

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de un volteador de bins de 2000 libras de capacidad para la industria
camaronera

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

José Francisco Cobos Boderó

Fabio Aaron Vargas Espinoza

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

Dedicatoria

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mi familia y amigos por su apoyo incondicional a lo largo de este arduo viaje académico. Su amor, comprensión y ánimo fueron fundamentales para que pudiera alcanzar esta meta. Sin su apoyo, este logro no habría sido posible. Estoy eternamente agradecido por tenerlos en mi vida.

José Francisco Cobos Boderó

Dedicatoria

El presente proyecto lo dedico a aquellos que han sido mi fuente inagotable de apoyo, inspiración y amor. A mis seres queridos, familiares y amigos, quienes han estado a mi lado en cada paso de este camino, brindándome aliento y alzando mi espíritu en los momentos de dificultad. También, dedico este logro a la ESPOL que ha sido parte de mi crecimiento académico y profesional, proporcionando el conocimiento y las herramientas necesarias para llevar a cabo esta labor. Sin el apoyo incondicional de todos ustedes, este proyecto no habría sido posible.

Fabio Aaron Vargas Espinoza

Agradecimientos

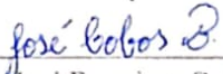
Nuestro agradecimiento se dirige a nuestros seres queridos, por su apoyo incondicional durante tantos años de estudio. A la Escuela Superior Politécnica del Litoral, por brindarnos la oportunidad de crecer profesional y académicamente en esta prestigiosa institución. A nuestros profesores y tutores, por impartirnos los conocimientos necesarios para enfrentar los desafíos a lo largo de la carrera. Su apoyo ha sido fundamental en el desarrollo de este trabajo de titulación.

José Francisco Cobos Bodero

Fabio Aaron Vargas Espinoza

Declaración Expresa

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución: José Francisco Cobos Bodero y Fabio Aaron Vargas Espinoza damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



José Francisco Cobos
Bodero



Fabio Aaron Vargas
Espinoza

Evaluadores

Miguel Quilambaqui Jara, PhD

Profesor de la Materia

Livingston Castro Valladares, MSc

Tutor de proyecto

Resumen

El camarón es considerado una de las fuentes de ingreso de mayor importancia del Ecuador seguido del petróleo, alcanzando cifras que superan los 6200 millones de dólares en el 2022. La alta productividad del camarón ha hecho que la demanda en sus máquinas crezca. El principal propósito del siguiente proyecto es elaborar un volteador de bins con una capacidad de 2000 lb para generar mayor rendimiento en las exportaciones del país.

El diseño de esta máquina se centró en la industria alimentaria, dadas las normas ISO 22000, se eligió el acero inoxidable AISI 304 como material para las partes que estarán en contacto con el camarón. Se emplearon modelos matemáticos de diseño mecánico y software de simulación para diseñar y seleccionar las partes que compondrían el volteador de bins, asegurando su correcto funcionamiento.

Los resultados incluyen la determinación de componentes internos como la estructura sólida del equipo (estructura fija y móvil), circuito hidráulico compuesto principalmente por su pistón con un avance de 700 mm, con una bomba hidráulica a 270 bar y circuito eléctrico equiparado con un motor eléctrico a 3HP y 1200RPM.

Por último, a través de cálculos, simulaciones y la creación de modelos CAD y planos, se logró diseñar el volteador de bins, cuyo costo de fabricación ronda los \$3603, haciendo del proyecto una opción rentable en comparación con las alternativas disponibles en el mercado nacional.

Palabras Clave: Volteador de bins, acero inoxidable AISI 304, camarón, diseño, simulación.

Abstract

Shrimp is considered one of the most important sources of income in Ecuador, followed by oil, reaching figures that exceed 6200 million dollars in 2022. The high productivity of shrimp has made the demand for its machines grow. The main purpose of the following project is to develop a bin tipper with a capacity of 2000 lb to generate higher performance in the country's exports.

The design of this machine was focused on the food industry, given the ISO 22000 standards, AISI 304 stainless steel was chosen as the material for the parts that will be in contact with the shrimp. Mathematical models of mechanical design and simulation software were used to design and select the parts that would make up the bin tipper, ensuring its correct operation.

The results include the determination of internal components such as the solid structure of the equipment (fixed and mobile structure), hydraulic circuit composed mainly by its piston with an advance of 700 mm, with a hydraulic pump at 270 bar and electric circuit equipped with an electric motor at 3HP and 1200RPM.

Finally, through calculations, simulations and the creation of CAD models and drawings, it was possible to design the bins tipper, whose manufacturing cost is around \$3603, making the project a cost-effective option compared to the alternatives available in the domestic market.

Keywords: Bin tipper, stainless steel AISI 304, shrimp, design, simulation.

Índice General

Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice General.....	III
Abreviaturas.....	VI
Simbología.....	VII
Índice de figuras.....	X
Índice de tablas.....	XIV
Índice de Planos.....	XVI
Capítulo 1.....	1
1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del problema.....	3
1.3 Justificación del problema.....	3
1.4 Objetivos.....	4
1.4.1 Objetivo general.....	4
1.4.2 Objetivos específicos.....	4
1.5 Marco teórico.....	5
1.5.1 La industria del camarón en el Ecuador.....	5
1.5.1.1 Industria.....	5
1.5.1.2 Especies producidas.....	5
1.5.1.3 Importancia de la industria del camarón.....	5
1.5.1.4 Proceso de producción del camarón.....	6
1.5.1.5 Recepción de materia prima.....	7
1.5.1.6 Clasificación.....	7
1.5.1.7 Descabezado.....	8
1.5.1.8 Pesado y empaque.....	8
1.5.1.9 Glaseado.....	9

1.5.1.10	Congelación y almacenamiento.....	10
1.5.1.11	Limpieza, transporte y cierre.....	10
1.5.2	Equipos y maquinaria utilizada en el procesamiento del camarón	11
Capítulo 2.....		14
2.1	Metodología	15
2.2	Proceso de diseño	15
2.3	Requerimientos de diseño	16
2.4	Especificaciones de diseño.....	16
2.5	Normas y estándares.....	17
2.6	Planteamiento de alternativas.....	18
2.7	Análisis de alternativas.....	19
2.8	Selección de las alternativas de Diseño.....	21
2.9	Diseño detallado de los componentes	23
2.9.1	Estructura móvil.....	23
2.9.2	Estructura Fija.....	24
2.9.3	Sistema de mando y control.....	24
2.9.3.1	Dimensionamiento Pistón hidráulico.....	25
2.9.3.2	Selección Bomba Hidráulica	25
2.9.3.3	Selección Manguera hidráulica	28
2.9.3.4	Selección Motor Eléctrico	29
2.9.4	Diseño del eje de giro	30
2.9.4.1	Diseño de pernos para el eje de giro.....	30
2.9.5	Selección de rodamientos eje Pivote.....	30
2.9.6	Diseño de pernos estructura fija.....	31
2.9.7	Diseño de barra de sujeción	31
2.9.8	Diseño del pasador del cilindro hidráulico	31
2.10	Simulación de Elementos Mecánicos.....	32

2.11	Elaboración de Planos de Construcción	32
Capítulo 3	33
3.1	Resultados de las Alternativas de Diseño	34
3.2	Resultados diseño de forma.....	34
3.3	Estructura Móvil.....	35
3.3.1	Análisis de elementos finitos de la estructura móvil	35
3.3.2	Resultados elemento transversal estructura móvil	35
3.4	Estructura Fija	36
3.4.1	Resultados Elemento Transversal	37
3.5.1.1	Resultados de la Selección Bomba Hidráulica	38
3.5.1.2	Resultados de la selección Bomba Hidráulica.....	38
3.5.1.3	Resultados de la Selección Manguera Hidráulica	39
3.5.1.4	Resultados selección Motor Eléctrico	40
3.6	Resultados del Eje de Giro	41
3.6.1	Resultados de Pernos para Eje de Giro	42
3.7	Resultados Rodamientos Eje del Pivote.....	43
3.8	Resultados Pernos Estructura Fija.....	43
3.9	Resultados Barra de Sujeción del Bin	44
3.10	Resultados Pasador del Cilindro Hidráulico	44
3.11	Resultados de las simulaciones	45
3.12	Análisis de Costos	52
Capítulo 4	58
4.1	Conclusiones y recomendaciones.....	59
4.1.1	Conclusiones	59
4.1.2	Recomendaciones	60
Apéndice A	63
Apéndice B	142

Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
ISO	International Standards Organization.
CAD	Diseño Asistido por computadora.
MPH	Milésimas de pulgadas por hora
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
Tmar	Tasa Media Anual de Reducción

Simbología

F_{avance}	Fuerza de avance
$F_{retorno}$	Fuerza de retorno
P_{aceite}	Presión del aceite
$A_{pistón}$	Área del pistón
D_e	Diámetro del émbolo
D_v	Diámetro del vástago
$\{\hat{f}\}$	Vector de cargas local
$[\hat{k}]$	Matriz de rigidez local
$\{\hat{d}\}$	Vector de desplazamientos local
$[T]$	Matriz de transformación
σ_a	Esfuerzo de tracción
σ_b	Esfuerzo de flexión
τ	Esfuerzo cortante
η	Factor de seguridad
M	Momento
I	Inercia
C_{CA}	Resistencia a la fatiga
C_{TE}	Factor de temperatura

C_{SU}	Factor de superficie
C_R	Factor de confiabilidad
C_{TA}	Factor de tamaño
D	Diámetro del pistón
F_p	Fuerza para elevar el cilindro
V_a	Volumen de avance
V_r	Volumen de retroceso
F_{crit}	Carga crítica
E	Módulo de elasticidad del material
L_p	Longitud de pandeo
σ_a	Esfuerzo de tracción
k	Factor de pandeo
C	Carrera real del cilindro
P_1	Presión de entrada en el cilindro
$A_{pistón}$	Área del pistón
W_c	Carga de empuje del cilindro hidráulico
P_2	Presión de salida en el cilindro
U_v	Velocidad de salida del vástago
Z	Avance del vástago

t	Tiempo
Q_b	Caudal de la bomba
V_C	Volumen del cilindro
P_b	Presión de la bomba
P_H	Potencia hidráulica
D_{as}	Diámetro de tubería de aspiración
V_{as}	Velocidad de tubería de aspiración
D_{im}	Diámetro de tubería de impulsión
V_{im}	Velocidad de tubería de impulsión
P_U	Potencia Útil
P_C	Potencia del cilindro hidráulico
P_M	Potencia del motor eléctrico
k_n	Concentrador de esfuerzos
r	Radio
C_r	Capacidad básica de carga dinámica radial
S_o	Factor de seguridad estático
σ_{VM}	Esfuerzo equivalente de Von Mises

Índice de figuras

Figura 1.1 Etapas del procesamiento de camarón (Ecobusiness Fund, 2021).....	6
Figura 1.2 Inspección visual del camarón (Ecobusiness Fund, 2021).....	7
Figura 1.3 Inspección visual del camarón (Ecobusiness Fund, 2021).....	8
Figura 1.4 Empaquetado del camarón (Ecobusiness Fund, 2021).....	9
Figura 1.5 Glaseado del camarón (Ecobusiness Fund, 2021).....	9
Figura 1.6 Congelación y almacenamiento (Ecobusiness Fund, 2021).....	10
Figura 1.7 Limpieza de equipos y herramientas (Ecobusiness Fund, 2021)	11
Figura 2.1 Diagrama de flujo del proceso de diseño del volteador de bins.	16
Figura 2.2 Matriz de valor vs dificultad.....	18
Figura 2.3 Alternativa de diseño 1	19
Figura 2.4 Alternativa de diseño 2	20
Figura 2.5 Alternativa de diseño 3	20
Figura 3.1 Diseño de forma del volteador de bins	34
Figura 3.2 Esquema sistema de mando y control	41
Figura 3.3 Mallado de la estructura fija	45
Figura 3.4 Esfuerzo de Von Mises en la estructura fija.....	46
Figura 3.5 Mallado de la estructura móvil	46
Figura 3.6 Esfuerzo de Von Mises de la estructura móvil.....	47
Figura 3.7 Mallado de la cabina.....	47
Figura 3.8 Esfuerzo de Von Mises en la cabina.....	48
Figura 3.9 Mallado del eje pivote	48
Figura 3.10 Esfuerzo de Von Mises del eje pivote	49
Figura 3.11 Mallado del vástago del cilindro	49
Figura 3.12 Esfuerzo de Von Mises vástago del cilindro	50
Figura 3.13 Mallado de la camisa del cilindro.....	50
Figura 3.14 Esfuerzo de Von Mises sobre la camisa del cilindro.....	51
Figura A. 1 Dimensiones de la estructura fija.....	63
Figura A. 2 Dimensiones de la estructura móvil.....	64
Figura A. 3 DCL de la estructura móvil en la posición 1	65
Figura A. 4 Diagrama de cuerpo libre de la estructura móvil en la posición 2	66
Figura A. 5 Diagrama de cuerpo libre de la estructura móvil en la posición 3	67

Figura A. 6 Estructura fija discretizada mediante elementos tipo viga bidimensionales	69
Figura A. 7 Sistemas de coordenadas local y global para elementos horizontales.....	72
Figura A. 8 Sistemas de coordenadas local y global para el elemento 7 (vertical)	74
Figura A. 9 Matriz de rigidez global simplificada.....	77
Figura A. 10 Diagrama de cuerpo libre del elemento crítico.....	79
Figura A. 11 Diagrama de fuerza cortante (elemento 4)	80
Figura A. 12 Diagrama de momento flector (elemento 4).....	80
Figura A. 13 Puntos de esfuerzo crítico sobre el perfil estructural cuadrado	82
Figura A. 14 Estado de esfuerzos	82
Figura A. 15 Elemento transversal.....	83
Figura A. 16 Elemento estructural transversal (plano XY)	83
Figura A. 17 Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XY).....	84
Figura A. 18 Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XY).....	84
Figura A. 19 Elemento estructural transversal (plano XZ).....	85
Figura A. 20 Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XZ)	85
Figura A. 21 Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XZ)	86
Figura A. 22 Distribución de los esfuerzos debido a las cargas por separado.....	86
Figura A. 23 Discretización de la estructura móvil	90
Figura A. 24 Elemento crítico de la estructura móvil.....	90
Figura A. 25 Diagrama de fuerza cortante (elemento 5)	91
Figura A. 26 Diagrama de momento flector (elemento 5).....	91
Figura A. 27 Puntos de esfuerzo crítico sobre el perfil estructural rectangular.....	93
Figura A. 28 Elemento transversal de la estructura móvil.....	93
Figura A. 29 Elemento estructural transversal (plano XZ).....	94
Figura A. 30 Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XZ)	94
Figura A. 31 Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XZ)	95
Figura A. 32 Elemento estructural transversal (plano XY)	95

Figura A. 33 Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XY).....	96
Figura A. 34 Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano X).....	96
Figura A. 35 Distribución de los esfuerzos debido a las cargas por separado.....	97
Figura A. 36 Dimensiones del cilindro hidráulico seleccionado	100
Figura A. 37 Distancia entre ejes en la posición inicial ($\theta=90^\circ$).....	101
Figura A. 38 Extensión máxima del pistón ($\theta=125^\circ$).....	102
Figura A. 39 Factor de pandeo según el tipo de apoyo en los extremos del cilindro	104
Figura A. 40 Manguera Hidráulica MEGATECH.....	108
Figura A. 41 Dimensiones iniciales del eje de giro.	110
Figura A. 42 Diagrama de cuerpo libre (Plano XY).....	111
Figura A. 43 Diagrama de cuerpo libre (Plano XZ)	111
Figura A. 44 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje de giro (Plano XY) .	112
Figura A. 45 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje de giro (Plano XZ)..	112
Figura A. 46 Concentradores de esfuerzos teóricos 1.....	114
Figura A. 47 Concentradores de esfuerzos teóricos 2.....	115
Figura A. 48 Factores de sensibilidad.....	116
Figura A. 49 Junta empernada para el eje de giro.....	118
Figura A. 50 Fuerzas primaria y secundaria sobre cada perno	119
Figura A. 51 Perno Hex	121
Figura A. 52 Catálogo de NTN.....	123
Figura A. 53 Aplicaciones catálogo NTN.....	123
Figura A. 54 Fuerzas locales sobre el elemento 6 de la estructura fija.....	124
Figura A. 55 Chapa metálica donde se colocan el par de pernos de anclaje	125
Figura A. 56 Fuerzas sobre el perno de anclaje	125
Figura A. 57 Estado de esfuerzos del punto crítico “a”	125
Figura A. 58 Fuerzas sobre el perno que sujeta la chumacera a la estructura fija.....	128
Figura A. 59 Diagrama de cuerpo libre del bin en la posición de descarga	129

Figura A. 60 Diagrama de cuerpo libre de la barra que sostiene al bin en la posición de descarga	130
Figura A. 61 Diagrama de fuerza cortante de la barra de sujeción	130
Figura A. 62 Diagrama de momento flector de la barra de sujeción	131
Figura A. 63 Puntos críticos en la sección transversal de la barra.....	131
Figura A. 64 Pasador superior del cilindro	133
Figura A. 65 DCL del pasador en el plano ZY	134
Figura A. 66 Diagrama de fuerza cortante pasador	134
Figura A. 67 Diagrama momento flector pasador	134
Figura A. 68 DCL del pasador en el plano ZX	135
Figura A. 69 Diagrama de fuerza cortante pasador ZX.....	135
Figura A. 70 Diagrama momento flector pasador ZX	135

Índice de tablas

Tabla 2.1 Requerimientos de diseño del volteador de bins	16
Tabla 2.2 Escala de juicio de Saaty (Mendoza, Solano, Palencia, & García, 2018)	22
Tabla 2.3 Pesos de los criterios de selección	22
Tabla 2.4 Matriz de decisión del volteador [Elaboración Propia]	23
Tabla 3.1 Resultados cargas críticas	35
Tabla 3.2 Resultados discretización estructura móvil.....	35
Tabla 3.3 Resultados elemento transversal estructura móvil.....	35
Tabla 3.4 Reacciones en los empotramientos	36
Tabla 3.5 Resultados de esfuerzos y factor de seguridad estructura fija	36
Tabla 3.6 Resultados del elemento transversal	37
Tabla 3.7 Resultados selección del Pistón	38
Tabla 3.8 Resultados datos de la Bomba	38
Tabla 3.9 Resultados de la Selección Manguera Hidráulica.....	39
Tabla 3.10 Tipos de manguera hidráulica.....	39
Tabla 3.11 Resultados Motor Eléctrico	40
Tabla 3.12 Resultados Sección B.....	40
Tabla 3.13 Resultados Sección C.....	41
Tabla 3.14 Resultados de pernos para eje de giro.....	41
Tabla 3.15 Resultados rodamientos eje pivote	42
Tabla 3.16 Resultado perno Anclaje.....	42
Tabla 3.17 Resultado perno Pivote	43
Tabla 3.18 Resultados Barra de Sujeción del Bin.....	43
Tabla 3.19 Resultados Pasador del Cilindro Hidráulico.....	43
Tabla 3.20 Costos de los materiales de la estructura [Elaboración propia]	54
Tabla 3.21 Costos de los materiales del circuito hidráulico [Elaboración propia]	55
Tabla 3.22 Costos de los materiales del circuito eléctrico [Elaboración propia].....	55
Tabla 3.23 Costos mecanizado y fabricación [Elaboración Propia]	56
Tabla 3.24 Costo Total [Elaboración Propia]	56
Tabla 3.25 Variables económicas para el análisis de viabilidad [Elaboración Propia]	56
Tabla 3.26 Tabla de amortización [Elaboración Propia]	57
Tabla 3.27 Flujo de caja de la inversión [Elaboración Propia].....	57
Tabla A. 1 Condiciones de frontera (desplazamientos y rotaciones).....	71

Tabla A. 2 Condiciones de frontera (Cargas externas)	72
Tabla A. 3 Propiedades mecánicas del acero AISI A500	72
Tabla A. 4 Propiedades geométricas de los perfiles estructurales	73
Tabla A. 5 Reacciones en los empotramientos	81
Tabla A. 6 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero.....	129

Índice de Planos

PLANO 1	Croquis 3D Estructura fija
PLANO 2	Croquis 3D Estructura Móvil
PLANO 3	Cabina
PLANO 4	Eje conector
PLANO 5	Rodamiento
PLANO 6	Cuerpo cilíndrico
PLANO 7	Vástago
PLANO 8	Pin de sujeción
PLANO 9	Tuerca M10
PLANO 10	Tornillo M14
PLANO 11	Tuerca M14
PLANO 12	Arandela M14
PLANO 13	Tornillo M30
PLANO 14	Tuerca M30
PLANO 15	Arandela M30
PLANO 16	Volteador Ensamble

Capítulo 1

1.1 Introducción

Ecuador, con su extensa línea costera bañada por las aguas cálidas del océano Pacífico, posee condiciones ideales para la cría y producción de camarones. Desde sus inicios modestos en la década de 1960, la acuicultura de camarones ha evolucionado de manera impresionante. La abundancia de recursos naturales y una mano de obra comprometida han contribuido a que Ecuador se posicione como uno de los principales exportadores de camarones a nivel mundial. La producción se ha multiplicado de manera significativa, y con ella, el desafío de gestionar eficazmente esta floreciente industria. (Piedrahita, 2018)

Una de las innovaciones tecnológicas más destacadas en esta evolución ha sido la introducción del "volteador de bins" en los procesos de cultivo y recolección de camarones. Estas máquinas desempeñan un papel crucial en la eficiencia y productividad de la industria camaronera. Los "bins" o contenedores utilizados para el transporte y almacenamiento de los camarones son pesados y voluminosos, lo que hace que su manipulación manual sea costosa en términos de tiempo y recursos humanos. El volteador de bins ha venido a revolucionar este aspecto, automatizando gran parte del proceso de carga y descarga de camarones, aumentando la velocidad y reduciendo los riesgos laborales asociados con la manipulación manual.

Sin embargo, este crecimiento explosivo y la implementación de maquinaria como el volteador de bins también han traído consigo una serie de desafíos y problemáticas que deben ser abordados de manera responsable y sostenible. Por lo tanto, el propósito del siguiente proyecto es como el diseño del volteador de bins puede afectar la industria en aspectos económicos, ambientales y sociales.

1.2 Descripción del problema

La producción y exportación del camarón tiene un gran impacto en la economía ecuatoriana. De acuerdo con la Cámara Nacional de Acuicultura (2023) este rubro se posicionó como el primer producto de exportación no petrolero con el más alto ingreso para el país, superando los 6200 millones de dólares en exportaciones frente a los 2700 millones de dólares del banano. Esto se debe al incremento de la producción con el aumento del volumen de exportación y el precio de venta del camarón (Zúñiga, 2023).

Actualmente, en el Ecuador, alrededor de 240000 hectáreas están destinadas para el cultivo de camarón. El 61% de las camaroneras se localizan en zona de playa y el resto en tierras altas. Por esto, la provincia del Guayas cuenta con la mayor extensión de camaroneras a nivel nacional, con el 66%, seguida por las provincias de El Oro, Manabí, Esmeraldas y Santa Elena (Gonzabay Crespín, 2021).

Con el actual crecimiento de las exportaciones de camarón en Ecuador, se evidencia un incremento en la demanda de maquinaria industrial para el sector acuícola. Sin embargo, esta se supe con importaciones de países como EE. UU., China y España, debido a la escasez existente en la oferta nacional de tales equipos (Pizarro, 2023).

Por esto, surge la necesidad de diseñar máquinas a nivel nacional que cumplan con estándares de calidad y precio para satisfacer las necesidades de las plantas procesadoras de camarón, por lo que en el presente proyecto se diseñará una máquina volteadora de bins, que permita descargar 2000 libras de camarón.

1.3 Justificación del problema

Actualmente, la industria camaronera en el Ecuador sobrepasa los valores financieros usualmente liderados por el sector bananero. Esto son buenas noticias para el sector económico del país, pero también implica que, para seguir en dicho puesto, las exigencias y estándares de

calidad cada vez serán mayores. Esta industria representa uno de los principales sectores exportadores no petroleros del Ecuador (Amerise, 2023).

