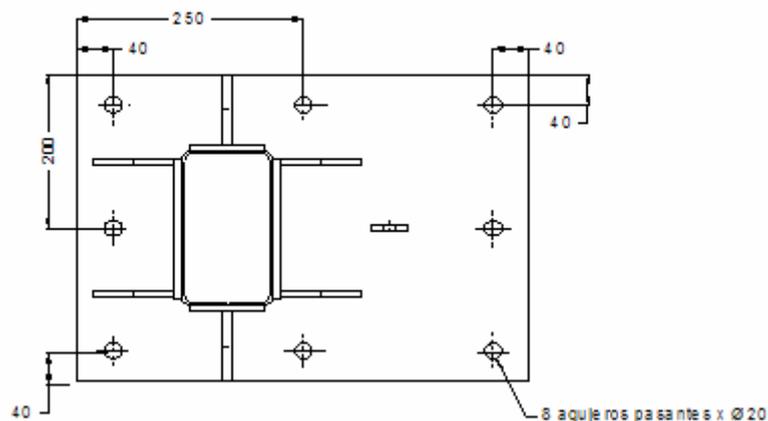


Figura 3.19 Posicionamiento de los pernos de anclaje.

Anteriormente se explicó que el lado de la placa base ubicado atrás de la torre se encuentra sometido a tracción, mientras que el lado frontal se someterá a compresión. Ver figura 2.28.

Para llevar a cabo el diseño se supone un caso crítico para el cual la tensión resultante la soportará un solo perno. Esto idealmente sucedería cuando el brazo se encuentre totalmente estirado hacia el lado derecho o izquierdo respecto a la torre.

Usando el mismo procedimiento descrito durante el cálculo para el espesor de la placa base, se hace una sumatoria de momentos en la línea de acción de C (resultante de las presiones de apoyo).

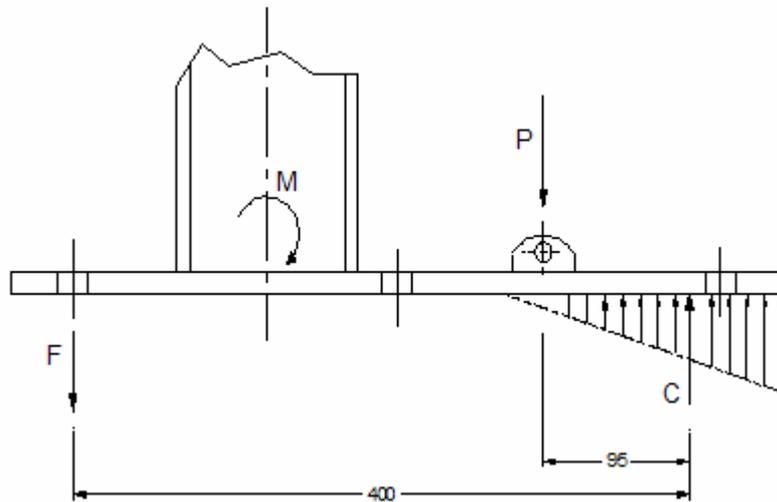


Figura 3.20 Disposición de los pernos en la placa base.

$$P \times 9,5[cm] + F \times 40[cm] = M$$

$$F = \frac{M - P \times 9,5[cm]}{40[cm]}$$

$$F = \frac{43200[kgf \cdot cm] - 180[kgf] \times 9,5[cm]}{40[cm]}$$

$$F = 1037,25[kgf]$$

Los pernos de anclaje se encuentran sometidos a tracción, éste esfuerzo normal se calcula con la siguiente relación:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Debido a los esfuerzos que este elemento debe resistir se recomienda un factor de seguridad igual a dos ó mayor. Usando la ecuación 2.3. y tomando como referente un factor de seguridad $n = 2$, se puede calcular el diámetro del perno de anclaje.

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

$$n = \frac{\pi \times S_y \times d^2}{4 \times F} \quad (\text{Ec 3.6.})$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times n \times F}{\pi \times S_y}}$$

El material de los pernos de anclaje es acero HLC calidad 6.8, este material tiene un esfuerzo de fluencia de 4860 kgf/cm^2 . El diámetro se obtiene de la siguiente manera:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 1037,25 [\text{kgf}]}{\pi \times 4860 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}} = 0,74 [\text{cm}] = 7,4 [\text{mm}]$$

El diámetro mínimo que se puede elegir es 8 mm. Por razones de seguridad industrial y facilidad de compra en el mercado se han escogido pernos cuyo diámetro es $\frac{1}{2} \text{ in}$ ó **12,7 mm**.