Los diseños utilizados hoy en día en la industria son importados. Los que son fabricados a nivel nacional, en ocasiones tienen fallas o son muy robustos, por lo cual es necesario mejorar los diseños actuales. Para maximizar su eficiencia y competitividad, es crucial que los productores cuenten con tecnología adecuada para optimizar el manejo de los camarones.

Investigaciones previas han demostrado que el uso de volteadoras automatizadas mejora la eficiencia operativa, reduce los costos de mano de obra y minimiza el riesgo de daños en el producto (SolusGroup, 2019). Al implementar una volteadora de bins, los productores camaroneros podrían aumentar su productividad, mejorar la calidad de sus productos y fortalecer su posición en el mercado nacional e internacional.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar una máquina que permita descargar por volteo 2000 libras de camarón almacenado en bins en base a criterios ingenieriles.

1.4.2 Objetivos específicos

- Desarrollar el diseño conceptual de un sistema de volteo y de sus respectivos componentes.
- Simular el comportamiento de los elementos mecánicos bajo cargas externas utilizando el método de elementos finitos.
- Elaborar planos de fabricación y ensamble utilizando software CAD.
- Analizar la factibilidad económica de la implementación del diseño final.

1.5 Marco teórico

1.5.1 La industria del camarón en el Ecuador

1.5.1.1 Industria. La industria camaronera en Ecuador es un sector de gran relevancia económica y productiva. Esta industria representa aproximadamente el 2.3% del Producto Interno Bruto (PIB) del país y genera alrededor de 250,000 empleos directos e indirectos. Ecuador se ha convertido en uno de los principales productores y exportadores de camarón a nivel mundial, destacándose por la calidad y sostenibilidad de su producción (Cámara Nacional de Acuacultura, 2023).

1.5.1.2 Especies producidas. La especie predominante de camarón en cultivo a lo largo de la costa ecuatoriana es el *Litopenaeus Vannamei*, perteneciente a la familia *Litopenaeus*, y constituye aproximadamente el 95% de la producción total. Este camarón se destaca por su notable capacidad de adaptación a las variaciones ambientales durante su crianza en cautiverio. El *Litopenaeus Stylirostris*, por otro lado, representa alrededor del 5% de la producción total de camarón en la región. Además, se lleva a cabo la cría de otras especies en una escala menor, como el *Litopenaeus Occidentalis*, el *Litopenaeus Californiensis* y el *Litopenaeus Monodon* (NPV, 2020)

1.5.1.3 Importancia de la industria del camarón. Ecuador juega un papel significativo tanto como exportador como importador en la industria del camarón. Además de su destacada exportación, el país también realiza importaciones para satisfacer la demanda interna y complementar la producción nacional. En términos de valor, las importaciones de camarón en Ecuador alcanzaron aproximadamente los 37 millones de dólares estadounidenses.

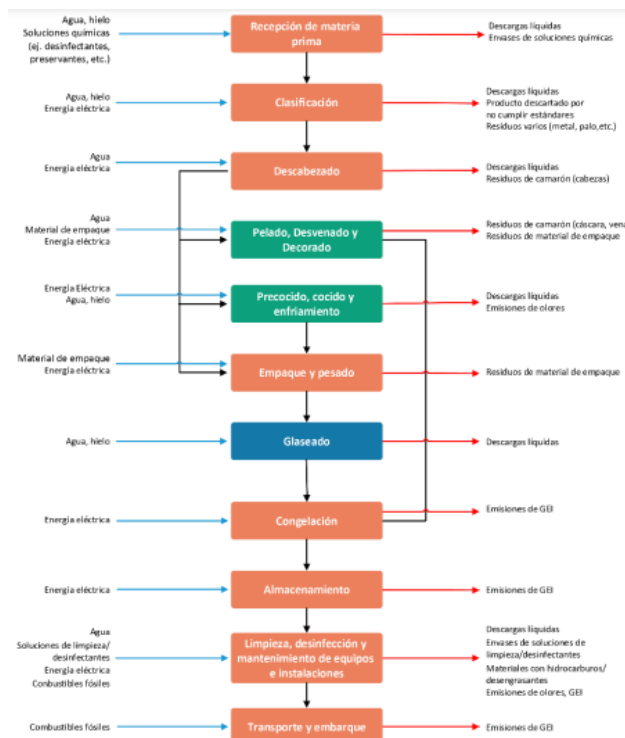
Las principales fuentes de importación de camarón son India, Vietnam y Tailandia, reconocidos por su producción camaronera. Estos países son proveedores clave para abastecer el mercado ecuatoriano. Las importaciones de camarón se destinan tanto al consumo directo

como a la industria de procesamiento y reexportación, en la cual Ecuador también desempeña un papel importante. Estas importaciones son fundamentales para satisfacer la demanda interna y mantener la oferta de camarón fresco y procesado en el país (Cámara Nacional de Acuacultura, 2023).

1.5.1.4 Proceso de producción del camarón. En la guía para el procesamiento de camarón de EcoBusiness Fund (2021), se presentan las etapas que se siguen durante la producción del camarón, las cuales se muestran en el diagrama de la figura 1.1. En las siguientes subsecciones se da una descripción de dichas etapas.

Figura 1.1

Etapas del procesamiento de camarón (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.5 Recepción de materia prima. Las plantas procesadoras de camarón reciben la materia prima transportada en bins desde las granjas camaroneras. El producto recibido es sometido a un control de calidad de acuerdo con los parámetros que el cliente solicita. Posteriormente, se realiza el prelavado del producto, en el que se eliminan agentes contaminantes como arena, algas, etc (Ecobusiness Fund, 2021).

1.5.1.6 Clasificación. Este proceso inicia con el depósito del producto en tolvas clasificadoras llenas con abundante hielo. El personal realiza la inspección del camarón a medida que pasa por un sistema de bandas transportadoras, y extraen aquellos que presenten defectos, tal como se muestra en la figura 1.2.

Luego, el camarón se dirige a un sistema en el que se clasifica por tamaño. De no poseer el tamaño adecuado, se retorna a la línea de producción y se procesa como camarón descabezado. Si es necesario, el camarón clasificado pasa al proceso de valor agregado donde se efectúan tareas como el pelado, desvenado, decorado, precocido, cocido y glaseado.

Figura 1.2

Inspección visual del camarón (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.7 Descabezado. Se extrae manualmente la cabeza del camarón encima de mesas de acero inoxidable (figura 1.3). Las mesas poseen escotillas y canales laterales por donde circula agua a 8°C, la cual se vierte sobre el camarón manteniéndolo constantemente enfriado. Las cabezas se recolectan en gavetas y se envían a una planta en la que son procesadas como harina de camarón o desechadas.

Figura 1.3

Inspección visual del camarón (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.8 Pesado y empaque. Luego de la clasificación del camarón o de los procesos de valor agregado se ejecutan las labores de pesado y empaque. En el empaquetado, los dos tipos de presentaciones más comunes que se emplean son la presentación de producto con congelación individual y la congelación en bloque.

En el primer tipo, se usa una funda o malla de nailon para guardar el producto y luego pasa a congelación. En el segundo, el producto se empaca en una funda de polietileno y luego se almacena en una caja plastificada, listo para su congelación (figura 1.4). Finalmente, el producto es etiquetado y codificado para ser embalado en cajas maestras de almacenamiento.

Figura 1.4

Empaquetado del camarón (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.9 Glaseado. El glaseado es un proceso opcional, en el que las cajas de cartón se protegen con agua y hielo, tratados con dióxido de cloro, para inhibir los efectos causados por la oxidación y deshidratación, conservando en óptimas condiciones el camarón (figura 1.5). La temperatura del glaseado no deberá exceder los 10°C y se lleva a cabo en mesas de empaqueo equipadas con recipientes para contener agua.

Figura 1.5

Glaseado del camarón (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.10 Congelación y almacenamiento. Para que el camarón empaquetado se congele apropiadamente, es almacenado dentro de cámaras de congelación por un lapso aproximado de 18 horas en un rango de temperatura de -18°C a -20°C . El producto final se coloca sobre pallets, y se transporta a la bodega de congelación donde permanecerá a una temperatura de -18°C , hasta su despacho (figura 1.6).

Figura 1.6

Congelación y almacenamiento (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.1.11 Limpieza, transporte y cierre. La limpieza se realiza al final de cada jornada de trabajo. Los desperdicios se colocan en fundas plásticas industriales y se almacenan en contenedores metálicos hasta su recolección. Para desinfectar equipos y herramientas se aplican soluciones con agua y productos químicos destinados para la industria alimentaria (figura 1.7).

Dada la orden de despacho, las cajas maestras son transportadas de las bodegas de congelación hacia la zona de preembarque, donde se registra la salida del producto. El producto final es transportado en camiones limpios y refrigerados hacia los medios de embarque equipados con sistemas de refrigeración para la conservación del camarón.

Finalmente, se desmontan y retiran los equipos al cierre de las instalaciones, y se lleva a cabo una limpieza general del lugar.

Figura 1.7

Limpieza de equipos y herramientas (Ecobusiness Fund, 2021)



1.5.2 Equipos y maquinaria utilizada en el procesamiento del camarón

En la industria camaronera, el volteador de bins desempeña un papel esencial en la línea de producción. Esta máquina especializada se encarga de manejar los bins que contienen el camarón, permitiendo su volteo y facilitando su posterior procesamiento. El volteador de bins optimiza el tiempo y los recursos al agilizar la manipulación de los contenedores, lo que contribuye a mejorar la eficiencia de la línea de producción en su conjunto.

Además, el volteador de bins garantiza un manejo cuidadoso y seguro del camarón durante su volteo, evitando daños o pérdidas de producto. Al ser una máquina diseñada específicamente para esta tarea, cumple con los estándares de calidad e higiene necesarios para la industria camaronera. Así, no solamente se mejora la productividad, sino que también contribuye a mantener la calidad del camarón y asegurar la satisfacción de los clientes (Ecobusiness Fund, 2021).

El volteador de bins es un equipo especializado en el volteo de contenedores utilizados en el transporte y almacenamiento del camarón en la industria. Estos contenedores, llamados bins, son cajas de plástico o metal utilizadas para el camarón fresco o procesado a lo largo de la línea de producción. La función principal del volteador de bins es invertir los contenedores

automáticamente, logrando una distribución uniforme del camarón y evitando la acumulación en áreas específicas. Esto facilita la manipulación del camarón en las etapas posteriores del proceso.

El volteador está diseñado para manejar bins de diferentes tamaños y pesos. La capacidad puede variar dependiendo del modelo y la configuración específica de la máquina, pero en general, estas unidades son capaces de voltear bins de varios miles de kilogramos. La capacidad de carga y volteo está determinada por la resistencia estructural de la máquina, así como por los sistemas hidráulicos y motores utilizados en su funcionamiento.

Es crucial que el volteador cumpla con los estándares y regulaciones de seguridad alimentaria. Estos equipos deben estar contruidos con materiales aptos para el contacto con alimentos, que sean resistentes a la corrosión y fáciles de limpiar y desinfectar. Además, deben incorporar características como superficies lisas y sanitarias, para evitar la acumulación de residuos y contaminantes (Chávez & Higuera, 2003).

La seguridad de la volteadora de bins también es de vital importancia para proteger a los operadores. Se deben implementar medidas de seguridad, como barreras de protección, sistemas de parada de emergencia y controles de acceso, para prevenir accidentes y lesiones. Además, se deben proporcionar capacitaciones adecuadas a los operadores sobre el uso seguro de la volteadora de bins y los procedimientos de emergencia.

La ergonomía y la seguridad de la volteadora de bins están estrechamente relacionadas, ya que un diseño ergonómico adecuado contribuye a reducir los riesgos de lesiones y accidentes. Al adaptar la máquina a las necesidades del operador, se minimiza la fatiga física y mental, lo que a su vez mejora la eficiencia y la productividad en el lugar de trabajo. Asimismo, una máquina segura y ergonómica fomenta la satisfacción y el bienestar de los

operadores, lo que a su vez puede tener un impacto positivo en la calidad del trabajo y la retención del personal (Bestratén, 2008).

En cuanto a la seguridad, se han identificado medidas indispensables para proteger al operador y al entorno de trabajo. Estas medidas incluyen dispositivos de protección, señalización adecuada, sistemas de bloqueo y control de movimiento. Se han investigado los riesgos asociados con la operación de la volteadora de bins, como el atrapamiento de extremidades, la caída de objetos y el vuelco de la máquina. Estos estudios han proporcionado una comprensión profunda de los peligros potenciales y han ofrecido recomendaciones para minimizar los riesgos y garantizar un ambiente laboral seguro.

Capítulo 2

2.1 Metodología

En el capítulo 1 fue descrito el problema con respecto a la industria camaronera y la maquinaria usada en todo el proceso, estableciendo los objetivos del proyecto presente. Se analizó como el volteador de bins influye en el proceso de producción, también de las características de los volteadores aplicables en el proyecto. Por ende, se procede a describir el resto de la metodología implementada del proyecto partiendo del proceso de diseño.

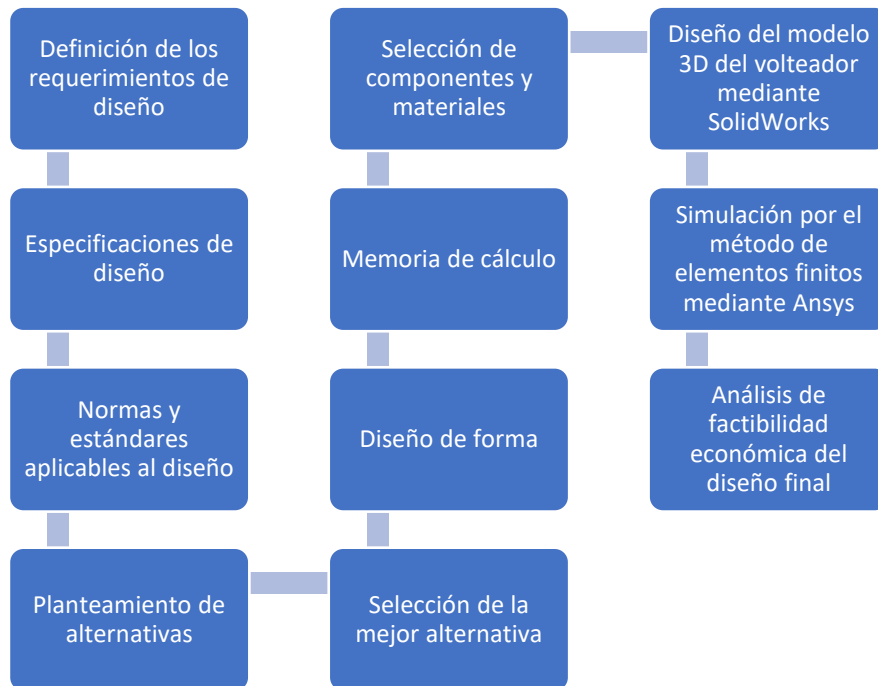
2.2 Proceso de diseño

El proceso de diseño de ingeniería consta de diversos pasos que encaminan al ingeniero hacia el hallazgo de una solución para un problema real, la cual pueda ser plasmada con ayuda de distintas herramientas ingenieriles. El autor del libro Diseño de Maquinaria, un enfoque integrado (2011). presenta una versión del proceso de diseño que integra diez pasos, entre los cuales están: identificación de la necesidad, síntesis, análisis, diseño detallado, prototipado y producción. Cabe recalcar que el proceso no es lineal; se requiere de constantes iteraciones en cualquier etapa de este hasta llegar a la solución final.

En base a lo anterior, en la figura 2.1 se muestra el esquema del proceso que se siguió en el desarrollo del presente proyecto, iniciando con la definición de los requerimientos de diseño y culminando con el análisis de factibilidad económica del diseño propuesto.

Figura 2.1

Diagrama de flujo del proceso de diseño del volteador de bins.



2.3 Requerimientos de diseño

En la tabla 2.1 se detallan los requerimientos del cliente que se tuvieron en cuenta para el diseño de la máquina volteadora.

Tabla 2.1

Requerimientos de diseño del volteador de bins

Capacidad del volteador	2000 [lb]
Altura de volcado	1400 [mm]
Ángulo de rotación	125°
Dimensiones del contenedor (largo/ancho/alto) en mm	1090/1200/900

2.4 Especificaciones de diseño

En esta sección se detallan las especificaciones de diseño aplicables al presente proyecto.

- **Aspectos Económicos:** Aplica al proyecto ya que en la etapa final del mismo se realizará el análisis económico del diseño final.
- **Aspectos Técnicos:** Es aplicable al proyecto ya que el diseño debe basarse en normas utilizadas en la fabricación de maquinaria industrial para el sector camaronero, además de la selección de componentes mecánicos.

2.5 Normas y estándares

A continuación, se presentan las normas generales que podrían ser relevantes:

- ISO 13849-1 (2016): Es un estándar internacional que se enfoca en la seguridad de las máquinas y sistemas automáticos. Esta norma proporciona directrices y requisitos para el diseño y la implementación de sistemas de control para máquinas y equipos con el objetivo de garantizar un alto nivel de seguridad para los operadores y otras personas que puedan estar expuestas a riesgos relacionados con la maquinaria.
- ISO 22000 (2018): Estándar internacional de seguridad alimentaria que establece requisitos para un sistema de gestión que asegura la inocuidad de los alimentos a lo largo de toda la cadena de suministro, desde la producción hasta el consumo final. Se basa en un enfoque basado en riesgos, promueve la comunicación en la cadena de suministro, garantiza el cumplimiento de requisitos legales y busca la mejora continua en la seguridad alimentaria.
- ISO 45001 (2018): Se enfoca en la gestión de la seguridad y salud en el trabajo. Ayuda a las organizaciones a prevenir accidentes y enfermedades laborales, involucra a los trabajadores en la seguridad, exige cumplimiento legal y promueve la mejora continua en condiciones laborales.
- IEC 60204-11 (2019): Establece requisitos de seguridad eléctrica para máquinas industriales y sistemas eléctricos relacionados. Su enfoque principal es garantizar la seguridad de las

personas y la operación segura de las máquinas y equipos industriales mediante la implementación de medidas eléctricas adecuadas y el cumplimiento de estándares específicos de seguridad en entornos industriales.

- ANSI/AISC 360-16 (2016): Establece pautas para el diseño y construcción de estructuras de acero en edificios y otros proyectos. Cubre aspectos como el diseño estructural, los materiales de acero y las conexiones, asegurando la calidad y seguridad de las estructuras de acero.

2.6 Planteamiento de alternativas

Para el planteamiento de las alternativas se realizó una lluvia de ideas de las principales características que podría poseer el volteador de bins. Dichas ideas se clasificaron dentro de una matriz valor vs dificultad tal como se muestra en la figura 2.2. Las ideas de alto valor se consideraron como aquellas que más se ajustan a los requerimientos del cliente, y aquellas con una mayor dificultad son las que su implementación tomaría mayor tiempo, materiales, costo, etc.

Figura 2.2

Matriz de valor vs dificultad

<p style="text-align: center;">↑</p> <p style="text-align: center;">Alto</p> <p style="text-align: center;">Valor</p> <p style="text-align: center;">Bajo</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Accionamiento hidráulico (Central oleo hidráulica) • Accionamiento eléctrico • Construcción con acero inox. 304 • Sistema ajustable a distintas alturas de bins • Guardas de seguridad • 1 pistón hidráulico para volteo 	<ul style="list-style-type: none"> • Volteador móvil usado como transpaleta para recoger contenedores y llevarlos hasta el lugar de descarga • Doble pistón hidráulico para volteo • Sistema de bloqueo seguro para garantizar estabilidad durante el volteo 	<ul style="list-style-type: none"> • Volteador-elevador adaptable a la altura requerida • Accionamiento eléctrico-hidráulico • Sistema de dosificación y distribución de carga integrado.
	<ul style="list-style-type: none"> • Volteador fijo, con estructura anclada al suelo • Capacidad de adaptación para diferentes tamaños y tipos de contenedores. • Sistema de control intuitivo 	<ul style="list-style-type: none"> • Construcción con acero inox. 316 • Adaptabilidad a diferentes tamaños y tipos de contenedores • Diseño compacto y eficiente en términos de espacio y recursos 	<ul style="list-style-type: none"> • Accionamiento eléctrico-neumático • Diseño ergonómico básico para facilitar la carga y descarga de los contenedores
	<ul style="list-style-type: none"> • Accionamiento neumático • Sistema manual de volteo • Sistema mecánico de volteo 	<ul style="list-style-type: none"> • Tapa de dosificado del producto accionada por cilindros hidráulicos • Materiales de alta calidad y construcción robusta para una larga vida útil. 	<ul style="list-style-type: none"> • Volteador circular automatizado
	Baja	Dificultad	Alta

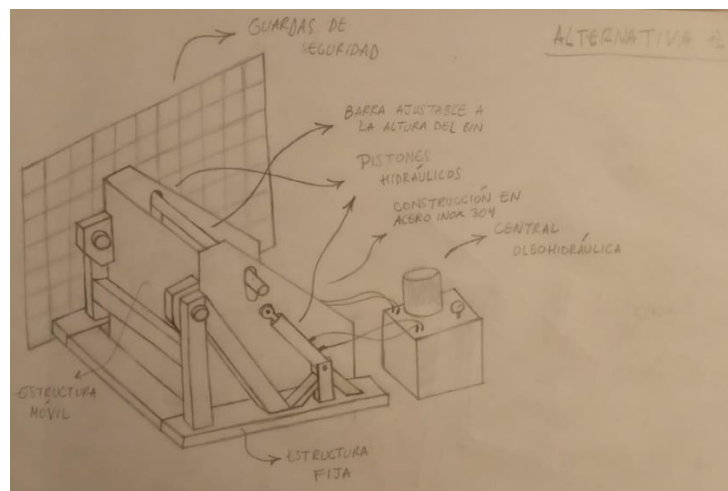
2.7 Análisis de alternativas

En base a la matriz anterior, priorizando las ideas que se encuentran en la primera fila (correspondiente a la de alto valor), indistintamente de la dificultad, se generaron 3 alternativas diferentes las cuales se describen a continuación.

- **Alternativa 1:** Volteador accionado mediante dos pistones hidráulicos, con central oleo hidráulica para el control del flujo de aceite y proporcionar la presión necesaria para el volteo. Sistema adaptable a distintas alturas de bins. Estructura rígida y robusta anclada al suelo. Guardas de seguridad y construcción en acero inoxidable AISI 304.

Figura 2.3

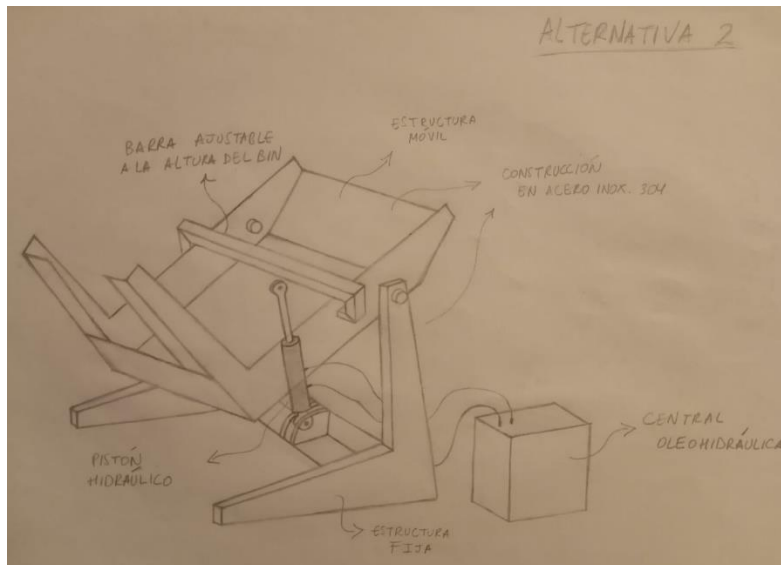
Alternativa de diseño 1



- **Alternativa 2:** Volteador accionado mediante un pistón hidráulico, con central oleo hidráulica para el control del flujo de aceite y proporcionar la presión necesaria para el volteo. Sistema adaptable a distintas alturas de bins. Estructura rígida y robusta anclada al suelo. Construcción en acero inoxidable AISI 304 y acero estructural A500.