Por la facilidad de compra en el mercado se usará anclajes Hilti de la serie HLC. Los anclajes HLC o anclaje universal, son diseñados por el fabricante para cargas medias, y sus especificaciones⁴⁰ se muestran en la tabla 3.2:

Tabla 3.2 Especificaciones anclajes HILTI HLC.

Características:	
	- Para hormigón y mampostería
	- Fuerza de expansión controlada
	- No gira en el agujero cuando se aprieta
	- Permite retirar la parte a fijar
	- Capacidad de carga media.
Material:	
HLC:	- Calidad 6.8
	- Acero galvanizado mínimo 5 micras.

⁴⁰ HILTI, Manual de Anclajes HILTI 2004, p 184. [en línea].



Figura 3.21 Perno de anclaje HILTI HLC. [www.hilti.com]

Las medidas de los anclajes seleccionados se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Medidas de anclajes seleccionados.

Diámetro interno	½ [in]
Diámetro de camisa	¾ [in]
Largo	6 [in]

El Manual de Anclajes Hilti contempla para este tipo de anclajes el concepto de coeficiente de seguridad parcial para las cargas aplicadas γ_M , éste se dirige a cubrir la posible incertidumbre en lo que a cargas se refiere.

$$\gamma_M = \frac{N_{rec}}{S} \quad (\text{Ec.3.5})$$

Donde:

- γ_M Coeficiente de seguridad parcial para cargas aplicadas, fabricante HILTI.
- N_{rec} Carga recomendada a tracción pura, [kN]
- S Carga actuante, [kN]

En el Anexo 5 se aprecian las características del anclaje seleccionado, algunos de los valores se resumen en la tabla 3.4:

Tabla 3.4 Propiedades de perno seleccionado.

Propiedad	Valor [kN]
Resistencia característica a tracción pura, N_{rec}	15,0

El momento flector que transmite la torre a la placa de anclaje es 43200 kgf.cm. La fuerza de tracción ya calculada es 1037,25 kgf ó 10,1 kN.

Para fines de cálculo se supone que la fuerza de tracción se reparte en los ocho pernos por igual. El coeficiente parcial de seguridad se lo obtiene considerando la ecuación 3.5.

$$\gamma_M = \frac{15[kN]}{10,1[kN]}$$

$$\gamma_M = 1,48$$

El coeficiente de seguridad calculado es mayor que uno, por lo que se concluye que están bien seleccionados los anclajes.

3.4 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS

Los tornillos que unen el deslizador con las guías de duralón serán calculados suponiendo que se encuentran sometidos a tracción pura. Esto sucedería en un caso extremo en el cual el contacto de la guía macho respecto a la hembra se de en un área pequeña en el extremo superior, esto ocurriría si la tolerancia de holgura fuera excesiva en las guías.

Durante el análisis de las guías macho se llegó a determinar que la fuerza que actúa sobre el perno superior de cada fila es 720 kgf. Esto se determinó al relacionar el momento flector de 43200 kgf.cm y la altura del deslizador de 30 cm.

Una vez determinada la fuerza se procede a calcular el diámetro del tornillo tomando como referencia un factor de seguridad $n = 3$ sugerido por varios autores en caso de elementos roscados. Se escogerá tornillos de grado métrico 8.8 cuyo esfuerzo de fluencia es 6481 kgf/cm². Para este fin se usa la ecuación 3.6.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 3 \times 720 [\text{kgf}]}{\pi \times 6481 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}}$$

$$d = 0,65 [\text{cm}]$$

$$d = 6,5 [\text{mm}]$$

Por motivos de facilidad de trabajo, seguridad industrial y disponibilidad en el mercado se escogerán tornillos hexagonales de cabeza avellanada M8 x 55.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS FINANCIERO

Este capítulo aborda el análisis financiero del proyecto que permite determinar el costo total del brazo hidráulico. Se determinará costos de diseño y de construcción basados en cotizaciones de materiales, transporte y servicio de maquinado.

Con el fin de obtener precios reales se ha optado por hacer cotizaciones basadas en los planos de despiece y de conjunto. Es importante mencionar que PRONACA es un cliente reconocido por ciertos proveedores y metalmecánicas importantes en la ciudad, este hecho facilitó la obtención de cotizaciones por concepto de materiales y servicio de construcción. Por pedido explícito de PRONACA se cotizó directamente en las empresas con las cuales se tienen convenios. En el Anexo 8 se muestran las cotizaciones.

En la tabla 4.1 se muestran las empresas con las cuales PRONACA trabaja habitualmente para este tipo de trabajos:

Tabla 4.1 Empresas cotizadas para el presente proyecto.

Empresa	Área de trabajo	Dirección	Teléfono
NEUMAC	Importación, reconstrucción, venta y servicio de componentes hidráulicos.	Panamericana Norte Km 6.5. Bodegas PARKENOR.	(02) 280-1122 (02) 248 -3857
TESPA	Metalmecánica. Máquinas herramientas: torno, fresa, rectificadora, etc.	Salvador Bravo Oe4-74 y José María Alemán (Solanda)	(02) 268- 2451 (02) 268- 2452
TECNIRULIMAN	Venta de rodamientos, barra perforada, aceros de transmisión, etc.	Av. Maldonado S14-220. Diagonal al Cuartel Eplicachima.	(02) 267- 0626 (02) 267- 1685

CASA DEL RULIMÁN	Venta de rodamientos, bandas industriales, etc.	Av. Maldonado 443 y Gutiérrez.	(02) 2647- 668
DIPAC	Venta de productos de acero: perfiles estructurales, planchas, etc.	Taura y Panamericana Sur Km. 5 ½.	(02) 2267- 310
RILER	Venta de aceros especiales, bronces, etc.	Av. 6 de diciembre y Los Pinos..	
CASTILLO HERMANOS	Venta de pernos, tornillos, elementos de sujeción.	Sucursal 2. Av. Maldonado No. 10145. Panamericana Sur.	(02) 2684-560
FERRETERÍA SAN BARTOLO	Ferretería en general.	Av. Maldonado No. 653	(02) 2678-728

De estas empresas se obtuvieron varias proformas, tal como se indica en el Anexo 8. En éstas se pueden observar los precios de materiales, elementos mecánicos seleccionados y servicio de construcción para la fabricación de los elementos que conforman el brazo hidráulico. Estos precios se desglosan a continuación:

4.1 MATERIALES

Los costos de los materiales listados en la tabla 4.2 constituyen una referencia puesto que no se ocupará su totalidad. En el caso de platinas, perfiles y tubos, éstos se venden por una longitud de 6 m; en el caso de planchas de acero, éstas se venden completas de 1,2 x 2.4 m. Más adelante se analizará el costo unitario de cada elemento fabricado tomando en cuenta solo el material usado.

Tabla 4.2 Costos de materiales.

Material	Proveedor	Costo [USD]
Tubo estructural rectangular A-36, 100x50x3 mm x 6m.	DIPAC	\$52.21
Perfil canal U A-36, 200x50x3 mm x 6 m	DIPAC	\$50.12
Plancha A-36, 1,20 x 1,20 m x 9 mm	DIPAC	\$300.46
Plancha A-36, 1,20 x 1,20 m x 12 mm	DIPAC	\$400.58
Plancha A-36, 1,20 x 1,20 m x 24 mm	DIPAC	\$837.92
Platina A-36, 75x 9 mm x 6 m	DIPAC	\$44.99
Barra perforada acero SAE 1018, 75x40x30 mm	TECNIRULIMAN	\$26.45
Eje de acero SAE 1018, Φ 50 x 300 mm	TECNIRULIMAN	\$22.10
Varilla acero inoxidable, Φ 3/8 x 1000 mm	TECNIRULIMAN	\$8.10
Barra duralón Φ 80 x 300 mm	TECNIRULIMAN	\$78.00
Barra rectangular acero AISI 1045, 70 x 70 mm, 1400 mm	RILER	\$170.43

4.2 ELEMENTOS MECÁNICOS

Los precios de los elementos mecánicos seleccionados en el Capítulo III se presentan en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Costo de elementos mecánicos a comprarse.