Figura 2.4

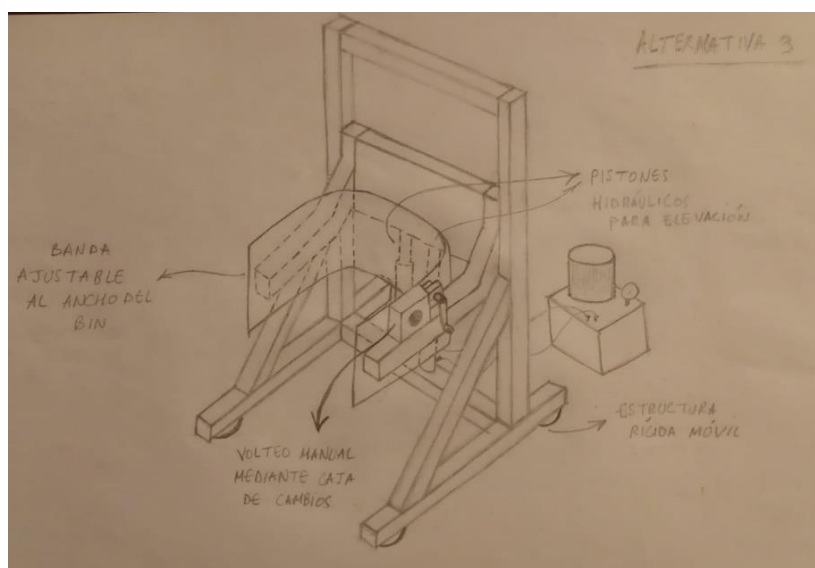
Alternativa de diseño 2



- **Alternativa 3:** Elevador-volteador con pistones hidráulicos para la elevación del bin, y volteo manual a partir del giro de una manivela que acciona una caja de cambios. Correa ajustable al ancho del bin cargado con el producto. Estructura rígida con ruedas para su movilización, y frenos de seguridad para inmovilizarlo durante su operación. Construcción en acero inoxidable AISI 304.

Figura 2.5

Alternativa de diseño 3



2.8 Selección de las alternativas de Diseño

Criterios de selección

Los criterios propuestos para la selección de la alternativa que más se adapte a las necesidades del cliente se detallan a continuación:

- **Capacidad:** Peso con el que la máquina puede realizar correctamente su función, sin el desgaste temprano de sus componentes mecánicos.
- **Seguridad:** Confiabilidad que la máquina ofrece en el momento de su operación, evitando causar daños hacia la integridad física del operador.
- **Ergonomía:** Facilidad de uso de la máquina sin que el operador tenga que realizar sobreesfuerzos o colocarse en posturas incorrectas, evitando posibles lesiones.
- **Mantenimiento:** Inspección periódica que se debe realizar a la máquina para verificar el adecuado funcionamiento de sus componentes mecánicos.
- **Costo:** Precio que la máquina tiene en el mercado y cuán accesible es para el cliente.
- **Constructibilidad:** Facilidad de construcción de la máquina y la eficiencia con la que se realiza dicho proceso.

Ponderación de los criterios de selección

Una vez definidos los criterios de selección, se procedió a asignar la ponderación de cada uno mediante el método de comparación por pares (tabla 2.3), para lo cual se tuvo en cuenta el siguiente orden de importancia de los criterios de acuerdo con los requerimientos del cliente: 1) Mantenimiento, 2) Constructibilidad, 3) Costo y seguridad, 4) Capacidad, 5) Ergonomía.

Para la ponderación se hizo uso de la escala de juicio de Saaty, que se muestra en la tabla 2.2. Por fines de espacio, se utilizaron las siguientes abreviaturas para cada criterio: CAP (Capacidad), SEG (Seguridad), ERG (Ergonomía), MTO (Mantenimiento), CTO (Costo), CTB (Constructibilidad).

Tabla 2.2

Escala de juicio de Saaty (Mendoza, Solano, Palencia, & García, 2018)

Escala numérica	Escala verbal	Descripción
1	Igual importancia.	Los dos elementos contribuyen igualmente a la propiedad o criterio.
3	El elemento es moderadamente más importante respecto al otro.	El juicio y la experiencia previa favorecen a un elemento frente al otro.
5	El elemento es fuertemente más importante respecto al otro.	El juicio y la experiencia previa favorecen fuertemente a un elemento frente al otro.
7	La importancia del elemento es muy fuerte respecto al otro.	Un elemento domina fuertemente.
9	La importancia del elemento es extrema respecto al otro.	Un elemento domina al otro con el mayor orden de magnitud posible.
2, 4, 6, 8	Valores intermedios entre dos juicios adyacentes.	
Incrementos 0,1	Valores intermedios entre incrementos (utilice esta escala si cree que su valoración necesita un alto grado de precisión).	
Inversos $\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}, \frac{1}{5}, \frac{1}{6}, \frac{1}{7}, \frac{1}{8}, \frac{1}{9}$	Se utiliza cuando el segundo elemento es mayor en el criterio a comparar.	

Tabla 2.3

Pesos de los criterios de selección

Criterios	CAP	SEG	ERG	MTO	CTO	CTB	Total	Pesos
CAP	1.0	0.333	3.0	0.125	0.333	0.167	4.9558	0.06
SEG	3.0	1.0	5.0	0.167	1.0	0.25	10.417	0.12
ERG	0.333	0.2	1.0	0.111	0.2	0.125	1.969	0.02
MTO	8.0	6.0	9.0	1.0	6.0	3.0	33	0.39
CTO	3.0	1.0	5.0	0.167	1.0	0.25	10.417	0.12
CTB	6.0	4.0	8.0	0.333	4.0	1.0	23.333	0.28
Total							84.094	1.0

Matriz de decisión

Luego de haber definido los pesos de cada criterio de selección, se procedió a realizar la matriz de decisión para evaluar las distintas alternativas propuestas y poder seleccionar la mejor opción. Para esto se consideraron las calificaciones de 1 y 10 como muy bajo y alto, respectivamente.

Tabla 2.4

Matriz de decisión del volteador

Criterio	%	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Calif.	Punt.	Calif.	Punt.	Calif.	Punt.
Capacidad	0.06	9	0.54	8	0.48	8	0.48
Seguridad	0.12	9	1.08	9	1.08	7	0.84
Ergonomía	0.02	8	0.16	8	0.16	7	0.14
Mantenimiento	0.39	7	2.73	9	3.51	7	2.73
Costo	0.12	7	0.84	8	0.96	6	0.72
Constructibilidad	0.28	7	1.96	8	2.24	6	1.68
Total	1.00	47	7.31	50	8.43	41	6.59

2.9 Diseño detallado de los componentes

El diseño del volteador se dividió en 4 partes principales: estructura fija, estructura móvil, sistema de mando y control.

2.9.1 Estructura móvil

Se obtienen las reacciones en las juntas de la estructura móvil del volteador a partir de un plano en 3D mediante SolidWorks para asignar las dimensiones generales. Luego se simplifica el problema a partir de un análisis en 2D asumiendo que el peso del contenedor actúa en el centroide. Se estudian 3 posiciones del volteador para estudiar el caso más crítico usando DCL.

Se discretiza la estructura en elementos tipo viga bidimensional, para luego seleccionar los perfiles de trabajo. Del elemento crítico, se obtienen los esfuerzos de tracción y flexión, estados de esfuerzos, factor de seguridad.

Se realiza también el diseño del elemento transversal en los planos de trabajo. Luego se analiza las fallas por fatiga de dicho elemento, tomando en cuenta los esfuerzos medios, amplitud y los factores de corrección para la resistencia a la fatiga. Las ecuaciones están detalladas en el Apéndice A.

2.9.2 Estructura Fija

Se empieza por el modelo 3D de la estructura fija, para luego realizar el análisis, considerando que esta estructura las reacciones que se calcularon en la estructura móvil son las mismas que actúan sobre las juntas de la estructura fija, pero en sentido opuesto. Esta estructura se discretiza en 9 elementos, escogidas en función de la ubicación de los apoyos y las cargas en la estructura. El análisis permitirá determinar las reacciones en los apoyos y el elemento sometido a las cargas más elevadas. Las ecuaciones propuestas están detalladas en el Apéndice A.

2.9.3 Sistema de mando y control

Según Ruales (2021), un sistema hidráulico emplea la presión aplicada a un fluido para propulsar una máquina, ya sea de gran tamaño o pequeña, dependiendo de su capacidad.

El sistema hidráulico contiene: bomba hidráulica, depósito de aceite, cilindro hidráulico, tuberías, válvulas de presión, mangueras de presión, etc.

2.9.3.1 Dimensionamiento Pistón hidráulico Se debe considerar la fuerza a elevar por el pistón en su avance, considerando los parámetros de presión y rendimiento adecuado. (Aleman, 2020)

La fórmula característica en el dimensionamiento del pistón con el objetivo de encontrar el diámetro mínimo del pistón capaz de aumentar la carga a la presión de trabajo viene dada por:

$$D = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi P \eta}} \quad (2.14)$$

Donde:

D: Diámetro del pistón [cm]

F_p: Fuerza a elevar por el pistón [kg]

P: Presión de trabajo [bar]

n: Eficiencia mecánica del pistón durante la elevación (0.85 – 0.95)

2.9.3.2 Selección Bomba Hidráulica En base al punto crítico a lo largo del volteo, se procedió a calcular la presión de entrada del pistón hidráulico:

$$P_1 = \frac{4 \times 1.1W_c}{\pi \times D_e^2 \times n_c} \quad (2.15)$$

Donde:

P₁: Presión de entrada en el pistón [bar]

W_c: Carga de empuje del pistón hidráulico [kg]

n_c: Rendimiento del pistón [90%]

D_e : Diámetro del émbolo [cm]

Carga de empuje del pistón hidráulico:

$$W_c = \frac{F_p}{g} \quad (2.16)$$

La presión de salida del pistón normalmente va de la mano con un balance de fuerzas provenientes del pistón

Se establecen las fuerzas F_{p1} y F_{p2}

$$F_{p1} = P_1 \times A_e \quad (2.17)$$

$$F_{p2} = P_2(A_e - A_v) \quad (2.18)$$

Donde:

F_{p1} : Fuerza de entrada del pistón [N]

F_{p2} : Fuerza de salida del pistón [N]

P_2 : Presión de salida en el pistón [bar]

A_e : Área del émbolo [cm^2]

A_v : Área del vástago [cm^2]

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene la presión P_2 .

Teniendo las presiones de entrada y salida del pistón, se procedió a calcular la fuerza de avance y retorno del pistón.

$$F_{avance} = P_1 \times \frac{\pi D_e^2}{4} \quad (2.19)$$

Donde:

F_{avance} : Fuerza de avance del pistón [kN]

$$F_{retorno} = P_2 \times \frac{\pi(D_e^2 - D_v^2)}{4} \quad (2.20)$$

Donde:

$F_{retorno}$: Fuerza de retorno del pistón [kN]

Los parámetros para considerar en la selección de la bomba vienen dados por la presión de la bomba, velocidad del actuador y el caudal de la bomba (Creus, 2007).

La presión de la bomba se obtiene mediante la siguiente fórmula

$$P_b = P_1 \times 1.15 \quad (2.21)$$

Donde:

P_b : Presión de la bomba [bar]

P_1 : Presión de entrada en el cilindro [bar]

Para la velocidad del actuador se usó la siguiente fórmula:

$$U_v = \frac{Z}{t} \quad (2.22)$$

Donde:

U_v : Velocidad del vástago [mm/s]

Z : Avance del vástago [s]

t : Tiempo de salida [s]

Para el caudal de la bomba se usó la siguiente fórmula:

$$Q_b = \frac{V_C}{t} \quad (2.23)$$

Donde:

Q_b : Causal de la bomba [LPM]

V_C : Volumen del cilindro [Litros]

2.9.3.3 Selección Manguera hidráulica Las mangueras industriales, hechas de caucho o goma, se emplean en diversos sectores, como minería, alimentación, agricultura, petróleo, metalurgia y construcción, así como en muchas otras áreas cotidianas. Se debe conocer los diámetros de aspiración e impulsión según Esparza y Gusqui (2023).

Para la aspiración:

$$D_{as} = \sqrt{\frac{Q_b}{V_{as} \times 47100}} \times 1000 \quad (2.24)$$

Donde:

D_{as} : Diámetro de tubería de aspiración [mm]

Q_b : Caudal de bomba [LPM]

V_{as} : Velocidad de tubería de aspiración [m/s]

Para la impulsión:

$$D_{im} = \sqrt{\frac{Q_b}{V_{im} \times 47100}} \times 1000 \quad (2.25)$$

Donde:

D_{im} : Diámetro de tubería de impulsión [mm]

Q_b : Caudal de bomba [LPM]

V_{im} : Velocidad de tubería de impulsión [m/s]

2.9.3.4 Selección Motor Eléctrico Para calcular la potencia mecánica requerida para el funcionamiento de la bomba, es necesario tener en cuenta un rendimiento mecánico. La potencia mecánica se puede determinar mediante la siguiente fórmula.

$$P_{Me} = \frac{P_c}{\eta} \quad (2.26)$$

Donde:

P_{Me} : Potencia mecánica [kW]

P_c : Potencia del cilindro hidráulico [kW]

La potencia del motor eléctrico toma a consideración el factor de seguridad, su ecuación es:

$$P_M = P_{Me} \times f_s \quad (2.27)$$

Donde:

P_M : Potencia del motor eléctrico [kW]

f_s : Factor de servicio [kW]

En base a los datos obtenidos se selecciona el motor eléctrico adjuntando sus principales características (Esparza & Gusqui, 2023).

2.9.4 Diseño del eje de giro

Para el diseño del eje de giro se tomará un modelo inicial como punto de partida, las dimensiones de trabajo servirán para el cálculo de concentradores de esfuerzos teóricos, fatiga, y el factor de corrección de tamaño en el cálculo de la resistencia a la fatiga.

El diámetro en cada sección del eje se obtiene por el método de Goodman, con ello se procede a encontrar las resistencias a la fatiga, concentradores de esfuerzo.

2.9.4.1 Diseño de pernos para el eje de giro

Para la sujeción del eje de giro a la estructura móvil se utilizará la junta empernada. El diseño es trabajo como carga excéntrica, por lo que es necesario determinar las fuerzas primaria y secundaria.

Además, se procede a verificar que no exista falla por aplastamiento toman el elemento de menor resistencia a la fluencia. Las expresiones utilizadas en el desarrollo del diseño se encuentran a detalle en el Apéndice A.

2.9.5 Selección de rodamientos eje Pivote

Previo a la selección de los rodamientos que soportan los ejes de giro se debe definir la velocidad a la que la estructura móvil girará. Ahora, para la selección del rodamiento se utiliza la fórmula de la vida nominal en horas del rodamiento, de la cual se despeja la capacidad de

carga dinámica C para luego seleccionar el rodamiento en un catálogo específico. También se calcula el factor de seguridad estático. Las expresiones usadas en la selección están ubicadas en el Apéndice A.

2.9.6 Diseño de pernos estructura fija

Para los pernos de anclaje es necesario determinar el diámetro necesario de los pernos que anclan la estructura fija al suelo utilizando la mayor carga obtenida en los nodos empotrados del modelo de elementos finitos. Con ello se realiza un análisis para los esfuerzos de compresión y cortantes suponiendo que la carga es repartida de manera equitativa, las expresiones usadas se encuentran en el Apéndice A.

2.9.7 Diseño de barra de sujeción

Para el diseño de la barra que mantendrá inmóvil el bin durante la descarga del producto, se asumirá que en una posición del bin las 2000 libras no han sido descargadas. Para simplificar el análisis se considerará que dicha fuerza actúa en el punto medio de la barra. Las expresiones usadas en la selección están ubicadas en el Apéndice A.

2.9.8 Diseño del pasador del cilindro hidráulico

Se analizará uno de los pasadores que unen las estructuras fija y móvil con el cilindro hidráulico, dado que están sometidos a la misma carga. Se asumirá que la carga sobre el pasador ejercida por el cilindro se encuentra a la mitad de su longitud, y las reacciones ejercidas por las placas que lo sostienen se encuentran a la mitad del espesor de dichas placas. También, se realizará un análisis de falta por fatiga del pasador como también el cálculo de la resistencia a la fatiga. Las expresiones usadas en el diseño están ubicadas en el Apéndice A.

2.10 Simulación de Elementos Mecánicos

Se utilizó el programa ANSYS para validar el funcionamiento adecuado de diversos componentes mecánicos. Se evaluaron aspectos como la deformación, los esfuerzos aplicados a estos componentes y el factor de seguridad obtenido. Los elementos mecánicos sujetos a simulación comprenden la estructura completa de la máquina.

El software requiere datos específicos como entrada para simular estos componentes. Estos datos se derivaron de la sección de diseño detallado del volteador

2.11 Elaboración de Planos de Construcción

Para crear los planos de construcción del volteador, se empleó el software CAD SolidWorks. Los planos se desarrollaron de manera incremental, comenzando con la construcción individual de los elementos y posteriormente ensamblando cada componente para obtener los planos finales. Todos los planos estarán adjuntos en el Apéndice B.

Capítulo 3

3.1 Resultados de las Alternativas de Diseño

La selección del diseño de forma fue dada a partir de las alternativas de diseño hechas en el capítulo 2 mediante una matriz de decisión.

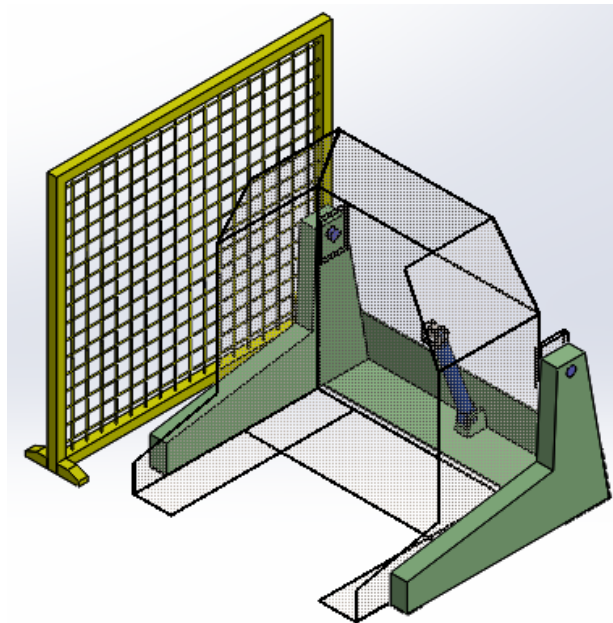
En la tabla 2.4 se aprecia que la alternativa seleccionada fue la opción 2 basada en el uso de un solo pistón hidráulico, los requerimientos técnicos de mayor predominancia en el diseño son la seguridad y el mantenimiento.

3.2 Resultados diseño de forma

En la figura 3.1 se muestra el diseño de forma correspondiente a la alternativa ganadora, el cual se elaboró mediante el software CAD SolidWorks. Cabe mencionar que se cambió la transparencia de la estructura móvil del volteador para poder observar el pistón hidráulico.

Figura 3.1

Diseño de forma del volteador de bins



3.3 Estructura Móvil

Los cálculos desarrollados se presentan de forma detallada en el Apéndice A. De los 3 casos analizados en el volteador, el caso 2 fue el más crítico ($\theta = 90^\circ$) dado que las cargas son mayores, por lo que dichas cargas sirvieron para el análisis de ambas estructuras.

Tabla 3.1

Resultados cargas críticas

P_x	8.82 kN
P_y	20.75 kN

3.3.1 Análisis de elementos finitos de la estructura móvil

De la discretización del elemento se lograron los siguientes resultados:

Tabla 3.2

Resultados discretización estructura móvil

σ_a	2.61 MPa
σ_b	169.82 MPa
σ	172.43 MPa
η	1.86

3.3.2 Resultados elemento transversal estructura móvil

A diferencia del elemento transversal de la estructura fija, el perfil de la estructura móvil se considera con una rotación de 90° en sentido horario alrededor del eje x. Los resultados fueron:

Tabla 3.3*Resultados elemento transversal estructura móvil*

σ_1	149.54 MPa
σ_2	38.30 MPa
σ	187.84 MPa
η	1.7
σ_m	157.75 MPa
σ_a	30.09 MPa
S_e'	200 MPa
C_{CA}	1
C_{TE}	1
C_{SU}	0.92
C_R	0.868
C_{TA}	0.787
S_e	125.7 MPa
η fatiga	1.58

3.4 Estructura Fija

Los cálculos desarrollados de manera detallada se presentan en el Apéndice A. Una vez que se han calculado los desplazamientos nodales, se procede al cálculo del vector de fuerzas local, ya que nos interesa conocer las reacciones en los apoyos y el elemento crítico.

Tabla 3.4*Reacciones en los empotramientos*

Nodo	Reacciones (kN / kNmm)		
	fix	fiy	mi
1	4.743315	-0.04939	-8.14931
7	-4.74332	3.895601	-343.038

Para el elemento crítico se obtuvieron los siguientes valores esfuerzos y factor de seguridad:

Tabla 3.5*Resultados de esfuerzos y factor de seguridad estructura fija*

σ_a	9.08 MPa
σ_b	84.25 MPa
τ	34.5 MPa
$\sigma = \sigma_a + \sigma_b$	93.33 MPa
η	3.4

3.4.1 Resultados Elemento Transversal

Debido a que sobre este elemento actúan dos cargas en diferentes planos se realizó un análisis individual en los planos XY y XZ. Los resultados fueron los siguientes:

Tabla 3.6*Resultados del elemento transversal*

σ	220.28 MPa
η	1.45
σ_m	185.64 MPa
σ_a	34.64 MPa
S_e'	200 MPa
C_{CA}	1
C_{TE}	1
C_{SU}	0.92
C_R	0.868
C_{TA}	0.787
S_e	125.7 MPa
η fatiga	1.35

3.5 Resultados del sistema de mando y control

3.5.1.1 Resultados de la Selección Bomba Hidráulica Para el dimensionamiento y selección del pistón hidráulico se hizo el análisis en base a la mayor carga a elevar por el cilindro, también fue necesario conocer la presión de trabajo y la eficiencia del cilindro en base al catálogo CICROSA (presión de 150 bar y eficiencia de 0,9). Dicha selección dio un cilindro con las siguientes características, los cálculos a detalle se encuentran en el apéndice A.

Tabla 3.7

Resultados selección del Pistón

Serie	D. Vástago [mm]	D. Émbolo [mm]	Avance [mm]	Volumen [L]
1003/7	30	60	700	1.98

3.5.1.2 Resultados de la selección Bomba Hidráulica Los valores de la presión de entrada y salida del cilindro en base a la carga de empuje del pistón son calculados a detalle en el apéndice A, con estos resultados se pudo encontrar las fuerzas de avance y retorno del pistón. El tiempo de salida del vástago fue considerado en el diseño (20 segundos) para la velocidad, junto al caudal y la presión de la bomba se encontraron las características necesarias para selección de la bomba.

Tabla 3.8*Resultados datos de la Bomba*

Presión de entrada del cilindro hidráulico	144.84 <i>bar</i>
Presión de salida del cilindro hidráulico	2.21 <i>bar</i>
Fuerza de avance del cilindro hidráulico	40.71 <i>kN</i>
Fuerza de retorno del cilindro hidráulico	0.47 <i>kN</i>
Velocidad de salida del vástago	35 $\frac{mm}{s}$
Caudal del sistema hidráulico	5.94 <i>LPM</i>
Presión de la bomba	181.05 <i>bar</i>

El tipo de bomba seleccionada es de engranajes cuya marca es Marzocchini Pompe del tipo GHM2-R-10-E1, donde posee:

- Presión máxima: 270 bar
- Caudal de bomba: $Q_b=10$ LPM

3.5.1.3 Resultados de la Selección Manguera Hidráulica Para la selección de las mangueras hidráulicas que recorren el circuito hidráulico se garantizó que el diámetro de aspiración e impulsión sean capaces de adaptarse a una velocidad adecuada (0.8 m/s y 4m/s respectivamente)

Tabla 3.9*Resultados de la Selección Manguera Hidráulica*

Diámetro de Aspiración	16.29 <i>mm</i>
Diámetro de Impulsión	7.28 <i>mm</i>

Se optó por seleccionar mangueras hidráulicas, las cuales son de la marca GATES y pertenecen al modelo MegaTech de la serie 1000. Estas mangueras son empleadas tanto en las funciones de aspiración como de impulsión.