Cantidad	Elemento mecánico	Precio total [USD]	Proveedor
3	Rodamiento 33205 marca NTN	\$32.67	TECNORULIMAN
1	Rodamiento 62012RSRC3 marca FAG	\$3.55	CASA DEL RULIMAN
1	Rodamiento 62052RSRC3 marca FAG	\$6.12	CASA DEL RULIMAN
1	Rodamiento 7201BTVP marca FAG	\$11.18	CASA DEL RULIMAN
2	Tuercas 1" UNF	\$1.53	FERRETERIA S.B.
2	Rodelas acero 1" de presión	\$0.23	FERRETERIA S.B.
2	Rodelas planas galvanizadas 1"	\$0.39	FERRETERIA S.B.
2	Pernos de acero UNF G8 1" x 12"	\$25.05	FERRETERIA S.B.
8	Pernos HILTI anclaje 3/4" x 4 1/4"	\$20.80	CASTILLO

12	Tuercas paso normal, grado 8.8, 8 x 1,25 mm	\$0.48	CASTILLO
22	Pernos allen , grado 8.8, 8 x 1,25x 50 mm	\$7.7	CASTILLO

4.3 SISTEMA HIDRÁULICO

Se ha cotizado en NEUMAC el sistema hidráulico seleccionado para este proyecto según las especificaciones calculadas en el Capítulo III. La tabla 4.4 muestra al detalle los componentes y el costo.

Tabla 4.4 Costo del sistema hidráulico.

Cantidad	Descripción	Precio [USD]
1	UNIDAD T20 PARA ELEVAR 250 KILOGRAMOS Contiene: 1 tanque T20 1 motor 1,5 HP eléctrico 1 bomba 4GPM 1 acople motor bomba 1 campana 1 filtro de succión 1 filtro de retorno 1 desairador 1 manifold cetop 3 1 válvula de alivio 1 reguladora de flujo 1 check cetop 3 1 direccional cetop 3 centro tandem 110 VAC Racores para construcción unidad Tablero eléctrico 20 galones de aceite Mangueras hidráulicas de 1/2", 2 metros c/u. Accionamiento con botonera de tecla.	\$2.480,0
1	CILINDRO DE 3" X 60" RECORRIDO DOBLE EFECTO	\$780,0

4.4 SERVICIO DE CONSTRUCCIÓN

Para la construcción de ciertas piezas PRONACA ha decidido que se lo hará en el taller de TESPA, sitio donde se hacen trabajos frecuentemente.

El servicio de construcción cotizado en TESPA incluye torneado de las camisas externa, media e interna según especificaciones de planos entregados. También es necesario el fresado de las guías macho en duralón y las guías hembra en acero AISI 1045. Adicionalmente, se cotizó la rectificada de la superficie del deslizador en donde se asientan las guías macho (tabla 4.5).

Tabla 4.5 Servicio de construcción en TESPA.

Cantidad	Pieza del brazo hidráulico	Trabajo a realizarse:	Costo [USD]
1	Camisa exterior	Torneados de dos alojamientos internos para rodamientos. Cuatro horas de trabajo	\$30,0
1	Camisa media	Torneados de dos alojamientos internos para rodamientos. Cuatro horas de trabajo	\$30,0
1	Camisa interna	Torneados de dos alojamientos internos para rodamientos. Cuatro horas de trabajo	\$30,0
1	Pasador solidario	Cilindrado a la medida y roscado. Cuatro horas de trabajo	\$35,0
4	Guía hembra	Desbaste hasta la medida indicada, fresado del canal con forma cola de milano. Acero AISI 1045 70 x 70 x 1400 mm. Dos semanas de trabajo.	\$2200,0
2	Guía macho	Fresado según planos, de dos piezas de duralón. Una semana de trabajo.	\$300,0
1	Deslizador	Rectificado de superficie de 300 x 150 mm. Tres horas de trabajo.	\$24,0

La construcción de las otras piezas que forman la máquina se llevará a cabo en el Taller de Mantenimiento Central de PRONACA (TMC). En este lugar laboran doce tecnólogos mecánicos, quienes dedican su trabajo principalmente al mantenimiento de furgones y de sus sistemas de refrigeración. Este taller cuenta con varias soldadoras, taladro de pedestal, cortadora de perfiles, oxicorte, dobladora, y toda la herramienta necesaria para la construcción del brazo hidráulico.



Figura 4.1 Taller de Mantenimiento Central (TMC)

La gerencia del CDS ha planificado destinar un trabajador a tiempo completo para que se haga cargo de la construcción del brazo hidráulico. El trabajo a realizarse es oxicorte, taladrado, machuelado, soldadura, montaje de rodamientos, ensamblaje general, pintura y etapa de pruebas. El tiempo programado de trabajo en el TMC para terminar la máquina es un mes, para lo cual se deberán tener listos los elementos maquinados en TESPA y comprados los materiales restantes.