Tabla 3.10*Tipos de manguera hidráulica*

Aspiración	12MEGATECH 1000XREEL
Impulsión	6MEGATECH1000XREEL

3.5.1.4 Resultados selección Motor Eléctrico Para la selección del motor se encontró la potencia requerida para el funcionamiento de la bomba, se eligió un rendimiento mecánico del 90%. Luego, se calculó la potencia del motor eléctrico usando un factor de seguridad de 1.25

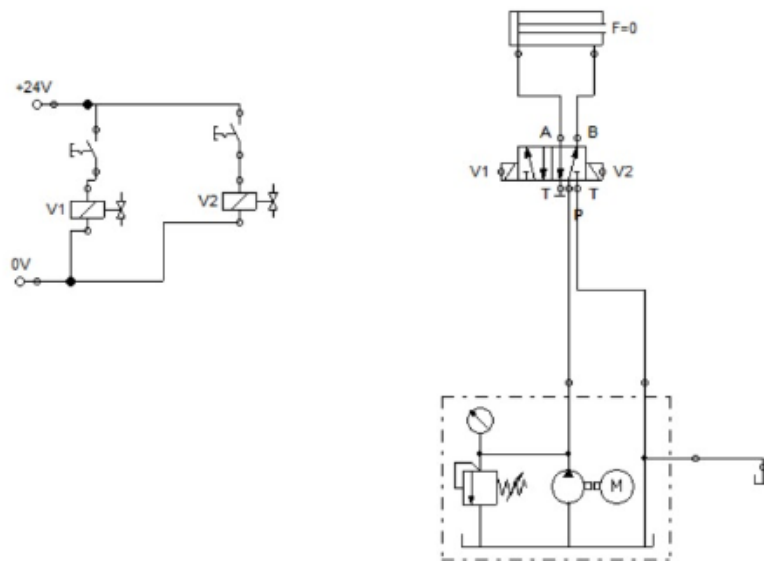
Tabla 3.11*Resultados Motor Eléctrico*

Potencia mecánica	1.70 <i>hp</i>
Potencia del motor eléctrico	2.68 <i>hp</i>

En base a los datos recopilados, se procedió a la elección del motor eléctrico. En el Apéndice A, se detalló el motor que ha sido seleccionado. A continuación, se describen las características principales de este motor.

Figura 3.2

Esquema sistema de mando y control



3.6 Resultados del Eje de Giro

Los cálculos desarrollados se presentan de forma detallada en el Apéndice A. Se tomaron ciertas consideraciones en base al eje, reacciones de las juntas y el torque aplicado.

Sección B

Tabla 3.12

Resultados Sección B

$M_{BRmáx}$	873.77 kNmm
M_{BRmin}	1107.91 kNmm
k_t	2.45
k_{ts}	1.7
k_f	2.073
k_{fs}	1.546
k_{fm}	2.073
k_{fsm}	1.546
d_1	65.3 mm

Sección C

Tabla 3.13

Resultados Sección C

$M_{B_{Rmáx}}$	749.51 kNmm
$M_{B_{Rmin}}$	443.16 kNmm
k_t	2.25
k_{ts}	1.75
k_f	1.92
k_{fs}	1.58
d_2	46.9 mm

3.6.1 Resultados de Pernos para Eje de Giro

Para la sujeción del eje de giro a la estructura móvil se utilizará la junta emperrada que se muestra en la figura A.49, los resultados fueron:

Tabla 3.14

Resultados de pernos para eje de giro

F'	6.25 kN
F_n''	0.2 kN
F_R	6.44 kN
d	10.86 mm
σ_{ap}	67.08 MPa
η_{ap}	3.6

3.7 Resultados Rodamientos Eje del Pivote

Los cálculos desarrollados se presentan de forma detallada en el Apéndice A. El desplazamiento angular de la estructura se encuentra a 125° , los resultados fueron los siguientes:

Tabla 3.15

Resultados rodamientos eje pivote

<i>n</i>	0.7 RPM
<i>Cr</i>	25.4 kN
<i>S_o</i>	1.4

3.8 Resultados Pernos Estructura Fija

Pernos de anclaje

El elemento que contiene al nodo empotrado con mayores cargas corresponde al elemento 6. Las cargas son 3.9 kN, 4.74 kN y 343.04 kNmm. Los resultados en el anclaje son:

Tabla 3.16

Resultado perno Anclaje

<i>d</i>	28.3 mm
-----------------	---------

Pernos de pivote

Para los pernos de sujeción de la placa donde se apoya la chumacera que conecta ambas estructuras, se tienen las cargas $C_y = 21.18$ kN, $C_x = 13.25$ kN y $M = 32.07$ kNmm.

Tabla 3.17

Resultado perno Pivote

<i>d</i>	13.2 mm
-----------------	---------

3.9 Resultados Barra de Sujeción del Bin

Para diseñar la barra que asegurará la inmovilidad del bin durante la descarga del producto, se considerará que esta barra estará en una posición angular de 125 grados ($\theta = 125^\circ$).

Tabla 3.18

Resultados Barra de Sujeción del Bin

σ_b	96.4 MPa
η	2.5
S_e	172.45 MPa
η fatiga	1.8

3.10 Resultados Pasador del Cilindro Hidráulico

Se analizará uno de los pasadores que unen las estructuras fija y móvil con el cilindro hidráulico. Los cálculos desarrollados se presentan de forma detallada en el Apéndice A.

Tabla 3.19

Resultados Pasador del Cilindro Hidráulico

M_R	558.47 kNmm
σ_b	210.8 MPa
η	1.4
σ_{min}	144.61 MPa
σ_a	33.1 MPa
σ_m	177.7 MPa
S_e	166.83 MPa
η fatiga	1.8

3.11 Resultados de las simulaciones

Para la simulación se tuvo que obtener la fuerza del pistón que soporta la estructura completa, de tal manera que se calculó los esfuerzos acordes a cada segmento de la estructura. Cabe recalcar que, en ciertas partes del volteador, como se verá a continuación, se realizó la simulación usando la mitad de la geometría dado que existe simetría de cargas y geométrica.

En primer lugar, se definieron las condiciones de frontera, tanto cargas como desplazamientos, en base al modelo matemático generado para ambas estructuras del volteador.

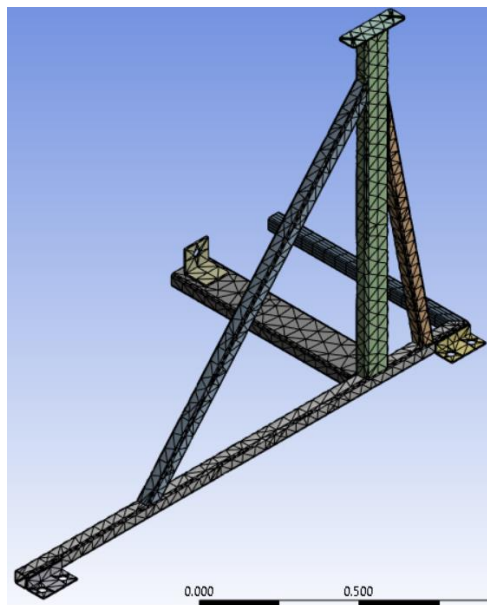
Además, se obtuvo el esfuerzo equivalente de Von Mises para cada parte con el fin de comparar dicho valor con el esfuerzo de fluencia del material.

Estructura fija

Mallado

Figura 3.3

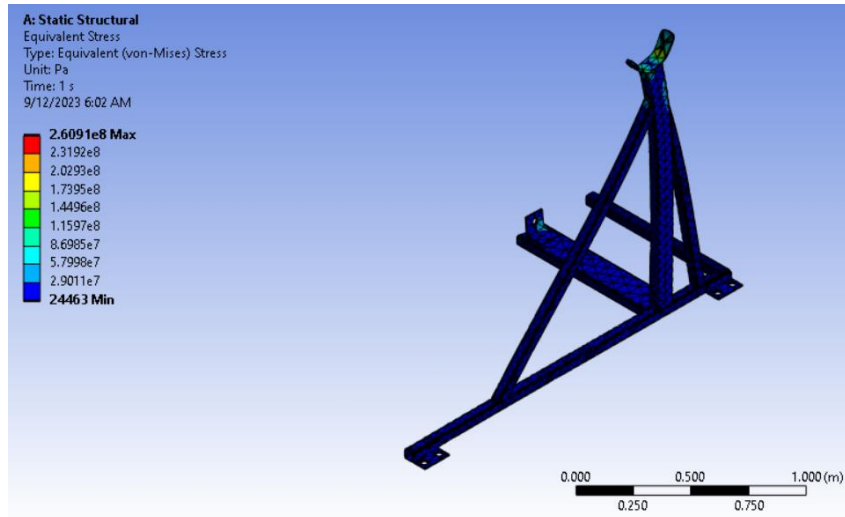
Mallado de la estructura fija



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.4

Esfuerzo de Von Mises en la estructura fija

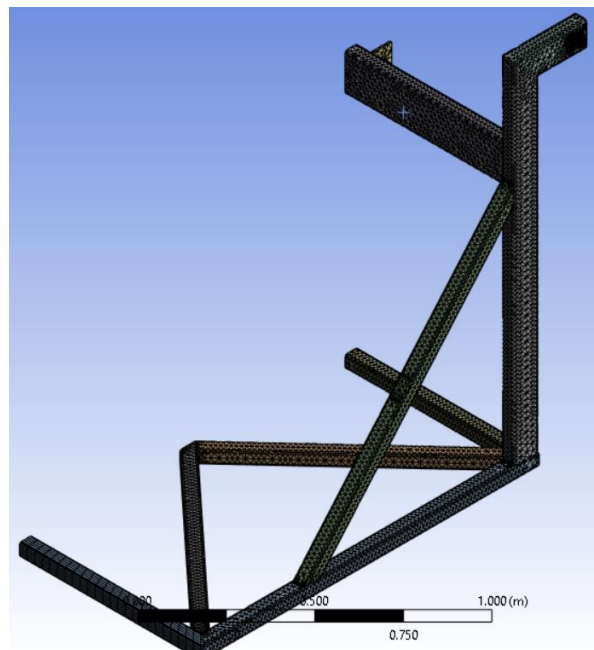


Estructura móvil

Mallado

Figura 3.5

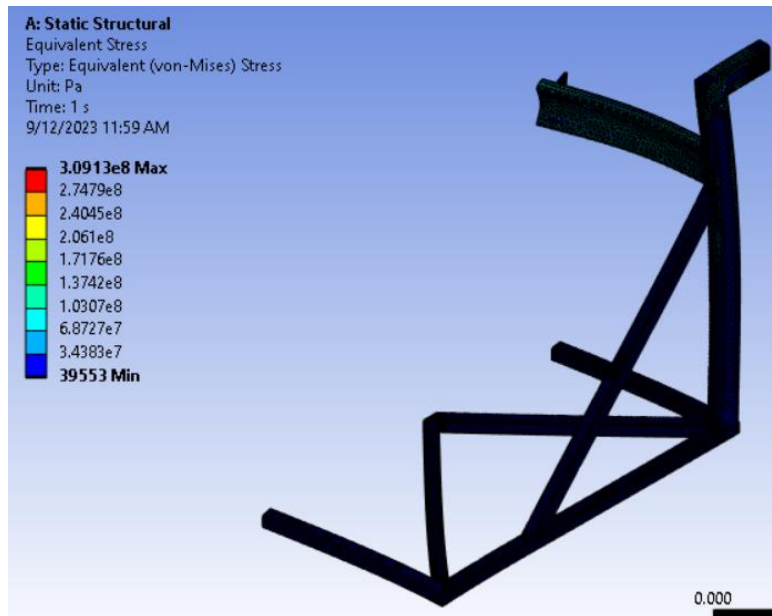
Mallado de la estructura móvil



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.6

Esfuerzo de Von Mises de la estructura móvil

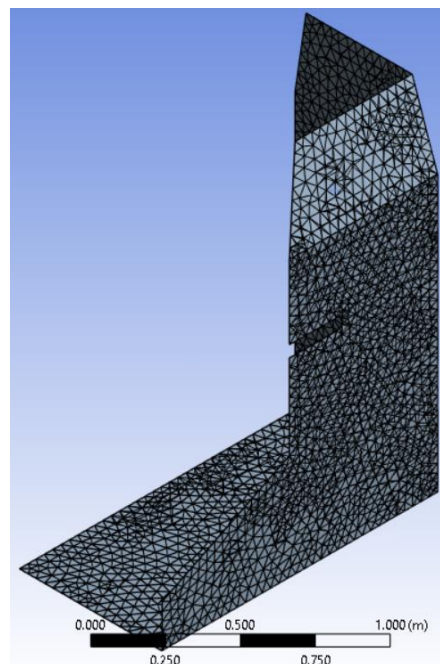


Cabina

Mallado

Figura 3.7

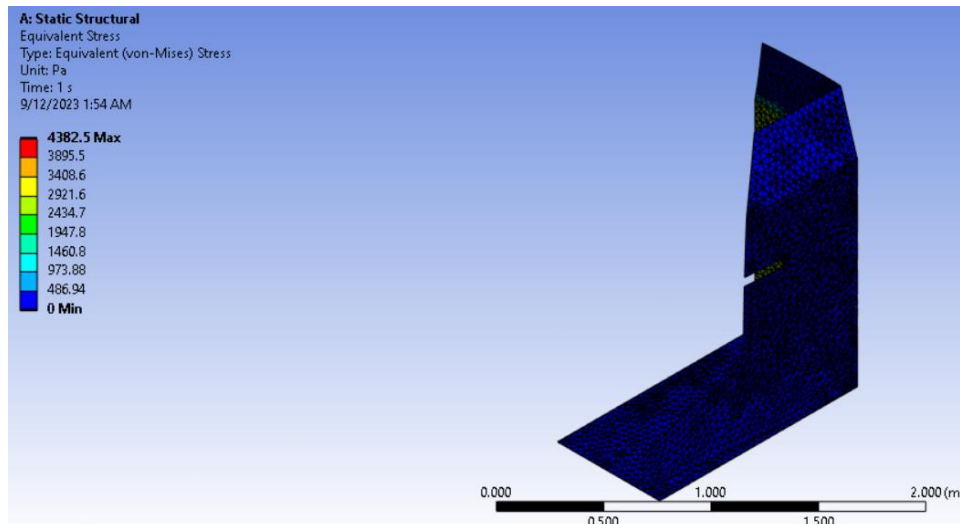
Mallado de la cabina



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.8

Esfuerzo de Von Mises en la cabina



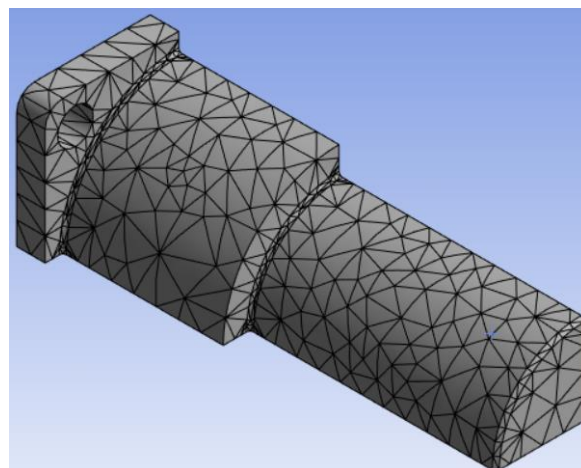
Eje Pivote

En el caso de este componente, se trabajó con la cuarta parte de la geometría dado que presenta dos planos de simetría. Así, las cargas sobre el mismo se dividieron entre 4.

Mallado

Figura 3.9

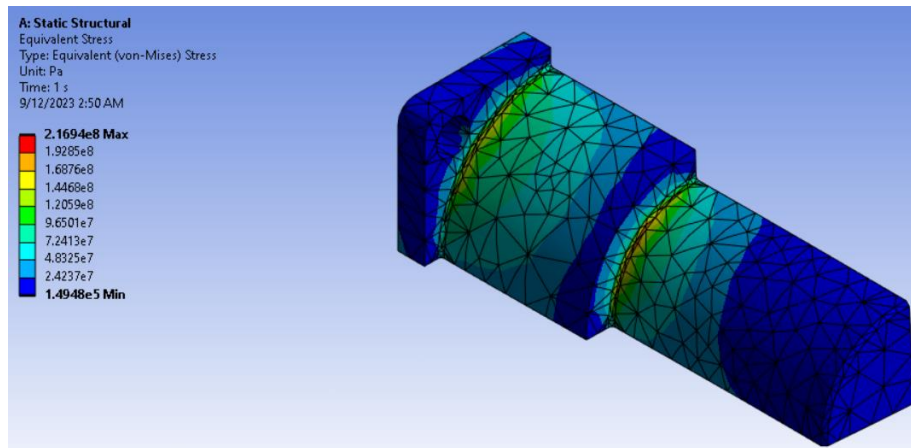
Mallado del eje pivote



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.10

Esfuerzo de Von Mises del eje pivote



Vástago del cilindro

Mallado

Figura 3.11

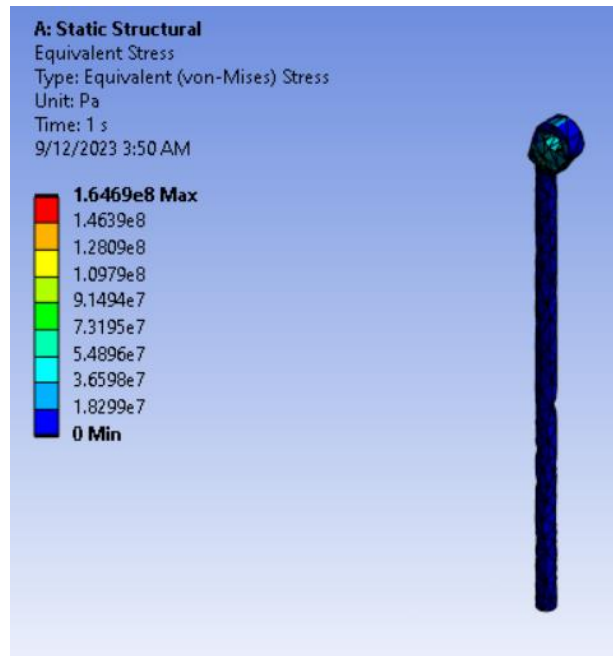
Mallado del vástago del cilindro



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.12

Esfuerzo de Von Mises vástago del cilindro

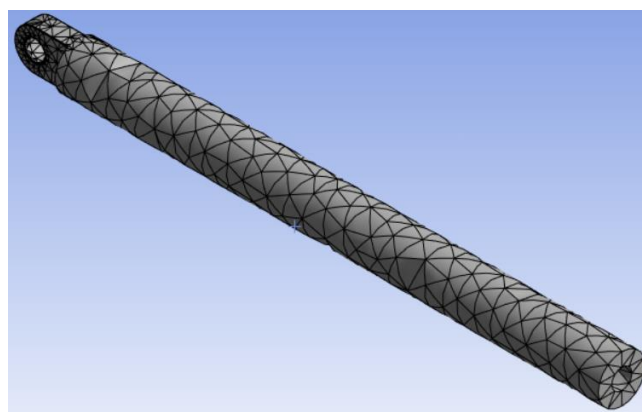


Camisa del cilindro

Mallado

Figura 3.13

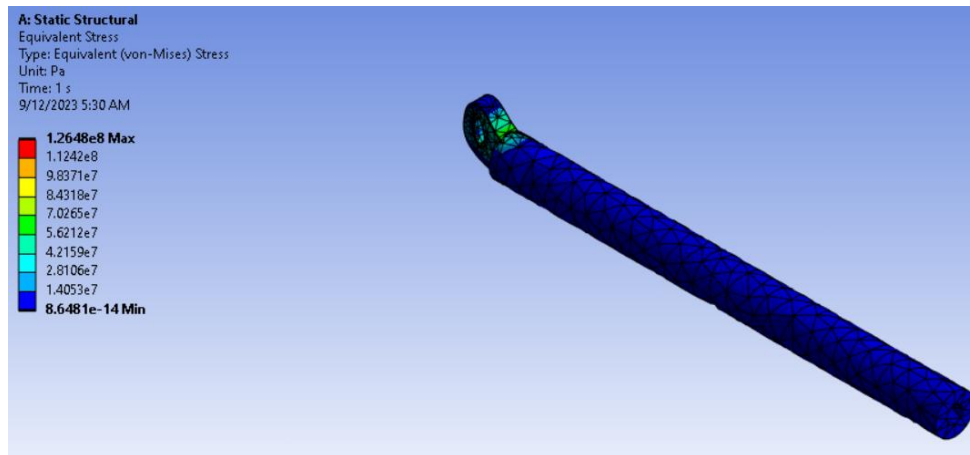
Mallado de la camisa del cilindro



Esfuerzo de Von Mises

Figura 3.14

Esfuerzo de Von Mises sobre la camisa del cilindro



Como se observa en la figura 3.3, el máximo esfuerzo que se produce es de 261 MPa, el cual es menor a la resistencia a la fluencia del acero A500 (320 MPa), por lo que se afirma que la estructura fija soporta de manera adecuada las cargas debido al cilindro hidráulico y, por ende, al peso del bin.

En la figura 3.6 se observa que el esfuerzo de Von Mises es de 309 MPa, que, si bien es menor al valor de fluencia del acero A500, está muy cerca de este. Esto podría resultar en una falla de la estructura durante su operación, por lo que esta debería ser reforzada con perfiles que vayan soldados al travesaño superior, para que el peso del bin, en la posición de 90°, se distribuya en estos y no solo se concentre en un único perfil estructural.

El mayor esfuerzo producido en la cabina es de 4382.5 Pa (figura 3.7), el cual es inferior a la resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304 ($S_y = 241$ MPa).

Para el eje pivote, se tiene un esfuerzo máximo de 217 MPa, siendo este inferior al valor de fluencia del acero 1040 ($S_y = 290$ MPa).

En el caso del cilindro hidráulico, en este se usan distintos tipos de acero. De acuerdo con el fabricante, CICROSA, el acero para el vástago es el F1140 que en promedio posee un esfuerzo de fluencia de 440 MPa. Mientras que la camisa está fabricada de acero St – 52 – 3, DIN 2393 cuyo valor de fluencia es de 315 MPa.

En base a lo expuesto en el párrafo anterior, tanto el vástago como la camisa del cilindro no fallan por fluencia ya que sus esfuerzos máximos de 165 MPa y 126 respectivamente, no superan la fluencia de cada material.

3.12 Análisis de Costos

En esta parte se detallan los materiales utilizados en la construcción de la máquina trituradora, junto con sus respectivos costos, de igual manera, se realizará el análisis de viabilidad económica. Es importante destacar que estos materiales están disponibles en el mercado. Además, se consideraron los costos asociados a la mano de obra de un taller ubicado en la ciudad de Guayaquil.

Ciertos componentes fueron cotizados por proveedores en línea. Adicionalmente se considera valores de transporte e impuestos en un 30% del costo de los componentes.

Tabla 3.20*Costos de los materiales de la estructura [Elaboración propia]*

Item	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Tubos cuadrados de 2" (4 mm espesor)	2	\$34.95	\$69.90
2	Tubo rectangular 2" X 4" (4 mm espesor)	1	\$54.32	\$54.32
3	Tubo rectangular 2" X 6" (5 mm espesor)	1	\$67.27	\$67.27
4	Barra circular de acero inoxidable AISI 304 de 45 mm de diámetro	1	\$151.91	\$151.91
5	Barra de acero 1040 de 100 mm de diámetro	1	\$65.26	\$65.26
6	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor	1	\$73.54	\$73.54
7	Pernos M30 de 120 mm de largo	8	\$9.85	\$78.80
8	Arandelas M30	8	\$2.34	\$18.72
9	Tuercas M30	8	\$4.58	\$36.34
10	Pernos M14 de 60 mm de largo	4	\$2.13	\$8.52
11	Arandelas M14	4	1.95	\$7.80
12	Tuercas M14	4	\$1.76	\$7.04
13	Pernos M10 de 60 mm de largo acero inox	8	\$1.89	\$15.12
14	Arandelas M10	8	\$0.65	\$5.20
15	Tuercas M10	8	\$0.87	\$6.96
16	Rodamientos de rodillos NU1010	2	\$153.76	\$307.52
			SUBTOTAL+IVA	\$974.22

Tabla 3.21*Costos de los materiales del circuito hidráulico*

Ítem	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Motor Siemens 1LA7112-6YA60 3HP 1200RPM	1	\$291.80	\$291.80
2	6MEGATECH1000XREEL	10 (ft)	\$6.20	\$62.00
3	10MEGATECH1000XREEL	10 (ft)	\$13.35	\$133.50
4	Marzocchini Pompe del tipo GHM2-R-10-E1	1	\$150.00	\$150.00
5	Pistón Hidráulico CICROSA-1003/7:	1	\$100.00	\$100.00
6	Tanque Reservorio de aceite	1	\$50.00	\$50.00
7	Aceite hidráulico grado ISO 32	2 [L]	\$30.00	\$60.00
8	Válvula de alivio de presión	1	\$70.00	\$70.00
9	Manómetro	1	\$5.00	\$5.00
10	Electroválvula De 5 Vías	1	\$15.00	\$15.00
11	Impuestos + Flete	30%	-	\$225.00
	Motor/mangueras/motor/pistón/válvulas			
			SUBTOTAL+IVA	\$1,162.99

Tabla 3.22*Costos de los materiales del circuito eléctrico*

Descripción	Cantidad	Valor
Luz piloto led 22mm verde 12-440vac ad1622ds	1	\$1.60
Pulsador 22mm met simple verde fpb-ba1 csc	2	\$3.63
Fuente poder in:85-265v out:24v 5a 120w xiled	1	\$10.80
Breaker p/riel 2x6a 6ka ebasee	1	\$6.24
Bornera p/riel #12awg 2.5mm leipold-wokendo	6	\$2.40
Tope final para bornera cs	2	\$0.64
Cable flexible tff #18 awg (metro)	10	\$1.52
	SUBTOTAL+IVA	\$30.05

Tabla 3.23*Costos mecanizado y fabricación [Elaboración Propia]*

Operación	Tiempo de Trabajo [h]	Costo/h [\$]	Precio Total [\$]
Fresado-Tornero	24	14	336
Soldadura	12	12	144
Armador	4	10	40
Taladrado	8	8	64
Técnico Mecánico	24	23	552
Técnico Eléctrico	20	15	300
		SUBTOTAL	\$1,436

Tabla 3.24*Costo Total*

Descripción	Valor [\$]
Costos de los materiales de la estructura	\$974.22
Costos de los materiales del circuito hidráulico	\$1,162.99
Costos de los materiales del circuito eléctrico	\$30.05
Costos mecanizado y fabricación	\$1,436
TOTAL	\$3,603

Tabla 3.25*Variables económicas para el análisis de viabilidad*

Variables Económicas	
Valor de salvamento de la máquina	\$1,700
Inversión	\$3,603
Préstamo bancario	\$900.75
Tasa bancaria	9.49%
Inflación	12.00%
Tmar	15.06%
Vida útil de la maquina	10 años
Depreciación	\$190.30
Tmar mixta	13.66%
Tmar mixta + Inflación	28.86%

- Se asumieron las siguientes variables:
- Inflación del 12% al año.
- Riesgo de inversión 3%.
- Cuarta parte de la inversión como préstamo bancario.

- La máquina se venderá al término de los 10 años por un valor de \$1700.

Tabla 3.26

Tabla de amortización

Años	Interés	Capital	Residuo de Capital
0			\$900.75
1	\$85.48	\$90.08	\$810.68
2	\$76.93	\$90.08	\$720.60
3	\$68.38	\$90.08	\$630.53
4	\$59.84	\$90.08	\$540.45
5	\$51.29	\$90.08	\$450.38
6	\$42.74	\$90.08	\$360.30
7	\$34.19	\$90.08	\$270.23
8	\$25.64	\$90.08	\$180.15
9	\$17.10	\$90.08	\$90.07
10	\$8.55	\$90.08	(\$0.00)

Tabla 3.27

Flujo de caja de la inversión

Año	Inversión	Ingresos	Intereses	Depreciación	Gastos	Capital	Salvamento	Utilidad	Flujo Neto
0	\$3,603								(\$3,603)
1		\$1,000.00	\$85.48	\$190.30	\$64.85	\$90.08		\$659.37	\$759.59
2		\$1,120.00	\$76.93	\$213.14	\$64.85	\$90.08		\$765.08	\$888.14
3		\$1,254.40	\$68.38	\$238.71	\$64.85	\$90.08		\$882.45	\$1,031.09
4		\$1,404.93	\$59.84	\$267.36	\$64.85	\$90.08		\$1,012.88	\$1,190.17
5		\$1,573.52	\$51.29	\$299.44	\$64.85	\$90.08		\$1,157.94	\$1,367.31
6		\$1,762.34	\$42.74	\$335.37	\$64.85	\$90.08		\$1,319.38	\$1,564.68
7		\$1,973.82	\$34.19	\$375.62	\$64.85	\$90.08		\$1,499.16	\$1,784.71
8		\$2,210.68	\$25.64	\$420.69	\$64.85	\$90.08		\$1,699.49	\$2,030.11
9		\$2,475.96	\$17.10	\$471.18	\$64.85	\$90.08		\$1,922.84	\$2,303.94
10		\$2,773.08	\$8.55	\$527.72	\$64.85	\$90.08	\$1,700	\$2,171.96	\$4,309.61
VAN	\$307.34								
TIR	31%								

Mediante las tablas 3.22 y 3.24 se aprecia que los costos de mayor relevancia en el diseño están presentes en la mano de obra y en el sistema hidráulico, dado que los componentes a trabajar son de alta calidad y también del uso de un motor de 3hp.

Se aprecia que los volteadores de bins que existen en el mercado se encuentran en un rango de precio entre los 5000 a 10000 dólares americanos. El diseño propuesto consta de un costo total de 3603.26\$, por lo que su precio está por debajo del rango disponible.

En base a la tabla 3.27, el espacio de trabajo deberá generar ingresos de 1000\$ en el primer año y en los años siguientes obtener ingresos equivalentes a los del año anterior más el aumento porcentual de la inflación bancaria para que la compra sea rentable durante los 10 años de vida del proyecto. Esta tendencia de ganancias anuales debe mantenerse para que la Tasa Interna de Retorno (TIR) del proyecto sea mayor o igual a la Tasa Mínima de Atracción de Recursos (Tmar) ajustada a la inflación, garantizando que el Valor Actual Neto (VAN) sea mayor a cero, permitiendo recuperar la inversión inicial.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

4.1.1 Conclusiones

- A partir del análisis de elementos finitos realizado mediante el software ANSYS, se determinó la distribución del esfuerzo de Von Mises sobre los componentes del volteador, donde se pudo observar que dicho esfuerzo es inferior a la resistencia a la fluencia, S_y , de los materiales usados para cada parte. No obstante, en la estructura móvil se observó que el esfuerzo máximo que se produce es cercano al valor de fluencia del acero A500 (figura 3.6), lo que se debe a que el travesaño donde el cilindro hidráulico ejerce la fuerza para el volteo requiere ser reforzado con otros perfiles estructurales para una mejor distribución de la carga.
- A través del software de diseño 3D SolidWorks, se modeló el volteador de bins de tal manera que su dificultad de construcción sea baja, para lo cual se usaron geometrías poco complejas, y, además, que este requiera pocos componentes mecánicos, lo que resulta en un diseño ideal de implementar en términos de tiempo y recursos requeridos.
- Mediante un análisis de factibilidad económica, se corroboró que el proyecto presenta viabilidad desde una perspectiva financiera. El Valor Actual Neto (VAN) del proyecto arrojó un valor positivo de \$307.34, lo que sugiere que la construcción de este resulta económicamente rentable. Asimismo, la Tasa Interna de Retorno (TIR) alcanzó el 31%, superando significativamente la Tasa Mínima de Atracción de Recursos (Tmar) mixta, lo que respalda la viabilidad del diseño del proyecto.

4.1.2 Recomendaciones

- Realizar un plan de mantenimiento exhaustivo tanto de su estructura como del circuito hidráulico debido a la posible aparición de fugas de aceite en su sistema, como también al desgaste de los componentes por ser una máquina expuesta a cargas elevadas.
- En base a los resultados obtenidos del análisis en ANSYS para la estructura móvil, se recomienda añadir perfiles estructurales que refuercen el travesaño superior de la parte trasera con el fin de reducir el esfuerzo sobre este y a su vez garantizar el funcionamiento óptimo de la máquina a la hora de su operación.
- Realizar una evaluación del impacto ambiental del volteador de bins en la producción camaronera, considerando aspectos como la eficiencia de recursos y la gestión de residuos.
- Proporcionar una correcta guía de capacitación a los operadores y técnicos que trabajarán con el volteador de bins para garantizar un uso seguro y eficiente.
- Garantizar que los componentes críticos sean fácilmente accesibles para su inspección, reparación o reemplazo con el fin de evitar diseños que requieran desmontajes complejos o costosos.

Referencias

- Acuacultura, C. N. (2023). *Camarón – Reporte de Exportaciones Ecuatorianas Totales*. Guayaquil.
- AENOR. (2016). *Seguridad de las máquinas*. Madrid.
- AENOR. (2018). *Food Safety Management Systems – A practical guide*. Madrid.
- AENOR. (2019). *Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas*. Madrid.
- Alemán, D. (2020). *Diseño de volteador de contenedores independiente móvil*. Elche: UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE.
- Amerise, A. (1 de Abril de 2023). *Cómo Ecuador se convirtió en el mayor exportador mundial de camarones*. Madrid: BBC. Obtenido de BBC: <https://www.bbc.com/mundo/noticias-america-latina-65247655>
- ANSI. (2016). *Especificación para construcciones de acero*. American Institute of Steel Construction.
- Bestratén, M. (2008). *Ergonomía*. Madrid.
- Creus, A. (2007). *Neumática e Hidráulica*. España: Marcombo, S.A. 2.
- Ecobusiness Fund. (2021). *Guía para el procesamiento de camarón*. Bogotá.
- Gonzabay Crespin, A. N. (2021). *Análisis de la producción de camarón en el Ecuador para su exportación a la Unión Europea en el periodo 2015-2020*. Obtenido de Repositorio Digital de la UTMACH: <http://repositorio.utmachala.edu.ec/handle/48000/17632>
- Gusqui, C. E. (2023). *Diseño, construcción e implementación de un sistema semiautomático de una plegadora hidráulica para doblar planchas hasta 3 mm de espesor*. Riobamba: ESPOCH.

Higuera, M. C. (2003). *Manual de Buenas Prácticas de Producción Acuícola de Camarón para la Inocuidad Alimentaria*. Mazatlán: SENASICA.

ISO. (2018). *Sistemas de gestión de la seguridad y salud en el trabajo*.

Mendoza, A., Solano, C., Palencia, D., & García, D. (18 de Julio de 2018). *Aplicación del proceso de jerarquía analítica (AHP) para la toma de decisión con juicios de expertos*. Obtenido de SciELO: https://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-33052019000300348

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado - 4ta Edición*. México D.F: McGraw-Hill.

NPV Balanceados. (2020). *Cultivo de camarón en Ecuador*. Santa Rosa.

Piedrahita, Y. (2018). *La industria de cultivo de camarón en Ecuador*. globalseafood.

Pizarro, D. E. (2023). *El mercado de equipamiento para el sector acuícola y atunero en Ecuador*. Quito: ICEX. Obtenido de ICEX.

Ruales, A. (2 de Febrero de 2021). *Introducción a los Sistemas Hidráulicos*. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/350735315>

SolusGroup. (2019). *Bin Tippers*. St. Louis.

Zúñiga, C. (2023). *Exportación no petrolera se afianza con el camarón, el producto estrella del 2022 en Ecuador*. El Universo.

Apéndice A

Estructura móvil

Cálculo de las reacciones en la estructura móvil

Para obtener las reacciones en las juntas de la estructura móvil del volteador se realizó un modelo 3D de ambas estructuras mediante SolidWorks, en el cual se asignaron las dimensiones generales tal y como se muestra en las siguientes figuras:

Figura A. 1

Dimensiones de la estructura fija

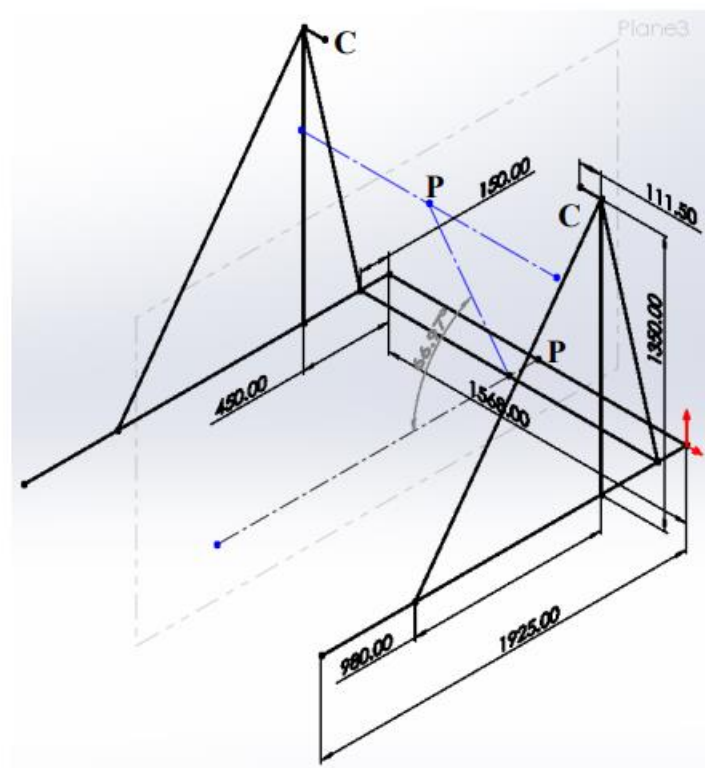
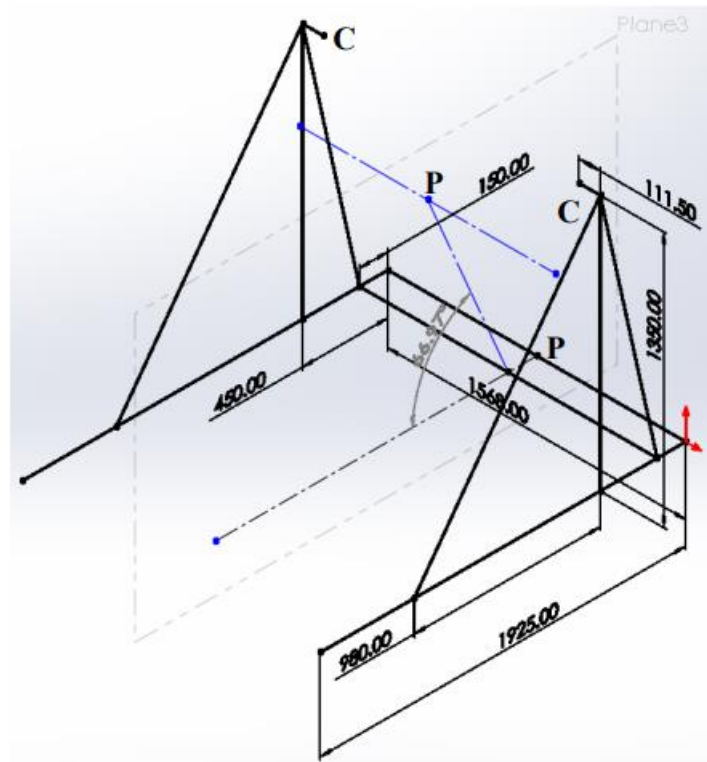


Figura A. 2

Dimensiones de la estructura móvil

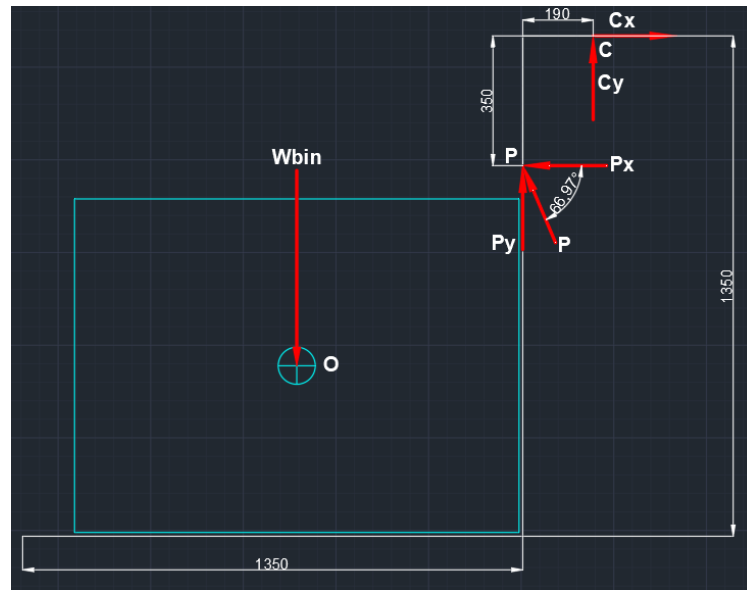


El problema se simplificó a un análisis en 2D y se asumió que el peso del contenedor actúa en el centroide de este. Además, se consideraron tres posiciones para determinar el caso más crítico. En dichas posiciones, theta (θ) representa el ángulo de rotación de la estructura móvil y phi (ϕ) corresponde al ángulo que forma el cilindro hidráulico con la horizontal en sentido horario.

Posición 1: $\theta = 0^\circ$, $\phi = 66.97^\circ$

Figura A. 3

DCL de la estructura móvil en la posición 1



$$\sum F_x = 0$$

$$C_x = P \cos(66.97^\circ)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = W_{bin} - P \sin(66.97^\circ)$$

$$\sum M_P = 0$$

$$600W_{bin} + 190C_y - 350C_x = 0$$

Obteniéndose los siguientes valores:

$$C_x = P_x = 8.82 \text{ kN}$$

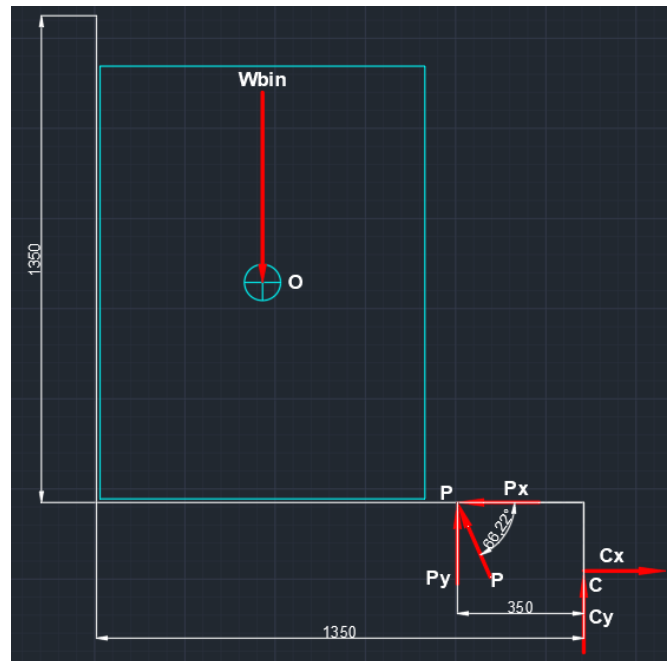
$$C_y = -11.85 \text{ kN}$$

$$P_y = 20.75 \text{ kN}$$

Posición 2: $\theta = 90^\circ$, $\varphi = 66.22^\circ$

Figura A. 4

Diagrama de cuerpo libre de la estructura móvil en la posición 2



$$\sum F_x = 0$$

$$C_x = P \cos(66.22^\circ)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = W_{bin} - P \sin(66.22^\circ)$$

$$\sum M_P = 0$$

$$550W_{bin} + 350C_y + 190C_x = 0$$

Obteniéndose los siguientes valores:

$$C_x = P_x = 13.25 \text{ kN}$$

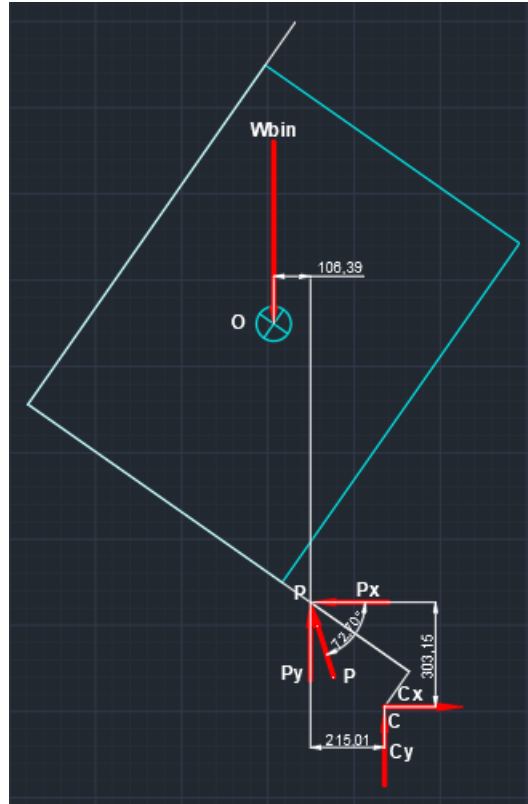
$$C_y = -21.18 \text{ kN}$$

$$P_y = 30.08 \text{ kN}$$

Posición 3: $\theta = 125^\circ$, $\varphi = 66.22^\circ$

Figura A. 5

Diagrama de cuerpo libre de la estructura móvil en la posición 3



$$\sum F_x = 0$$

$$C_x = P \cos(72.7^\circ)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = W_{bin} - P \sin(72.7^\circ)$$

$$\sum M_P = 0$$

$$106.39W_{bin} + 215.01C_y + 303.15C_x = 0$$

Obteniéndose los siguientes valores:

$$C_x = P_x = 7.38 \text{ kN}$$

$$C_y = -14.79 \text{ kN}$$

$$P_y = 23.69 \text{ kN}$$

Como se puede observar, el caso 2 es el más crítico dado que las cargas en las juntas son mayores, por tanto, se utilizarán dichas cargas para el análisis de ambas estructuras.

Estructura fija

Análisis mediante el método de elementos finitos de la estructura fija

Se simplificó el análisis tratando el problema en 2D. Las reacciones que se calcularon para la estructura móvil son las mismas que actúan sobre las juntas de la estructura fija, pero en sentido opuesto.

Con respecto a los apoyos, se consideraron los dos extremos de la base como “empotrados” dado que en estas posiciones se colocarán pernos para anclar la estructura al suelo. También se colocaron apoyos rodantes entre los empotramientos, los que simularían el movimiento horizontal que podría experimentar la base.

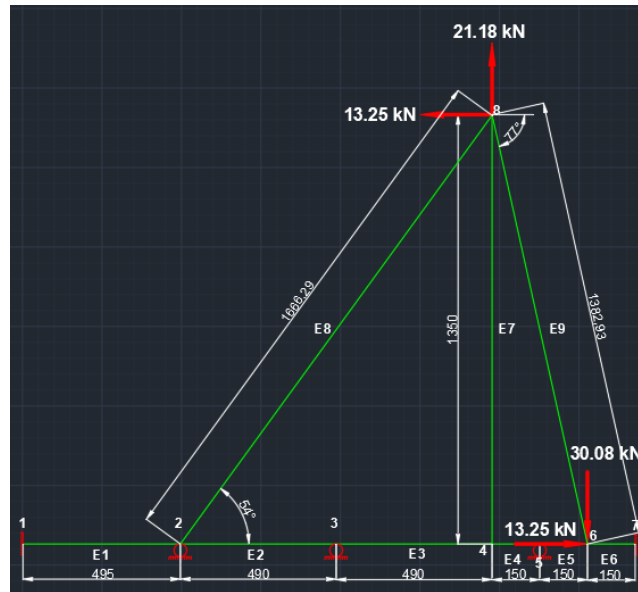
Para aplicar el método de elementos finitos, se optó por utilizar elementos de tipo viga bidimensionales, los cuales poseen 3 grados de libertad por cada nodo: 1 desplazamiento en x y otro en y, y una rotación alrededor del eje z.