Se puede estimar el costo de la hora de trabajo en 8 USD⁴¹ (incluye uso de maquinaria, herramientas, y dirección técnica). Si se trabajan ocho horas diarias durante un mes, el costo estimado del servicio de construcción en PRONACA

⁴¹ Valor medio usado en talleres de construcción metalmeccánica.

asciende a 1280 USD. Este monto será repartido sobre los costos unitarios de los distintos elementos construidos en el Taller de Mantenimiento Central, para esto se ha estimado el número de horas que tomará cada pieza.

4.5 ACCESORIOS

Dentro de la categoría accesorios, se encuentra la pintura anticorrosiva, electrodo para soldadura e imprevistos enlistados en la tabla 4.6.

Tabla 4.6 Costo de accesorios.

Material	Proveedor	Costo [USD]
Galón de pintura base anticorrosiva gris	DIPAC	\$11,10
Galón de pintura esmalte anticorrosiva verde	DIPAC	\$11,10
10 Kilos de electrodo marca Conarco 7018, 1/8"	DIPAC	\$19,70
Imprevistos	PRONACA	\$50,0

4.6 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

La estimación del costo total del proyecto (tabla 4.7) toma en cuenta los siguientes criterios:

- El costo unitario de camisa exterior, central e interna, y de guías hembra y macho; toma en cuenta el valor de los materiales que deberá comprar PRONACA más el costo del servicio de construcción en TESPA.
- El costo unitario de los elementos mecanizados en el TMC, toma en cuenta el valor de materiales más un valor estimado equivalente a las horas de construcción que tome cada pieza. Se ha tomado como referencia el valor de 8 USD la hora de servicio de construcción.
- El costo de los elementos mecánicos que deberán comprarse es el mismo cotizado.

- Se ha estimado que el ensamblaje, calibración e instalación tomará dos semanas; se trabajará ocho horas diarias por un valor de 8 USD la hora.

Tabla 4.7 Costo de construcción del proyecto.

	Elemento	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
Elementos mecanizados	Camisa exterior	1	\$40,00	\$40,00
	Camisa central	1	\$43,23	\$43,23
	Camisa interior	1	\$43,23	\$43,23
	Pasador solidario	1	\$57,10	\$57,10
	Guía hembra	4	\$592,61	\$2.370,44
	Guía macho	2	\$189,00	\$378,00
	Deslizador	1	\$189,55	\$189,55
	Brazo externo	1	\$42,44	\$42,44
	Brazo interno	1	\$54,96	\$54,96
	Torre	1	\$178,12	\$178,12
	Placa base	1	\$95,64	\$95,64
	Refuerzo torre	4	\$11,13	\$44,52
	Nervio base	8	\$10,10	\$80,80
	Tapa torre	1	\$12,17	\$12,17
	Gancho	1	\$34,43	\$34,43
	Unión cilindro – placa	1	\$28,00	\$28,00
	Manija	1	\$40,10	\$40,10
Elementos Comprados	Rodamiento 33205 marca NTN	4	\$10,89	\$43,56
	Rodamiento 62012RSRC3 marca FAG	1	\$3,55	\$3,55
	Rodamiento 7201BTVP marca FAG	1	\$11,18	\$11,18
	Tuercas 1" UNF	2	\$0,77	\$1,53
	Rodelas acero 1" de presión	2	\$0,12	\$0,23
	Rodelas planas galvanizadas 1"	2	\$0,20	\$0,39
	Pernos de acero UNF G8 1" x 12"	2	\$28,53	\$57,05
	Pernos HILTI anclaje ¾" x 4 ¼"	8	\$2,60	\$20,80
	Tuercas paso normal, grado 8.8, 8 x 1,25 mm	12	\$0,04	\$0,48
	Pernos allen , grado 8.8, 8 x 1,25x 50 mm	22	\$0,35	\$7,70
Sistema hidráulico	Unidad T20 para elevar 250 kg	1	\$2.480,00	\$2.480,00
	Cilindro hidráulico 3" X 60" carrera, doble efecto	1	\$780,00	\$780,00
Accesorios	Galón de pintura base anticorrosiva gris	1	\$11,10	\$11,10
	Galón de pintura esmalte anticorrosiva verde	1	\$11,10	\$11,10
	Kilo de electrodo marca Conarco 7018, 1/8"	10	\$1,97	\$19,70
	Imprevistos	1	\$50,00	\$50,00
Montaje y calibración	Montaje, pruebas, instalación de todos los elementos, 2 semanas	1	\$640,00	\$640,00
			SUBTOTAL	\$ 7.871,10
			IVA 12%	\$ 943,96
			TOTAL	\$ 8.815,63

Adicionalmente el costo total del proyecto debe contemplar el valor del trabajo intelectual del diseño de la máquina. El presente Proyecto de Titulación constituye el diseño en sí de la máquina, que en este caso no tiene un valor efectivo por considerarse un aporte de la Escuela Politécnica Nacional a la industria ecuatoriana y al diseño de maquinaria en el país. Sin embargo, para acercarse a la realidad, se considerará un monto estimado por el valor del diseño de la máquina como se muestra en la tabla 4.8.

Tabla 4.8 Costo total del proyecto.

	Monto
Diseño del brazo hidráulico para movilizar carne de cerdo faenado.	2.000,00 USD
Costo de construcción del proyecto.	8.815,33 USD
Costo total del proyecto.	10.815,33 USD

El costo total del presente proyecto asciende a **10.815 USD** como se detalla en las tablas 4.7 y 4.8.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El objetivo de este capítulo es presentar las conclusiones obtenidas luego de finalizado el proyecto, así como también señalar algunas recomendaciones a considerar para la construcción del presente diseño. Estas sugerencias han sido formuladas a partir del análisis de alternativas de solución, diseño de los componentes del brazo hidráulico, selección de elementos mecánicos y análisis financiero. Sin duda, se ha cumplido la meta fundamental del presente trabajo: llevar a la práctica los conocimientos teóricos recibidos durante la formación universitaria y fomentar las relaciones entre el sector universitario y la industria.

5.1 CONCLUSIONES

Las conclusiones a las que se ha llegado luego de haber finalizado el proyecto son las siguientes:

1. Se cumplió con los objetivos del proyecto, esto es: 1) Diseñar los componentes para la estructura del brazo hidráulico y seleccionar adecuadamente los elementos mecánicos necesarios, que en conjunto forman la máquina. 2) Realizar un breve estudio de los fundamentos teóricos sobre tecnología hidráulica para aplicaciones industriales de elevación de carga; y especificar los criterios técnicos de selección de un sistema hidráulico; y 3) Realizar planos de despiece, de conjunto y de montaje de los componentes diseñados para el brazo hidráulico propuesto.
2. El diseño del brazo hidráulico para movilizar carne de cerdo faenada cumple con las expectativas y especificaciones de la Gerencia del CDS PRONACA. Los diseños finales satisfacen los requerimientos de capacidad de carga,

velocidad de elevación, carrera, forma y geometría de tal manera que el brazo se mueva fácilmente hasta las posiciones extremas.

3. La implementación del brazo hidráulico al proceso de descarga de carne de cerdo faenada, constituye una solución al problema de salud ocupacional en los trabajadores, ocasionado por el peso que cargan sobre sus hombros y espalda. El diseño de la máquina evitará este esfuerzo indebido, mejorando así las condiciones de trabajo.
4. El consumir el presente proyecto ayudará a conservar la inocuidad recomendada en industrias alimenticias. El uso del brazo hidráulico evita el contacto del obrero con el cerdo faenado, mejorando así las condiciones de asepsia en el manejo de carne para consumo humano.
5. Una herramienta útil para el diseño de elementos de máquinas es el software ALGOR, que gracias al uso del análisis por elementos finitos facilita el estudio de piezas de geometría complicada bajo esfuerzos combinados; permitiendo así determinar la resistencia del material, su deformación y el factor de seguridad en el caso crítico.
6. El diseño de elementos de máquinas usando la tecnología CAD mediante programas como Autodesk Inventor Profesional y Autocad 2008 facilita el proceso iterativo característico del diseño.
7. Para dar solución al problema planteado por PRONACA, la alternativa más económica es el diseño y construcción de un brazo hidráulico cuyo costo de construcción es 8810,29 USD. Las alternativas de solución tales como la compra de un montacargas y un tecele montado sobre un puente grúa son caras y poco adecuadas para este caso específico.
8. El factor de seguridad con el cual se diseñaron los componentes del presente proyecto es dos, lo cual brindará confiabilidad durante el funcionamiento normal del brazo hidráulico.

9. En el Centro de Distribución Sur PRONACA, el proyecto de construcción del brazo hidráulico será complementario a la innovación del sistema de transporte de carne de cerdo faenado desde FRIMACA en Santo Domingo de los Tsachilas, impulsando un sistema de gestión de calidad interno. El proyecto completo consiste en la incorporación del brazo hidráulico, cambio de rieles y ganchos en los furgones refrigerados y uso de coches adecuados en el CDS.
10. En este Proyecto de Titulación, el apoyo y soporte decidido de la alta Dirección de la empresa auspiciante, y la cooperación de los obreros, quienes aportaron con ideas y expectativas sobre el brazo hidráulico, ha sido fundamental para lograr los objetivos planteados. Se comprobó una vez más que un buen diseño se logra al involucrar los criterios de las personas que manejarán la máquina, de esta manera se logra vincular al trabajador como parte de la solución.