La estructura se discretizó en 9 elementos, los cuales se escogieron en función de la ubicación de los apoyos y las cargas en la estructura.

El objetivo de este análisis será el de determinar las reacciones en los apoyos y el elemento sometido a las cargas más elevadas, ya que sobre este se darán los esfuerzos críticos.

Figura A. 6

Estructura fija discretizada mediante elementos tipo viga bidimensionales



En base a las restricciones de movimiento de los nodos debido a los apoyos y las cargas externas aplicadas, se tendrán unas determinadas condiciones de frontera. Para la estructura fija, estas se muestran en las tablas A.1 y A.2.

Tabla A. 1

Condiciones de frontera (desplazamientos y rotaciones)

Nodo	Desplazamientos / rotaciones		
	d_{ix}	d_{iy}	ϕ
1	0	0	0
2		0	
3		0	
4			
5		0	
6			
7	0	0	0
8			

Tabla A. 2*Condiciones de frontera (Cargas externas)*

i	Cargas externas		
	fix	fiy	mi
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	13.25	-30.08	0
7	0	0	0
8	-13.25	21.18	0

Debido a que la estructura fija (así como la estructura móvil) no estarán en contacto con el camarón, se optó por utilizar acero estructural AISI A500, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla A. 3*Propiedades mecánicas del acero AISI A500*

Propiedades mecánicas Acero AISI A500	
Módulo de Young, E (GPa)	200
Resistencia a la fluencia, S_y (MPa)	320
Resistencia última a la tracción, Sut (MPa)	400

Además, se utilizaron dos tipos de perfiles para los elementos de la estructura: tubo cuadrado de 2" (50.8 X 50.8 X 1.4) para los elementos 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8 y 9 (elementos horizontales e inclinados), y tubo rectangular de 4" X 2" (101.60 X 50.8 X 4) para el elemento 7 (elemento vertical).

Las propiedades geométricas de dichos perfiles se muestran en la tabla a continuación:

Tabla A. 4*Propiedades geométricas de los perfiles estructurales*

Propiedades geométricas		
Perfil	Tubo cuadrado 2"	Tubo rectangular 4" X 2"
Área de sección transversal, A (mm ²)	272.16	1136
Inercia, I _x (mm ⁴)	107227.4	1441259
Inercia, I _y (mm ⁴)	107227.4	473658.7

Cálculo de las fuerzas en los nodos

Para obtener las fuerzas que actúan sobre los nodos de los elementos se debe resolver la ecuación matricial:

$$\{\hat{f}\} = [\hat{k}]\{\hat{d}\} \quad (2.1)$$

Donde:

$\{\hat{f}\}$ es el vector de cargas local

$[\hat{k}]$ es la matriz de rigidez local

$\{\hat{d}\}$ es el vector de desplazamientos local

La matriz de rigidez local es la siguiente:

$$[\hat{k}] = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & 0 & -C_1 & 0 & 0 \\ 0 & 12C_2 & 6C_2L & 0 & -12C_2 & 6C_2L \\ 0 & 6C_2L & 4C_2L^2 & 0 & -6C_2L & 2C_2L^2 \\ -C_1 & 0 & 0 & C_1 & 0 & 0 \\ 0 & -12C_2 & -6C_2L & 0 & 12C_2 & -6C_2L \\ 0 & 6C_2L & 2C_2L^2 & 0 & -6C_2L & 4C_2L^2 \end{bmatrix}$$

Donde:

$$C_1 = \frac{AE}{L}, C_2 = \frac{EI}{L^3}$$

Para el elemento 1:

$$C_1 = 219.71 \text{ kN/mm}$$

$$C_2 = 0.34 \text{ kN/mm}$$

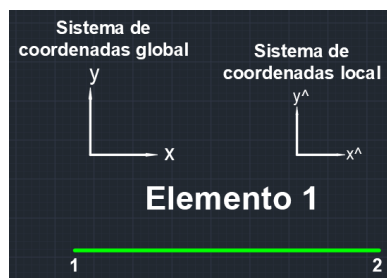
Por tanto, la matriz de rigidez local para el elemento 1 es:

d1x	d1y	φ1	d2x	d2y	φ2	
109.9636	0	0	-109.964	0	0	d1x
0	2.121785	525.1419	0	-2.12179	525.1419	d1y
0	525.1419	173296.8	0	-525.142	86648.41	φ1
-109.964	0	0	109.9636	0	0	d2x
0	-2.12179	-525.142	0	2.121785	-525.142	d2y
0	525.1419	86648.41	0	-525.142	173296.8	φ2

De la misma forma se procede con los demás elementos. Sin embargo, se debe hallar la matriz de rigidez global, la cual se expresa en términos del sistema de referencia global seleccionado. Para el caso de los elementos horizontales las matrices local y global son las mismas ya que los sistemas de referencia global y local coinciden (figura A.7).

Figura A. 7

Sistemas de coordenadas local y global para elementos horizontales



Elemento 2:

d2x	d2y	ϕ_2	d3x	d3y	ϕ_3	
111.0857	0	0	-111.086	0	0	d2x
0	2.187403	535.9138	0	-2.1874	535.9138	d2y
0	535.9138	175065.2	0	-535.914	87532.58	ϕ_2
-111.086	0	0	111.0857	0	0	d3x
0	-2.1874	-535.914	0	2.187403	-535.914	d3y
0	535.9138	87532.58	0	-535.914	175065.2	ϕ_3

Elemento 3:

d3x	d3y	ϕ_3	d4x	d4y	ϕ_4	
111.0857	0	0	-111.086	0	0	d3x
0	2.187403	535.9138	0	-2.1874	535.9138	d3y
0	535.9138	175065.2	0	-535.914	87532.58	ϕ_3
-111.086	0	0	111.0857	0	0	d4x
0	-2.1874	-535.914	0	2.187403	-535.914	d4y
0	535.9138	87532.58	0	-535.914	175065.2	ϕ_4

Elemento 4:

d4x	d4y	ϕ_4	d5x	d5y	ϕ_5	
362.88	0	0	-362.88	0	0	d4x
0	76.2506	5718.795	0	-76.2506	5718.795	d4y
0	5718.795	571879.5	0	-5718.8	285939.8	ϕ_4
-362.88	0	0	362.88	0	0	d5x
0	-76.2506	-5718.8	0	76.2506	-5718.8	d5y
0	5718.795	285939.8	0	-5718.8	571879.5	ϕ_5

Elemento 5:

d5x	d5y	ϕ_5	d6x	d6y	ϕ_6	
362.88	0	0	-362.88	0	0	d5x
0	76.2506	5718.795	0	-76.2506	5718.795	d5y
0	5718.795	571879.5	0	-5718.8	285939.8	ϕ_5
-362.88	0	0	362.88	0	0	d6x
0	-76.2506	-5718.8	0	76.2506	-5718.8	d6y
0	5718.795	285939.8	0	-5718.8	571879.5	ϕ_6

Elemento 6:

d6x	d6y	ϕ_6	d7x	d7y	ϕ_7	
362.88	0	0	-362.88	0	0	d6x
0	76.2506	5718.795	0	-76.2506	5718.795	d6y
0	5718.795	571879.5	0	-5718.8	285939.8	ϕ_6
-362.88	0	0	362.88	0	0	d7x
0	-76.2506	-5718.8	0	76.2506	-5718.8	d7y
0	5718.795	285939.8	0	-5718.8	571879.5	ϕ_7

No obstante, para elementos con una orientación distinta, sus matrices local y global no son iguales, ya que el sistema de referencia local no coincide con el sistema global.

Esto ocurre con los elementos 7 (vertical), 8 y 9 (inclinados). Para el elemento 7, si se considera el eje x local a lo largo del elemento, dirigido del nodo 4 al nodo 8, el sistema local está a 90°, en sentido antihorario, con respecto al sistema global (figura A.8).

Figura A. 8

Sistemas de coordenadas local y global para el elemento 7 (vertical)



En este caso se utiliza la siguiente expresión para determinar la matriz de rigidez global:

$$k = T^T \hat{k} T \quad (2.2)$$

Donde:

T es la matriz de transformación y se define como:

$$[T] = \begin{bmatrix} C & S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -S & C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -S & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$S = \sin(\theta), C = \cos(\theta)$$

Para este elemento $\theta = 90^\circ$, por lo que la matriz de transformación es:

$$[T] = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

La matriz de rigidez local de este elemento es:

d4x	d4y	ϕ_4	d8x	d8y	ϕ_8	
40.32	0	0	-40.32	0	0	d4x
0	0.104596	70.60241	0	-0.1046	70.60241	d4y
0	70.60241	63542.17	0	-70.6024	31771.08	ϕ_4
-40.32	0	0	40.32	0	0	d8x
0	-0.1046	-70.6024	0	0.104596	-70.6024	d8y
0	70.60241	31771.08	0	-70.6024	63542.17	ϕ_8

Resolviendo el producto matricial se obtiene la matriz de rigidez expresada en términos del sistema de referencia global:

d4x	d4y	ϕ_4	d8x	d8y	ϕ_8	
0.104596	0	-70.6024	-0.1046	0	-70.6024	d4x
0	40.32	0	0	-40.32	0	d4y
-70.6024	0	63542.17	70.60241	0	31771.08	ϕ_4
-0.1046	0	70.60241	0.104596	0	70.60241	d8x
0	-40.32	0	0	40.32	0	d8y
-70.6024	0	31771.08	70.60241	0	63542.17	ϕ_8

De igual forma se calcula la matriz de rigidez global para los elementos 8 y 9 cuyos sistemas locales están a 54° y -77° con respecto al sistema global.

Elemento 8

d2x	d2y	$\phi 2$	d8x	d8y	$\phi 8$	
11.32243	15.50743	-37.4924	-11.3224	-15.5074	-37.4924	d2x
15.50743	21.39977	27.23984	-15.5074	-21.3998	27.23984	d2y
-37.4924	27.23984	51480.79	37.49243	-27.2398	25740.4	$\phi 2$
-11.3224	-15.5074	37.49243	11.32243	15.50743	37.49243	d8x
-15.5074	-21.3998	-27.2398	15.50743	21.39977	-27.2398	d8y
-37.4924	27.23984	25740.4	37.49243	-27.2398	51480.79	$\phi 8$

Elemento 9

d8x	d8y	$\phi 8$	d6x	d6y	$\phi 6$	
2.084106	-8.6058	65.55572	-2.0841057	8.605797	65.55572	d8x
-8.6058	37.3731	15.13473	8.605797454	-37.3731	15.13473	d8y
65.55572	15.13473	62029.12	-65.5557219	-15.1347	31014.56	$\phi 8$
-2.08411	8.605797	-65.5557	2.084105704	-8.6058	-65.5557	d6x
8.605797	-37.3731	-15.1347	-8.60579745	37.3731	-15.1347	d6y
65.55572	15.13473	31014.56	-65.5557219	-15.1347	62029.12	$\phi 6$

Una vez obtenidas las matrices de rigidez globales de cada elemento, se procede a realizar la superposición de estas, eliminando las filas y columnas correspondientes a los desplazamientos conocidos, dando como resultado una matriz global reducida de la estructura fija.

Figura A. 9

Matriz de rigidez global simplificada

Matriz k global reducida [k]														
d2x	$\phi 2$	d3x	$\phi 3$	d4x	d4y	$\phi 4$	d5x	$\phi 5$	d6x	d6y	$\phi 6$	d8x	d8y	$\phi 8$
232.3718	-37.4924	-111.086	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-11.32243337	-15.50743217	-37.49242536
-37.4924	399842.8	0	87532.58	0	0	0	0	0	0	0	0	37.49242536	-27.23984151	25740.39602
-111.086	0	222.1714	0	-111.086	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	87532.58	0	350130.3	0	-535.914	87532.58	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	-111.086	0	474.0703	0	-70.6024	-362.88	0	0	0	0	-0.104596164	0	-70.60241067
0	0	0	-535.914	0	118.758	5182.882	0	5718.795264	0	0	0	0	-40.32	0
0	0	0	87532.58	-70.6024	5182.882	810486.9	0	285939.7632	0	0	0	70.60241067	0	31771.0848
0	0	0	0	-362.88	0	0	725.76	0	-362.88	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	5718.795	285939.8	0	1143759.053	0	-5718.795264	285939.7632	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	-362.88	0	727.8441057	-8.605797454	-65.55572186	-2.084105704	8.605797454	-65.55572186
0	0	0	0	0	0	0	0	-5718.795264	-8.605797454	189.8743119	-15.13473092	8.605797454	-37.37310487	-15.13473092
0	0	0	0	0	0	0	0	285939.7632	-65.55572186	-15.13473092	1205788.171	65.55572186	15.13473092	31014.55929
-11.3224	37.49243	0	0	-0.1046	0	70.60241	0	0	-2.084105704	8.605797454	65.55572186	13.51113524	6.90163472	173.6505579
-15.5074	-27.2398	0	0	0	-40.32	0	0	0	8.605797454	-37.37310487	15.13473092	6.90163472	99.09287854	-12.10511058
-37.4924	25740.4	0	0	-70.6024	0	31771.08	0	0	-65.55572186	-15.13473092	31014.55929	173.6505579	-12.10511058	177052.0802

El vector de fuerzas global se forma a partir de las condiciones de frontera:

Vector fuerza global {f}	
f2x	0
m2	0
f3x	0
m3	0
f4x	0
f4y	0
m4	0
f5x	0
m5	0
f6x	13.25
f6y	-30.08
m6	0
f8x	-13.25
f8y	21.18
m8	0

Resolviendo la ecuación matricial en términos del sistema global de referencia:

$$\{d\} = [k]^{-1}\{f\}$$

Como resultado se tiene el vector de desplazamientos y rotaciones de cada nodo.

Vector desplazamiento global {d}	
d2x	-0.043135308
φ2	-9.40503E-05
d3x	-0.021835785
φ3	0.000639232
d4x	-0.000536262
d4y	0.234565988
φ4	-0.00102676
d5x	0.006267522
φ5	-0.001393959
d6x	0.013071305
d6y	-0.077774035
φ6	0.000355794
d8x	-1.158038186
d8y	0.35269531
φ8	0.001284342

Una vez que se han calculado los desplazamientos nodales, se procede al cálculo del vector de fuerzas local, ya que nos interesa conocer las reacciones en los apoyos y el elemento crítico. Para esto se resuelve la ecuación 1 para cada elemento, pero antes se obtiene el vector desplazamiento local a través del siguiente producto matricial:

$$\{\hat{d}\} = [T]\{d\} \quad (2.3)$$

Para el elemento 1 se tiene el vector desplazamiento local:

$$\begin{array}{c|c} & \{\hat{d}_1\} \\ d1x & 0 \\ d1y & 0 \\ \phi 1 & 0 \\ d2x & -0.04313531 \\ d2y & 0 \\ \phi 2 & -9.405E-05 \end{array}$$

Por lo tanto, el vector fuerza local para el elemento 1 es:

$$\begin{array}{c|c} & \{\hat{f}_1\} \\ f1x^{\wedge} & 4.743315 \\ f1y^{\wedge} & -0.04939 \\ m1^{\wedge} & -8.14931 \\ f2x^{\wedge} & -4.74332 \\ f2y^{\wedge} & 0.04939 \\ m2^{\wedge} & -16.2986 \end{array}$$

Repetiendo el cálculo matricial para cada elemento se obtienen las siguientes reacciones en los empotramientos:

Tabla A. 5

Reacciones en los empotramientos

Nodo	Reacciones (kN / kNmm)		
	fix	fiy	mi
1	4.743315	-0.04939	-8.14931
7	-4.74332	3.895601	-343.038

Adicionalmente, el elemento crítico de la estructura es el elemento 4, cuyo diagrama de cuerpo libre se muestra en la siguiente figura:

Figura A. 10

Diagrama de cuerpo libre del elemento crítico



Cálculo de factor de seguridad por carga estática

En primera instancia, se trazan los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el elemento crítico, los cuales se presentan en las figuras A.11 y A.12

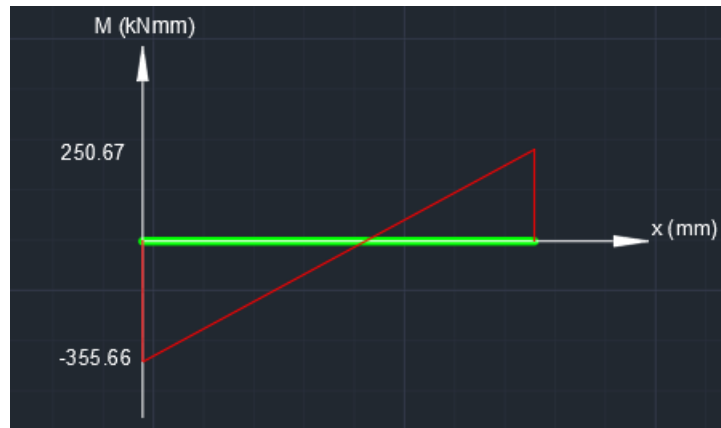
Figura A. 11

Diagrama de fuerza cortante (elemento 4)



Figura A. 12

Diagrama de momento flector (elemento 4)



Con las propiedades geométricas correspondientes al perfil tubular cuadrado y las cargas resultantes se procede a calcular los esfuerzos sobre el elemento.

Esfuerzo de tracción, σ_a :

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (2.4)$$

$$P = 2.47 \text{ kN}$$

$$A = 272.16 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_a = 9.08 \text{ MPa}$$

Esfuerzo debido a la flexión, σ_b :

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (2.5)$$

$$M = 355.66 \text{ kNmm}$$

$$c = 25.4 \text{ mm}$$

$$I = 107227.4 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_b = 84.25 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante, τ :

$$\tau = \frac{VQ}{bI} \quad (2.6)$$

$$V = 4.04 \text{ kN}$$

$$Q = 2563.06 \text{ mm}^3$$

$$b = 2.8 \text{ mm}$$

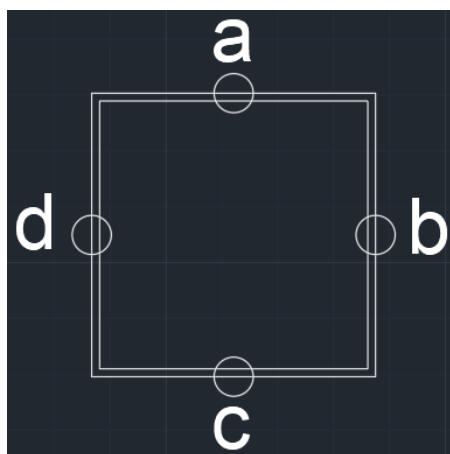
$$\tau = 34.5 \text{ MPa}$$

Estado de esfuerzos: punto crítico

En la figura A.13 se muestran distintos puntos de importancia, de los cuales los esfuerzos σ_a y σ_b están en la misma dirección en el punto “a” y no existe esfuerzo cortante. En el punto “c”, dichos esfuerzos son opuestos, y en los puntos “d” y “b” el esfuerzo debido a la flexión es cero. Por tanto, el punto “a” es el crítico.

Figura A. 13

Puntos de esfuerzo crítico sobre el perfil estructural cuadrado



Entonces, se tiene el siguiente estado de esfuerzos:

Figura A. 14

Estado de esfuerzos



$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b \quad (2.7)$$

$$\sigma = 93.33 \text{ MPa}$$

Por ende, el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{RES}{ESF} \quad (2.8)$$

$$RES = S_y = 320 \text{ MPa}$$

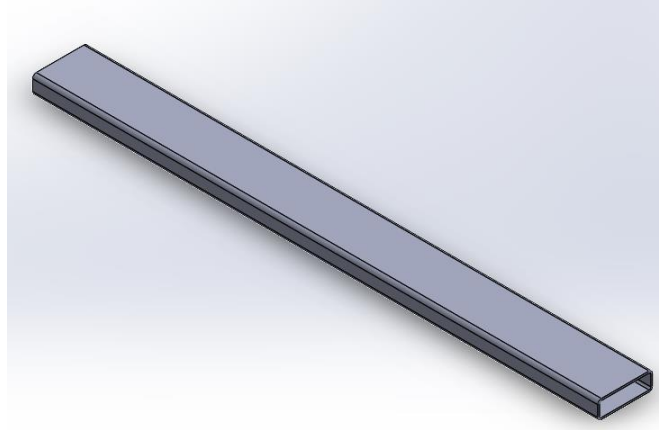
$$ESF = 93.33 \text{ MPa}$$

$$\eta = 3.4$$

Diseño del elemento transversal que soporta el pistón

Figura A. 15

Elemento transversal



Debido a que sobre este elemento actúan dos cargas en diferentes planos se realizó un análisis individual en los planos XY y XZ.

Plano XY

Considerando sus extremos como empotrados se tiene el siguiente modelo y su respectivo DCL.