5.2 RECOMENDACIONES

1. El diseño de máquinas y procesos en el país es casi nulo, ésto obedece a varias razones, una de ellas es la carencia de departamentos de ingeniería en empresas grandes. Es fundamental que exista un equipo de profesionales cuya misión al interior de la organización sea solucionar problemas con sustento técnico; y a la vez aportar al país creando oportunidades de investigación y trabajo.
2. Una vez que el brazo hidráulico sea construido se deben tomar algunas precauciones para su buen mantenimiento. Se deberá aplicar pintura anticorrosiva a todo el sistema puesto que trabaja bajo condiciones de alta humedad. Es importante verificar la lubricación en las guías de deslizamiento para evitar un desgaste anticipado de las piezas de duralón.

3. Durante la construcción del brazo hidráulico se deberán respetar los planos elaborados y sus tolerancias, especialmente para los elementos que forman el sistema de deslizamiento.
4. Una vez construida la máquina, se deben cumplir con las especificaciones de carga, teniendo como máximo 180 kg equivalente a dos cerdos faenados.
5. Es importante capacitar adecuadamente a los obreros que usarán esta máquina para que se de un uso y mantenimiento adecuado. Toda innovación involucra un cambio de mentalidad que se la consigue con procesos de educación y motivación.
6. El diseño de un brazo hidráulico para movilizar carne debe ser hecho en base a un estudio de necesidades y de acuerdo a la realidad de cada empresa y al tipo de producto.
7. El diseño de elementos de máquinas 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 generalizado. Sin embargo, en caso de requerir mejores propiedades se recomienda recurrir al uso de aceros especiales, siempre y cuando su aplicación justifique la inversión.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LIBROS

- 1) SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta. Ed., México, McGraw-Hill, 1993.
- 2) NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, 4ta. Ed., México, Prentice Hall, 1999.
- 3) MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, 1ra. Ed., México, McGraw-Hill, 1984.
- 4) CURTIS HOWARD D., Fundamentals of Aircraft Structural Analysis, 1ra. Ed., Estados Unidos, Irwin, 2005.
- 5) CLIFFORD D. Y WILLAMS H., Diseño de Estructuras Metálicas, 2da. Ed., México, Continental, 1985.
- 6) SHIGLEY JOSEPH, Manual de Diseño Mecánico, 4ta. Ed., México, McGraw-Hill, 1989.
- 7) RESHETOV, Elementos de Máquinas, 1ra. Ed., URSS, Vneshtorgizdaaat, 1981.
- 8) BRESLER B., Diseño de Estructuras de Acero, 1ra. Ed., Wiley, Limusa, 1970.
- 9) INEN, Código de Dibujo Técnico Mecánico, Quito, 1981.
- 10) HARRY STEWART, A B C de los Circuitos Hidráulicos, 2da. Ed., México, Diana, 1980.
- 11) MERKLE C., Hidráulica- Manual de Estudio- Nivel Básico, 1ra. Ed., Colombia, FESTO, 1989.
- 12) GLOWINSKI R., Energy Methods in Finite Element Análisis, 1ra. Ed., Estados Unidos, John Wiley&Sons, 1979, p 93-94.

- 13) BICKFORD WILLIAM, Advanced Mechanics of Materials, 1ra. Ed., Estados Unidos, Addison-Wesley, 1998, p 322 – 335.
- 14) TAPIA R. y VILLACÍS J., Diseño y Construcción de una Grúa Hidráulica para un Taller Automotriz, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en la especialización de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, diciembre, 1992.
- 15) LANDETA B. y MAYA L., Diseño y Construcción de una Máquina Elevadora para Personal de Mantenimiento, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en la especialización de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, junio, 2004.
- 16) MUÑOZ C. y ALBÁN I., Diseño y Construcción de una Grúa Telescópica Manual, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero en la especialización de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, abril, 1994.