Figura A. 16

Elemento estructural transversal (plano XY)



Del análisis estático se sabe que:

$$A_y = B_y = 15.04 \text{ kN}$$

$$M_{A_z} = M_{B_z} = 5895.68 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Y sus diagramas de fuerza cortante y momento flector son:

Figura A. 17

Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XY)

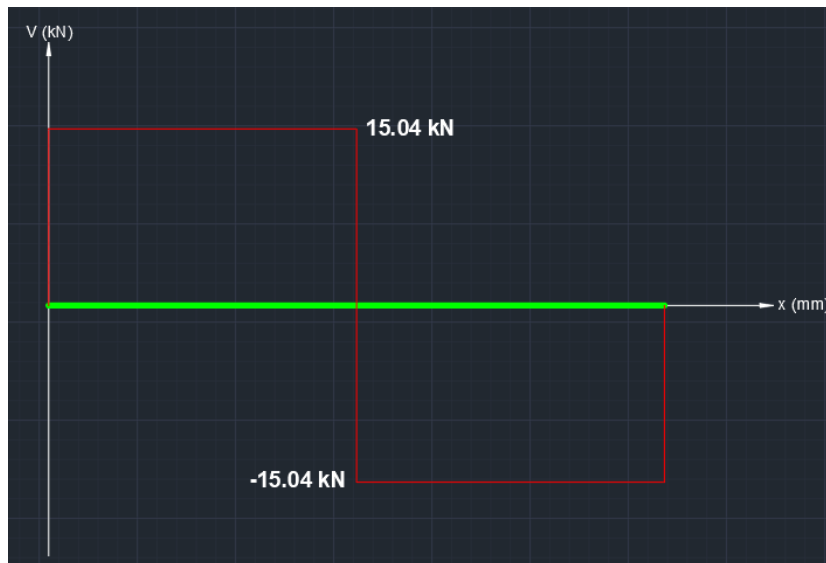
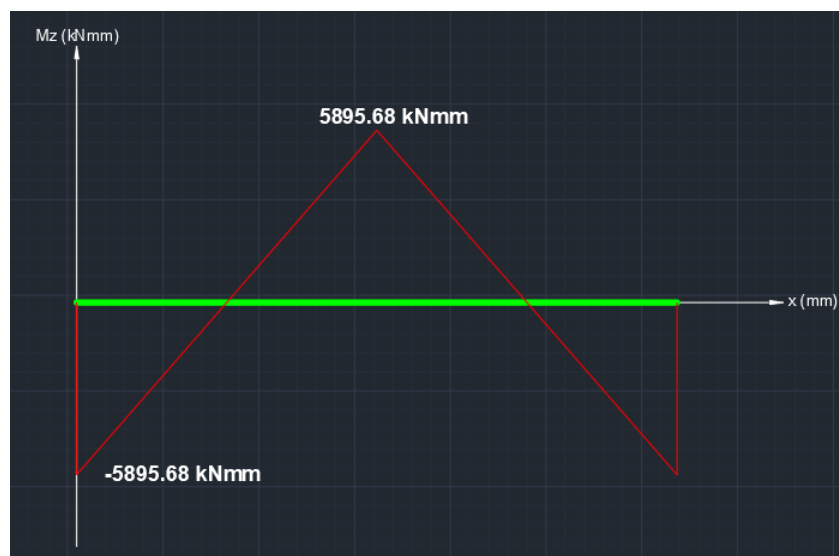


Figura A. 18

Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XY)



Plano XZ

Siguiendo el mismo procedimiento anterior:

Figura A. 19

Elemento estructural transversal (plano XZ)



Del análisis estático se sabe que:

$$A_z = B_z = 6.625 \text{ kN}$$
$$M_{A_y} = M_{B_y} = 2597 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector:

Figura A. 20

Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XZ)

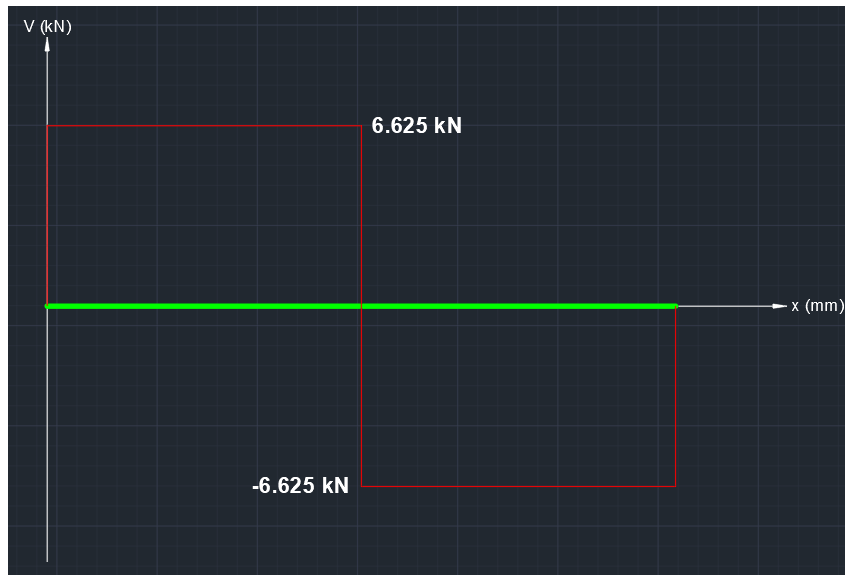
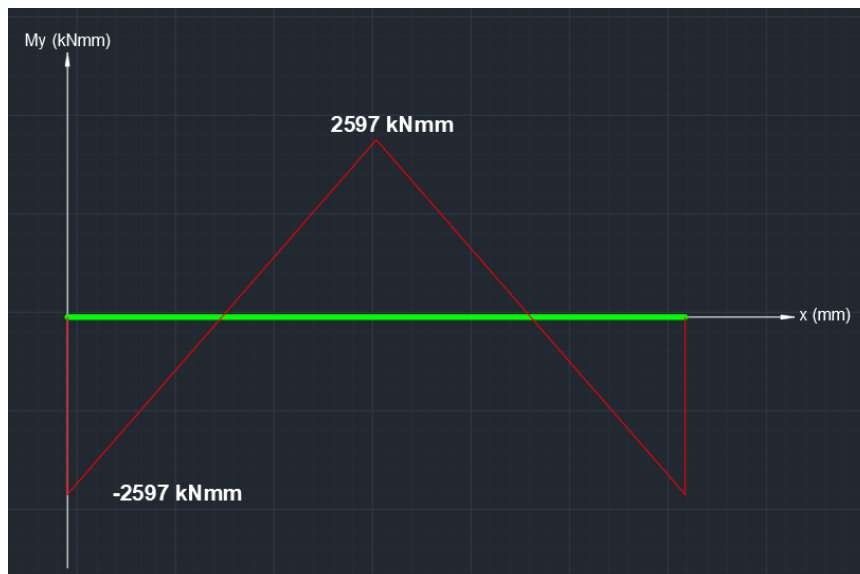


Figura A. 21

Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XZ)

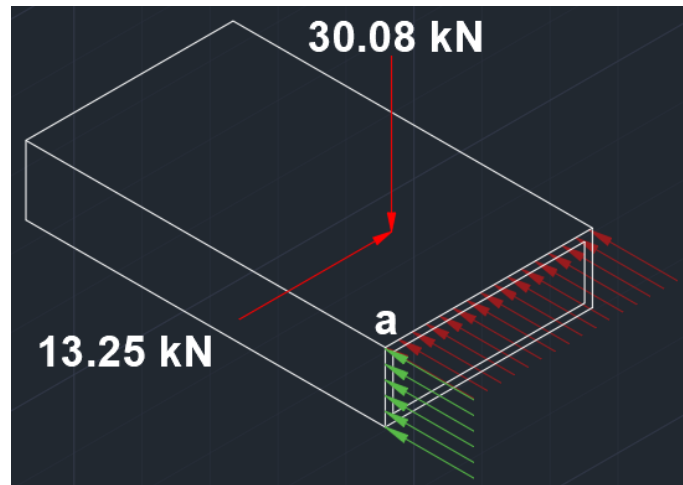


Cálculo de esfuerzos sobre el elemento transversal

Para este cálculo se seleccionó un perfil rectangular de 6" X 2" (152.4 X 50.8 X 5). El esfuerzo crítico ocurre en el punto "a" sobre la cara del perfil, como se muestra en la figura A.22.

Figura A. 22

Distribución de los esfuerzos debido a las cargas por separado



Esfuerzo debido a la carga de 30.08 kN:

$$M = 5895.68 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$c = 25.4 \text{ mm}$$

$$I = 815833.3 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_1 = 180.66 \text{ MPa}$$

Esfuerzo debido a la carga de 13.25 kN:

$$M = 2597 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$c = 76.2 \text{ mm}$$

$$I = 4915833 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_2 = 39.62 \text{ MPa}$$

Esfuerzo total y factor de seguridad:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$$

$$\sigma = 220.28 \text{ MPa}$$

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

$$\eta = 1.45$$

Cálculo de factor seguridad por fatiga del elemento transversal

El volteador estará constantemente rotando desde su posición inicial hasta la final, por lo cual la carga a la que se someten sus partes varía. Para simplificación del análisis, se tomó como carga mínima aquella obtenida en la posición $\theta = 0^\circ$, y como carga máxima, la carga en la posición $\theta = 90^\circ$.

$$P_{mín} = 22.55 \text{ kN } (\theta = 0^\circ)$$

$$P_{máx} = 32.87 \text{ kN } (\theta = 90^\circ)$$

Realizando el mismo análisis anterior, pero para la carga mínima, se obtiene un esfuerzo de 151 MPa. Por tanto, los esfuerzos mínimo y máximo son 151 MPa y 220.28 MPa respectivamente. Cabe mencionar que se tomará nuevamente al punto “a” del perfil como punto crítico.

Los esfuerzos medio y de amplitud están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \quad (2.9)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \quad (2.10)$$

Por tanto,

$$\sigma_m = 185.64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 34.64 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad viene dado por la ecuación de Goodman:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (2.11)$$

Donde la resistencia a la fatiga, S_e , se calcula mediante la expresión:

$$S_e = C_{CA} C_{TE} C_{SU} C_R C_{TA} S_e' \quad (2.12)$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}; S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \quad (2.13)$$

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

- Factor de carga, C_{CA} :

$$C_{CA} = 1 \text{ (flexión)}$$

- Factor de temperatura, C_{TE} :

$$C_{TE} = 1 \text{ (} T \leq 450^\circ\text{C)}$$

- Factor de superficie, C_{SU} :

$$C_{SU} = 0.92 \text{ (Maquinado)}$$

- Factor de confiabilidad, C_R :

$$C_R = 0.868 \text{ (Confiabilidad del 95\%)}$$

- Factor de tamaño, C_{TA} :

$$C_{TA} = 0.787$$

- Resistencia a la fatiga:

$$S_e = 125.7 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad:

$$\eta = 1.35$$

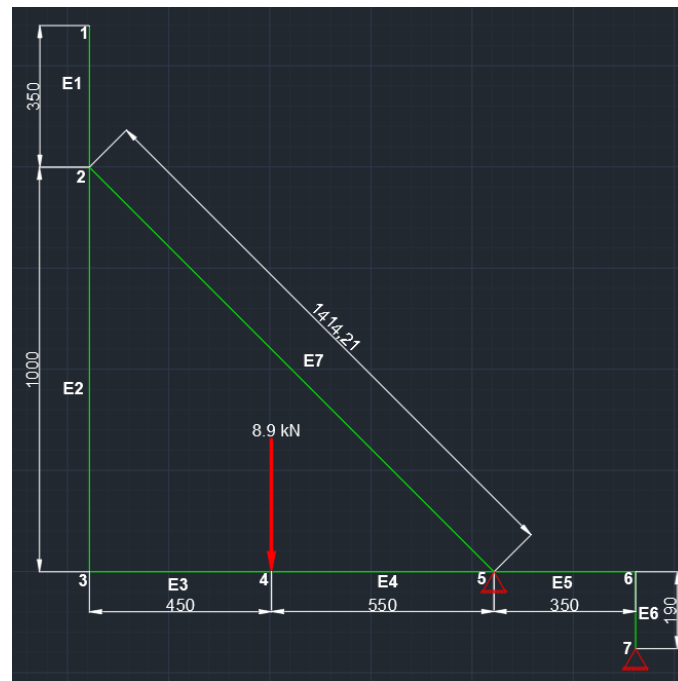
Estructura móvil

Análisis mediante elementos finitos de la estructura móvil

La estructura móvil discretizada en elementos tipo viga bidimensionales se muestra en la figura A.23.

Figura A. 23

Discretización de la estructura móvil



Para los elementos 1, 2, 6 y 7 se utilizó un perfil tubular cuadrado de 2" (50.8 X 50.8 X 4), mientras que para los elementos 3, 4 y 5 el perfil usado fue rectangular de 4" X 2" (101.6 X 50.8 x 4), ambos de acero estructural A500.

Llevando a cabo el mismo procedimiento que la estructura fija, se observa que el elemento crítico es el 5 (figura A.24).

Figura A. 24

Elemento crítico de la estructura móvil



Sus diagramas de fuerza cortante y momento flector se presentan en las figuras A.25 y A.26.

Figura A. 25

Diagrama de fuerza cortante (elemento 5)

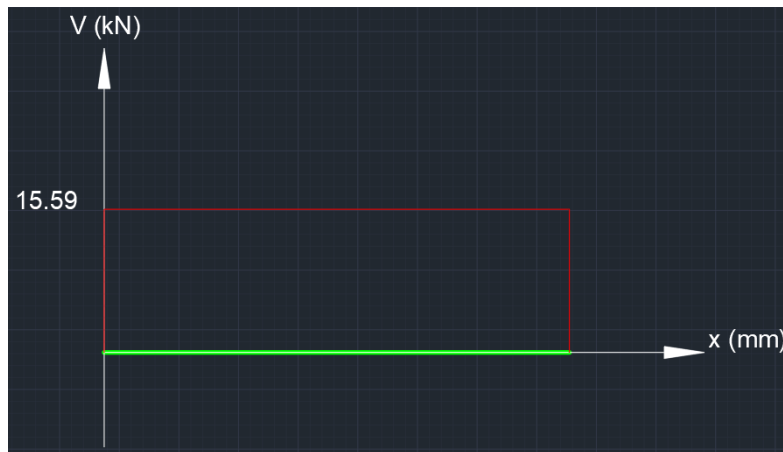
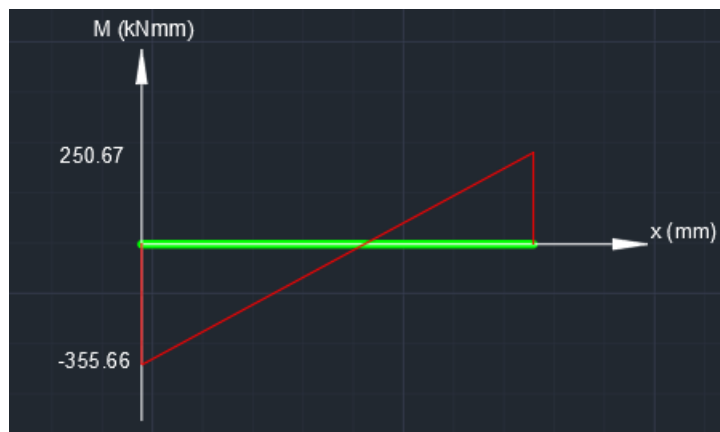


Figura A. 26

Diagrama de momento flector (elemento 5)



A partir de estos se calculan los esfuerzos.

Esfuerzo de tracción, σ_a :

$$\sigma_a = \frac{P}{A}$$

$$P = 2.96 \text{ kN}$$

$$A = 1136 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_a = 2.61 \text{ MPa}$$

Esfuerzo debido a la flexión, σ_b :

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I}$$

$$M = 4895 \text{ kNmm}$$

$$c = 50.8 \text{ mm}$$

$$I = 1441259 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_b = 169.82 \text{ MPa}$$

Estado de esfuerzos: punto crítico

Igual que el caso anterior, sobre el punto “a” el esfuerzo es más crítico, por tanto, el esfuerzo resultante será la suma de los esfuerzos debido a la carga axial y transversal.

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b$$

$$\sigma = 172.43 \text{ MPa}$$

Entonces, el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{RES}{ESF}$$

$$RES = S_y = 320 \text{ MPa}$$

$$ESF = 172.43 \text{ MPa}$$

$$\eta = 1.86$$

Figura A. 27

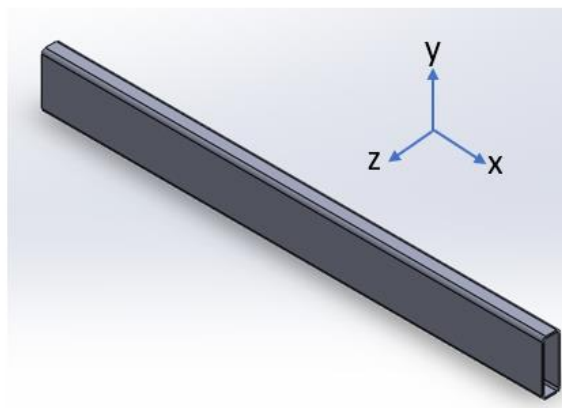
Puntos de esfuerzo crítico sobre el perfil estructural rectangular



Diseño del elemento transversal que soporta la fuerza del pistón

Figura A. 28

Elemento transversal de la estructura móvil



A diferencia del elemento transversal de la estructura fija, el perfil de la estructura móvil se considera con una rotación de 90° en sentido horario alrededor del eje x.

Plano XZ

El modelo del elemento transversal se muestra en la figura A.29 junto con su DCL.

Figura A. 29

Elemento estructural transversal (plano XZ)



Del análisis estático se sabe que:

$$A_z = B_z = 6.625 \text{ kN}$$

$$M_{A_y} = M_{B_y} = 2597 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Sus diagramas de fuerza cortante y momento flector son:

Figura A. 30

Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XZ)

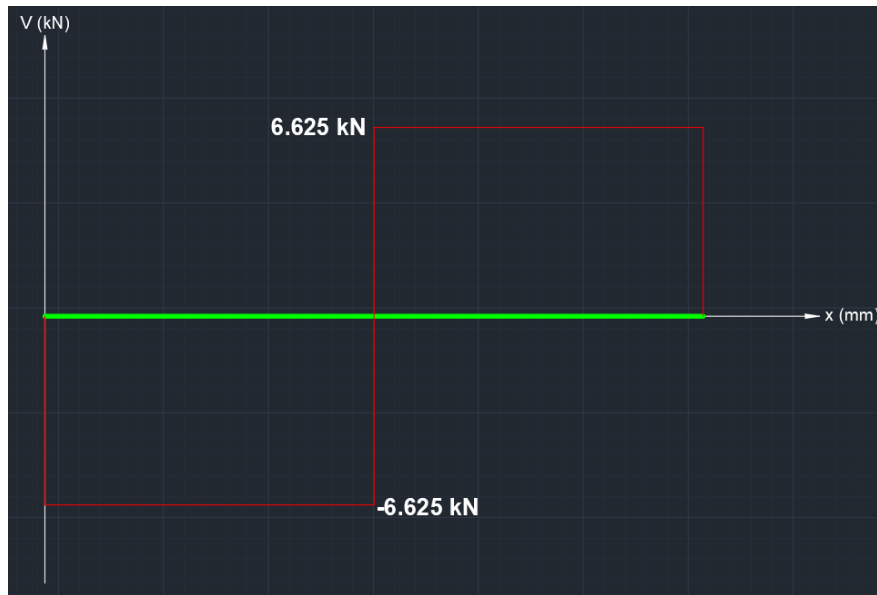
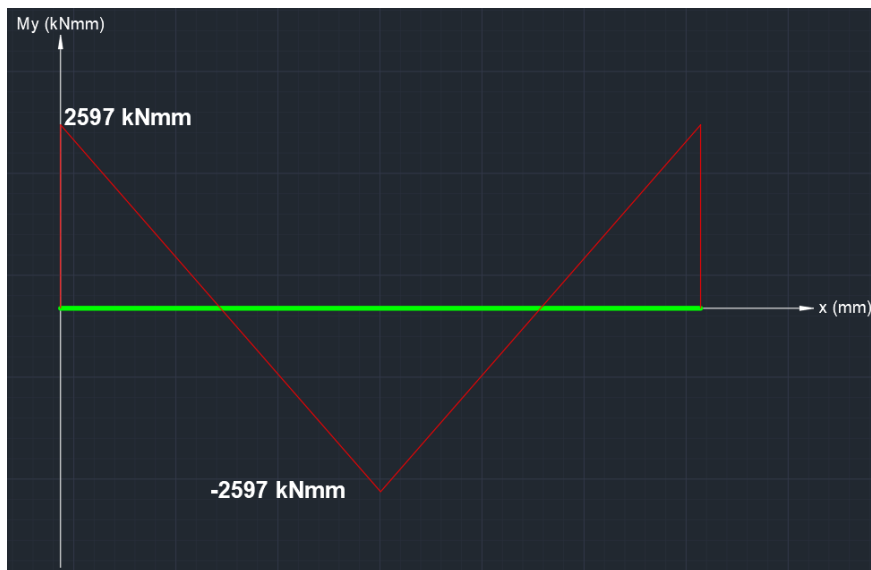


Figura A. 31

Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano XZ)



Plano XY

Siguiendo el mismo procedimiento anterior:

Figura A. 32

Elemento estructural transversal (plano XY)



Del análisis estático se sabe que:

$$A_y = B_y = 15.04 \text{ kN}$$

$$M_{Az} = M_{Bz} = 5057.2 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector:

Figura A. 33

Diagrama de fuerza cortante del elemento transversal (plano XY)

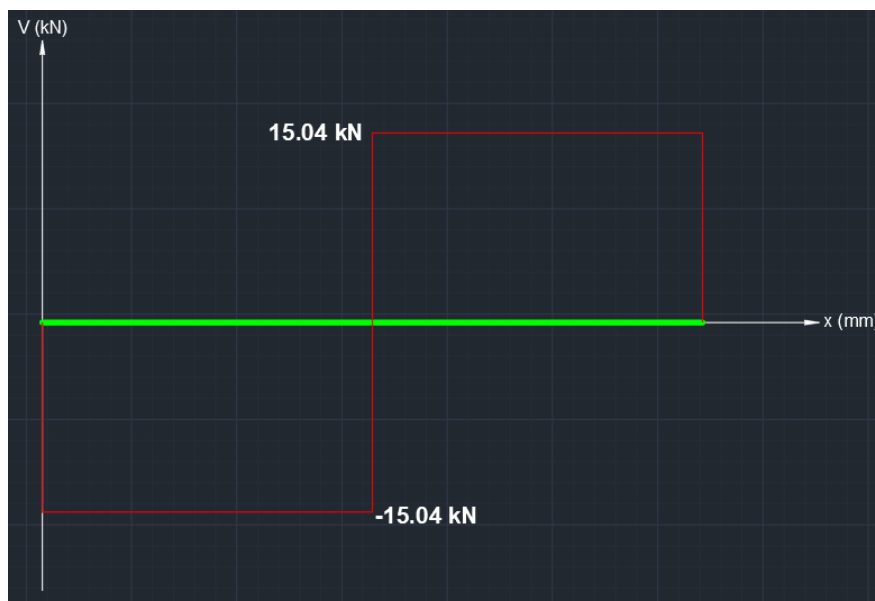
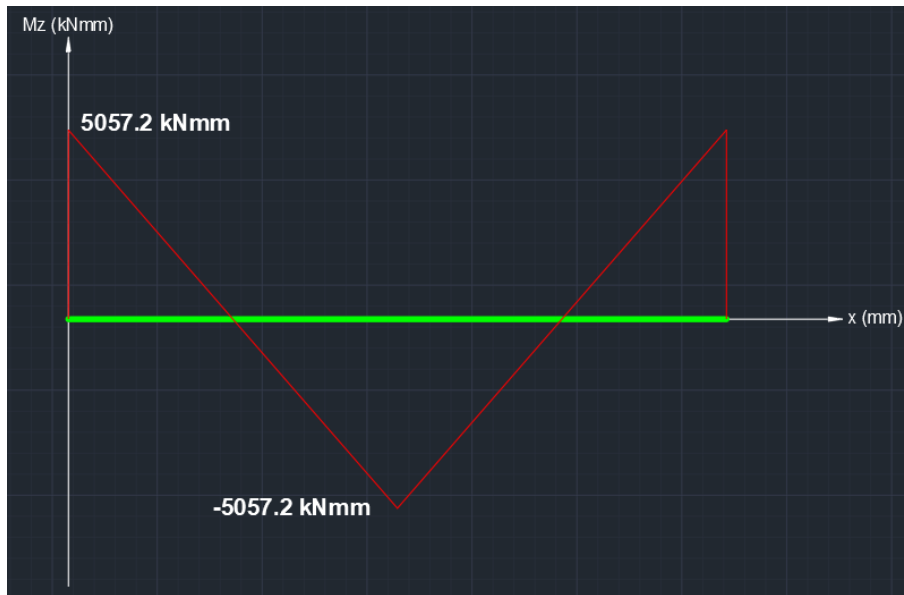


Figura A. 34

Diagrama de momento flector del elemento transversal (plano X)

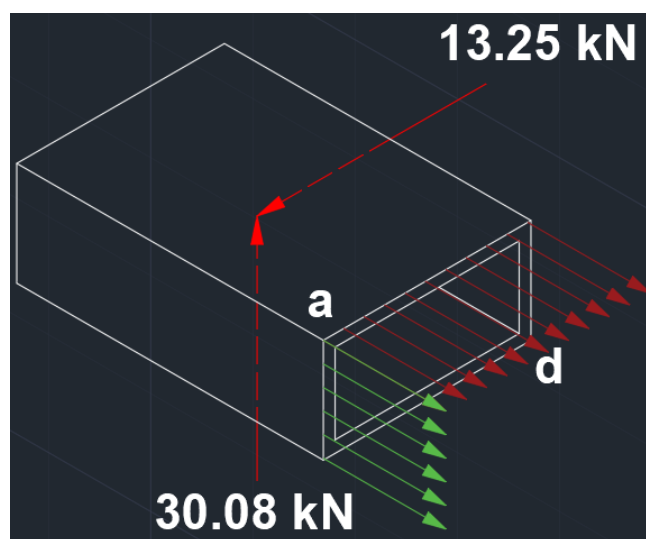


Cálculo de esfuerzos sobre el elemento transversal

Para este cálculo se seleccionó un perfil rectangular de 6" X 2" (152.4 X 50.8 X 5). El esfuerzo crítico ocurre en el punto "a" sobre la cara del perfil, como se muestra en la figura A.35.

Figura A. 35

Distribución de los esfuerzos debido a las cargas por separado



Esfuerzo debido a la carga de 30.08 kN:

$$M = 5057.2 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$c = 25.4 \text{ mm}$$

$$I = 858973.6 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_1 = 149.54 \text{ MPa}$$

Esfuerzo debido a la carga de 13.25 kN:

$$M = 2597 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$c = 76.2 \text{ mm}$$

$$I = 5166651 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_2 = 38.30 \text{ MPa}$$

Esfuerzo total y factor de seguridad:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$$

$$\sigma = 187.84 \text{ MPa}$$

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

$$\eta = 1.7$$

Falla por fatiga del elemento transversal de la estructura móvil

Haciendo el análisis anterior, pero con la carga mínima, se obtiene un esfuerzo mínimo de 127.66 MPa. Por tanto, los esfuerzos mínimo y máximo son 127.66 MPa y 187.84 MPa.