MANUALES

- 1) AISC, Manual of Steel Construction, 8va. Ed. American Institute of Steel Construction, Chicago.
- 2) Varios, Guía de Usuario de ALGOR V19., Introducción a ALGOR FEA.
- 3) Varios, Manual de Anclajes HILTI, Ed. 2004.
- 4) SKF, Catálogo General SKF, 2008.
- 5) HERMANN JÛTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica GTZ, 3ra. Ed., Barcelona, Reverté, 1984.

DIRECCIONES INTERNET

- 1) <http://www.textoscientificos.com/polimeros/nylon> [Consulta: marzo 2008]
- 2) http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm [Consulta: marzo 2008]
- 3) <http://www.skf.com/portal/skf/home/products> [Consulta: marzo 2008]
- 4) <http://www.hilti.es> [Consulta: marzo 2008]
- 5) <http://www.ipac-acero.com> [Consulta: febrero 2008]
- 6) <http://www.princehyd.com> [Consulta: enero 2008]

ANEXOS

ANEXO 1 COTIZACIONES DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

ANEXO 2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS

ANEXO 3 PROPIEDADES DE PERFILES ESTRUCTURALES

ANEXO 4 PROPIEDADES DE RODAMIENTOS

ANEXO 5 ELEMENTOS DE SUJECCIÓN: TORNILLOS Y PERNOS DE ANCLAJE

**ANEXO 6 ESPECIFICACIONES DEL CILINDRO HIDRÁULICO Y
VÁLVULA DIRECCIONAL**

ANEXO 7 TABLAS DE PROPIEDADES DE SOLDADURA

**ANEXO 8 COTIZACIONES DE MATERIALES Y SERVICIO DE
CONSTRUCCIÓN**

ANEXO 9 FOTOS

ANEXO 10 PLANOS

LISTA DE PLANOS

NOMBRE	CÓDIGO
CONJUNTO	1.2375.A1
BRAZO EXTERIOR	1.2375.B1
CAMISA CENTRAL	1.2375.B1.1
CAMISA MEDIA	1.2375.B1.2
BRAZO INTERIOR	1.2375.B2
PASADOR SOLIDARIO	1.2375.B2.1
CAMISA EXTERNA	1.2375.B2.2
TOPE SUPERIOR	1.2375.B3
TOPE INFERIOR	1.2375.B4
PASADOR EXTERNO	1.2375.B5
MANIJA	1.2375.B6
GANCHO	1.2375.B7
DESLIZADOR	1.2375.C1
GUIA MACHO	1.2375.C1.1
SOPORTE BRAZO	1.2375.C1.2
GUÍA HEMBRA	1.2375.C2
TORRE	1.2375.D1
CIRCUITO HIDRÁULICO	1.2375.E1



Guías hembra fresadas y deslizador.



Unión deslizador-cilindro hidráulico.



Brazo interno y externo.



Soldadura de componentes.



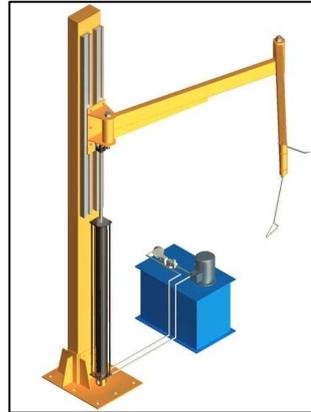
Brazo hidráulico con sus diseñadores: Pablo Carvajal y Rafael Soria.

ANEXO 11 PLAN DE MANTENIMIENTO

PLAN DE MANTENIMIENTO

BRAZO HIDRÁULICO

- Capacidad máxima: 180 kg
- Altura máxima: 2.80 m
- Carrera: 90 cm
- Potencia máxima: 1,5 hp
- Voltaje: 220 V
- Frecuencia: 60 Hz



No.	ACTIVIDAD	ANTES DE USAR	MENSUAL	ANUAL
1	Revisar lubricación de guías de deslizamiento	x		
2	Verificar conexiones hidráulicas	x		
3	Verificar conexión eléctrica	x		
4	Cambiar rodamientos			x
5	Cambiar guías de deslizamiento de duralón			x
6	Cambiar aceite hidráulico			x
7	Renovar la capa de pintura anticorrosiva			x
8	Mantenimiento del tablero de control		x	
9	Cambio de sellos hidráulicos			x
10	Mantenimiento de la unidad hidráulica		x	
11	Cambio de mangueras hidráulicas			x
12	Verificar estado de pernos de anclaje		x	
13	Limpieza completa de la máquina		x	
14	Lubricación de rodamientos con grasa		x	
15	Verificar estado de pintura anticorrosiva		x	