Los esfuerzos medio y de amplitud son:

$$\sigma_m = 157.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 30.09 \text{ MPa}$$

Dado que el material es el mismo, se usa el mismo valor de S_e' :

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

Los factores de corrección se obtienen de las tablas que se muestran en la sección de anexos:

- Factor de carga, C_{CA} :

$$C_{CA} = 1 \text{ (flexión)}$$

- Factor de temperatura, C_{TE} :

$$C_{TE} = 1 \text{ (} T \leq 450^\circ\text{C)}$$

- Factor de superficie, C_{SU} :

$$C_{SU} = 0.92 \text{ (Maquinado)}$$

- Factor de confiabilidad, C_R :

$$C_R = 0.868 \text{ (Confiabilidad del 95\%)}$$

- Factor de tamaño, C_{TA} :

$$C_{TA} = 0.787$$

- Resistencia a la fatiga:

$$S_e = 125.7 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad:

$$\eta = 1.58$$

Sistema de mando y control

Cálculo hidráulico

Se estableció la fuerza de empuje necesaria que debe ejecutar el cilindro para el volcado del bin, con una fuerza de empuje en su punto crítico.

Dimensionamiento y selección del cilindro hidráulico

Del análisis estático se sabe que la mayor carga que debe elevar el cilindro hidráulico es de 32870 N o 3350.66 kg.

El diámetro del pistón se determina mediante:

$$D = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi P \eta}}$$

Para este cálculo es necesario conocer la presión de trabajo y la eficiencia del cilindro. Del catálogo del fabricante CICROSA se sabe que la presión máxima de los pistones de doble efecto de la serie 1000 es de 200 bar, por lo que se escogerá una presión de 150 bar y una eficiencia de 0.90 para el cálculo inicial.

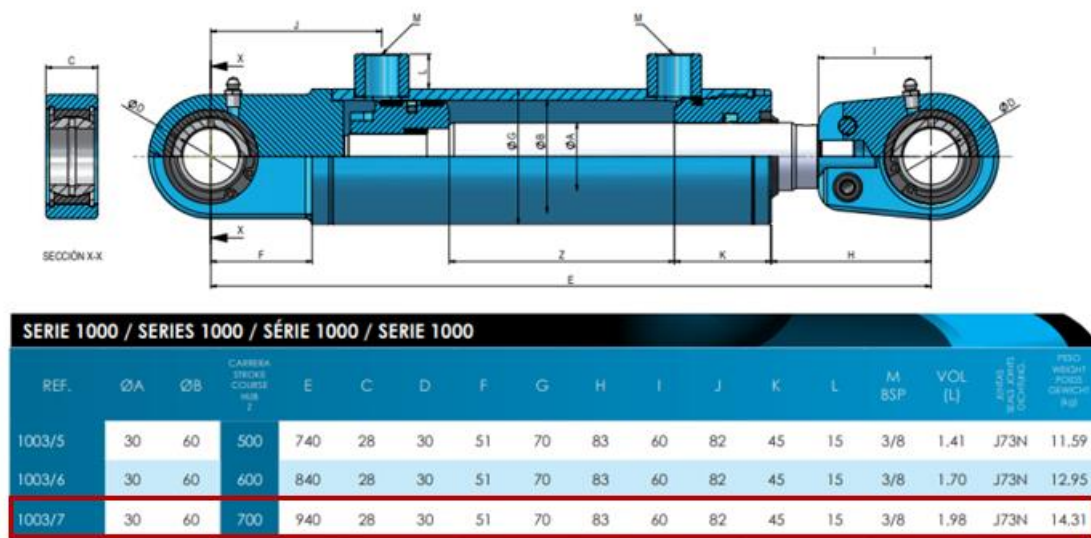
Por tanto, el diámetro del pistón es:

$$\mathbf{D = 5.62 \text{ cm} = 56.2 \text{ mm}}$$

Del catálogo de CICROSA se selecciona el cilindro 1003/7, cuyas dimensiones se muestran en la figura A.36.

Figura A. 36

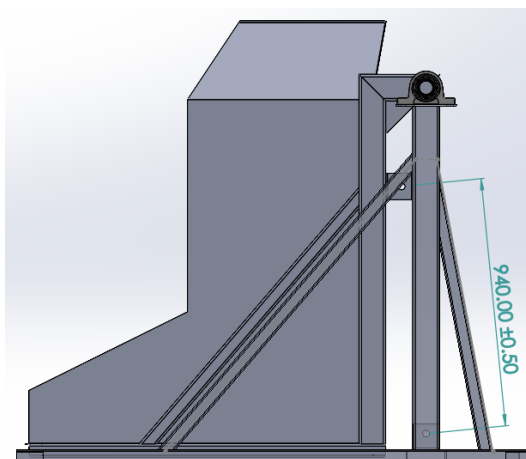
Dimensiones del cilindro hidráulico seleccionado



Ahora, se debe verificar que la distancia entre ejes del cilindro seleccionado se adapta a la estructura del volteador y que el avance máximo del pistón sea menor que la carrera de diseño del cilindro. En la siguiente figura se muestra que la distancia entre ejes del cilindro se adapta correctamente al volteador en su posición inicial.

Figura A. 37

Distancia entre ejes en la posición inicial ($\theta=90^\circ$)



El avance máximo del pistón corresponde a la carrera que realiza para llegar a su posición final o de descarga ($\theta=125^\circ$). El avance está dado por la diferencia entre la máxima extensión del pistón (figura 2.40), y la distancia entre ejes del cilindro:

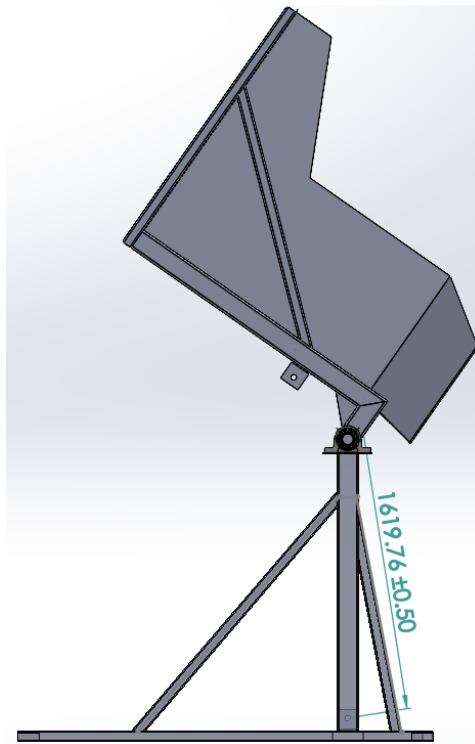
$$\text{Avance máximo} = 1619.76 - 940$$

$$\text{Avance máximo} = 679.76 \text{ mm} < \text{carrera de diseño} = 700 \text{ mm}$$

Por tanto, la selección del pistón es adecuada y se adapta a la geometría del volteador.

Figura A. 38

Extensión máxima del pistón ($\theta=125^\circ$)



Volumen de aceite del cilindro

Para obtener la cantidad de aceite que será consumida en el ciclo de trabajo del volteador se considerará el volumen de avance y el de retroceso. La distancia por utilizar para el cálculo será la carrera del cilindro $L = 679.76 \text{ mm}$.

- Volumen de avance, V_a :

$$V_a = \frac{\pi}{4} D^2 L$$

$$V_a = 1.92 L$$

- Volumen de retroceso, V_r :

$$V_r = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_v^2)L$$

$$V_a = 1.44 L$$

- Volumen total consumido durante el ciclo, V_t :

$$V_t = V_a + V_r$$

$$V_t = \mathbf{3.36 L}$$

También se debe verificar el pandeo del vástago del cilindro, para lo cual se utiliza la fórmula de Euler de la carga crítica en columnas:

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2 FS}$$

$$I = \frac{\pi}{4}d_v^2$$

$$I = 3.98 \text{ cm}^4$$

El módulo de elasticidad corresponde al del acero, $2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

La longitud de pandeo se obtiene con la ecuación:

$$L_p = kC$$

De acuerdo con la tabla A.39, se tiene el segundo caso, por lo que el factor de pandeo es igual que 1. Por ende, $L_p = C = 70 \text{ cm}$.

Seleccionando un factor de seguridad $FS = 2.5$, el valor de la carga crítica es:

$$F_{crit} = \mathbf{6733.89 \text{ kg}} > F_p = \mathbf{3350.66 \text{ kg}}$$

Dicho valor es mayor que la fuerza que debe ejercer el pistón por lo que este no falla por pandeo.

Figura A. 39

Factor de pandeo según el tipo de apoyo en los extremos del cilindro

Solicitaciones según Euler				
Solicitaciones según Euler	Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
	Un extremo libre, un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado, un extremo fijo	Dos extremos fijos
Gráfico				
Longitud libre de pandeo	$s_K = 2l$	$s_K = l$	$s_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$s_K = \frac{l}{2}$
Situación de montaje del cilindro	<p>Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T</p>	<p>Forma de sujeción B, E, G, R, S</p>	<p>Indicación: Guiado cuidadoso de la carga, posible bloqueo</p> <p>Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T</p>	<p>Indicación: Desfavorable; gran posibilidad de bloqueo</p> <p>Forma de sujeción C, D, F, H, K, L, M, N, P, Q, T</p>

Presión de entrada del cilindro hidráulico

Usamos la siguiente ecuación.

$$P_1 = \frac{4 \times 1.1 W_c}{\pi \times D_e^2 \times n_c}$$

$$W_c = \frac{F_p}{g}$$

$$W_c = 3350.66 \text{ kg}$$

Reemplazando los datos en la ecuación se obtiene:

$$P_1 = \frac{4 \times 1,1(3350.66)}{\pi \times (6)^2 \times (0,90)}$$

$$P_1 = 144.84 \text{ bar}$$

Presión de salida del cilindro hidráulico

Se debe realizar un balance de fuerzas de todas las fuerzas que provienen en un cilindro hidráulico de doble efecto.

$$\sum F_{cilindro} = 0$$

$$n_c \times F_{p1} = F_{p2} + F_p + F_{Roce} + F_{Inercia}$$

Asumiendo por recomendación del diseño lo siguiente:

$$F_{Roce} + F_{Inercia} = 10\%F_p$$

Sustituyendo la condición descrita dentro de la ecuación del balance de fuerzas se obtiene:

$$n_c \times F_{p1} = F_{p2} + 1.1F_p$$

Se establecen las fuerzas F_{p1} y F_{p2}

$$F_{p1} = P_1 \times A_e$$

$$F_{p2} = P_2(A_e - A_v)$$

$$F_{p1} = P_1 \times \frac{\pi}{4} D_e^2$$

$$F_{p1} = P_1 \times 0.785 D_e^2$$

$$F_{p2} = P_2 \times \frac{\pi(D_e^2 - D_v^2)}{4}$$

$$F_{p2} = P_2 \times 0.785(D_e^2 - D_v^2)$$

Reemplazando los valores en la ecuación obtenemos que la presión (P2) es:

$$n_c(P_1 \times 0.785D_e^2) = [P_2 \times 0.785(D_e^2 - D_v^2)] + 1.1F_p$$

$$P_2 = \frac{n_c(P_1 \times 0.785D_e^2) - 1.1F_p}{0.785(D_e^2 - D_v^2)}$$

$$P_2 = 2.21 \text{ bar}$$

Fuerza de avance del cilindro hidráulico

$$F_{avance} = P_1 \times \frac{\pi D_e^2}{4}$$

$$F_{avance} = 40.71 \text{ kN}$$

Fuerza de retorno del cilindro hidráulico

$$F_{retorno} = P_2 \times \frac{\pi(D_e^2 - D_v^2)}{4}$$

$$F_{retorno} = 0.47 \text{ kN}$$

Velocidad de salida del vástago

Para ello se considera el avance del vástago (Z) en milímetros y un tiempo (t) máximo de 20 en segundos.

$$U_v = \frac{Z}{t}$$

$$U_v = 35 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Caudal del sistema hidráulico

$$Q_b = \frac{V_c}{t}$$

$$Q_b = \frac{1,98}{20} = 0.099 \frac{L}{s}$$

$$Q_b = 5.94 \text{ LPM} = 1.57 \text{ GPM}$$

Presión de aceite del sistema y presión de la bomba

La selección de la bomba debe ser considerada en base a un factor de servicio, para el diseño se tendrá en cuenta un factor de 1.25.

$$P_b = P_1 \times 1.25$$

$$P_b = 181.05 \text{ bar}$$

Potencia hidráulica

$$P_H = \frac{P_1 \times Q_b}{456}$$

$$P_H = 1.88 \text{ HP}$$

Para la selección de la bomba hidráulica se debe tener en cuenta los siguientes criterios:

- Presión de la bomba: $P_b = 181.05 \text{ bar}$
- Velocidad del cilindro: $U_v = 35 \text{ mm/s}$
- Caudal de la bomba: $Q_b = 5.94 \text{ LPM}$

Selección de manguera hidráulica

Se debe de conocer los diámetros tanto de aspiración e impulsión para seleccionar las mangueras, para la bomba elegida es recomendable usar una velocidad de aspiración de 0.8m/s con una velocidad de impulsión de 4 m/s.

Aspiración

$$D_{as} = \sqrt{\frac{Q_b}{V_{as} \times 47100}} \times 1000$$

$$D_{as} = 16.29 \text{ mm}$$

Impulsión

$$D_{im} = \sqrt{\frac{Q_b}{V_{im} \times 47100}} \times 1000$$

$$D_{im} = 7.28 \text{ mm}$$

Es fundamental disponer de mangueras apropiadas diseñadas para operar bajo condiciones de alta presión, las cuales han sido determinadas mediante cálculos precisos. En este sentido, Aspiración - 12MEGATECH 1000XREEL

Impulsión – 6MEGATECH1000XREEL

Figura A. 40

Manguera Hidráulica MEGATECH



Sistema eléctrico

El sistema eléctrico de la máquina tiene la responsabilidad de iniciar el motor, lo que a su vez activa la bomba hidráulica. Además, supervisa y regula el movimiento hacia adelante y hacia atrás del actuador hidráulico mediante la operación de una electroválvula o válvula direccional, cuya activación se logra mediante un voltaje de 220 V.

Potencia Útil en el cilindro hidráulico

La potencia útil del cilindro está dada por la siguiente ecuación:

$$P_U = F_c \times U_v$$

Donde:

P_U : Potencia Útil

$$P_U = 1.15 \text{ kW}$$

Potencia mecánica

Para calcular la potencia mecánica requerida para el funcionamiento de la bomba, es necesario tener en cuenta un rendimiento mecánico del 90%. La potencia mecánica se puede determinar mediante la siguiente fórmula.

$$P_{Me} = \frac{P_c}{\eta}$$

$$P_{Me} = 1.27 \text{ kW} \approx 1.70 \text{ hp}$$

Selección del motor eléctrico

Con el factor de seguridad de 1.25, se calcula la potencia del motor eléctrico con la siguiente ecuación:

$$P_M = P_{Me} \times f_s$$

$$P_M = 1.58 \text{ kW} \approx 2 \text{ kW}$$

$$P_M = 2.68 \text{ hp}$$

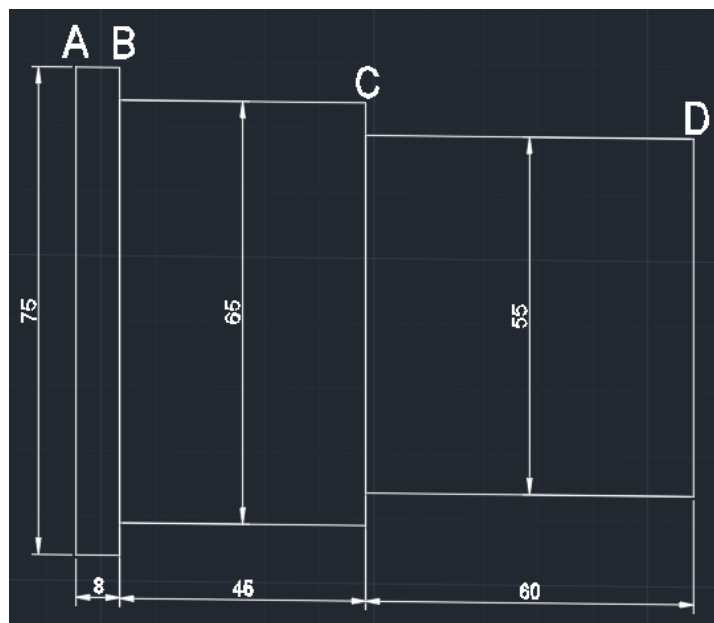
En base a los datos recopilados, se selecciona el motor eléctrico.

Diseño del eje de giro de la estructura móvil

Para el diseño del eje que hará de pivote para la estructura móvil, se partirá de un modelo inicial con dimensiones mostradas en la figura. Estas dimensiones se utilizarán para el cálculo de concentradores de esfuerzos teóricos y a la fatiga, y el factor de corrección de tamaño en el cálculo de la resistencia a la fatiga S_e .

Figura A. 41

Dimensiones iniciales del eje de giro.



Consideraciones:

- El eje estará empotrado a la estructura móvil en la sección A mediante una junta empernada.
- Las reacciones de la junta C_x y C_y se colocarán en la mitad de la sección CD del eje.
- El torque aplicado en el eje es el mayor momento obtenido en el análisis FEM de la estructura fija sobre el nodo 8, es decir, $T = -32.73 \text{ kN}\cdot\text{mm}$.

La sección "A" se considerará circular para este análisis, sin embargo, su diseño tendrá forma cuadrada.

Dicho esto, se procede a realizar el DCL del eje en planos separados, XY y XZ (figuras A.42 y A.43).

Figura A. 42

Diagrama de cuerpo libre (Plano XY)

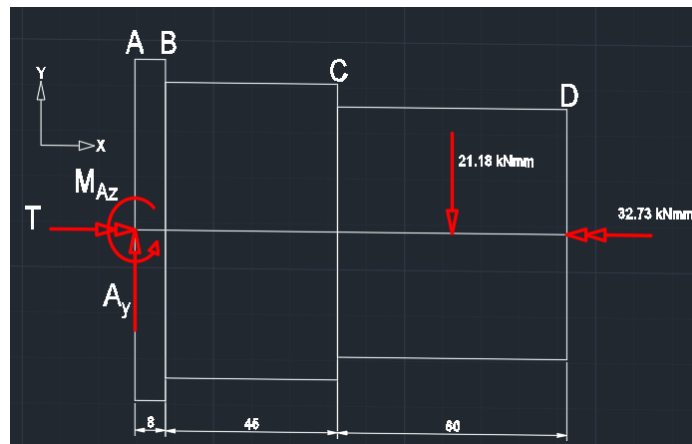
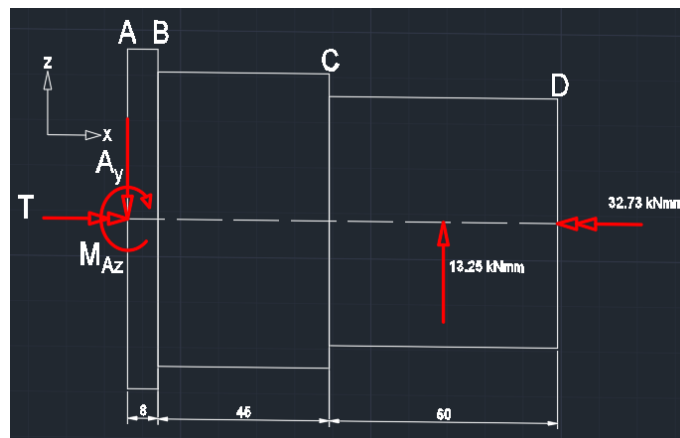


Figura A. 43

Diagrama de cuerpo libre (Plano XZ)



Del análisis estático se obtienen las reacciones:

$$A_y = 21.18 \text{ kN}, M_{A_z} = 1758 \text{ kNmm}$$

$$A_z = 13.25 \text{ kN}, M_{A_y} = 1099.75 \text{ kNmm}$$

Con las reacciones calculadas se trazan los diagramas de fuerza cortante y momento flector para cada plano (figuras A.44 y A.45).

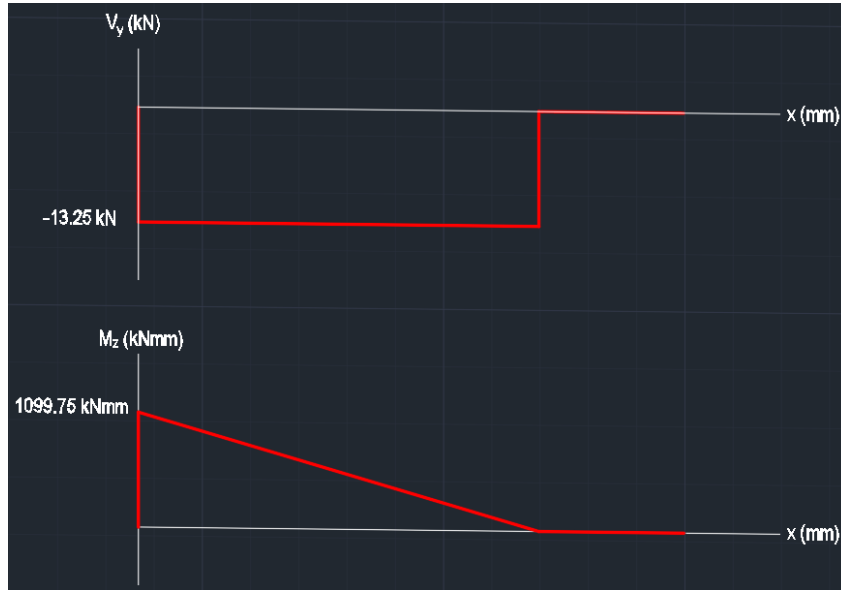
Figura A. 44

Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje de giro (Plano XY)



Figura A. 45

Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje de giro (Plano XZ)



Para obtener el diámetro en cada sección del eje se utilizará el método de Goodman, donde el diámetro está dado por la siguiente expresión.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (2.28)$$

Por tanto, se debe determinar el momento máximo y mínimo en las secciones por analizar.

Sección B

A partir de una relación de triángulos se determinan las componentes del momento en B, en los planos XY y XZ:

$$M_{B_z} = -1588.55 \text{ kNmm}, M_{B_y} = 993.75 \text{ kNmm}$$

$$\mathbf{M_{B_{Rm\acute{a}x}} = 1873.77 \text{ kNmm}}$$

Dicha magnitud del momento corresponde al valor máximo. Para determinar la resultante del momento mínimo en esta sección se realiza el mismo análisis anterior pero cuando las reacciones C_x y C_y son mínimas, es decir, $C_x = 8.82$ kN y $C_y = -11.85$ kN.

$$M_{B_z} = -888.75 \text{ kNmm}, M_{B_y} = 661.5 \text{ kNmm}$$

$$\mathbf{M_{BRmin} = 1107.91 \text{ kNmm}}$$

Por tanto, la amplitud del momento y el momento medio son:

$$M_a = 382.93 \text{ kNmm}$$

$$M_m = 1490.84 \text{ kNmm}$$

El momento torsor se considerará constante por lo que no habrá valor de amplitud y T_m será igual a 32.73 kNmm.

Cálculo de resistencia a la fatiga

Para calcular S_e , se utilizará el mayor diámetro, es decir $d = 75$ mm y el material seleccionado para su diseño es el acero AISI 1040 rolado en caliente cuyas resistencias a la fluencia y última a la tracción son 290 y 524 respectivamente.

$$C_{TA} = 0.782$$

$$C_{CA} = 1 \text{ (flexión)}$$

$$C_{SU} = 0.858 \text{ (maquinado)}$$

$$C_{TE} = 1 \text{ (} T \leq 450^\circ\text{C)}$$

$$C_R = 0.897 \text{ (%C = 90\%)}$$

$$S_e' = 262 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 157.68 \text{ MPa}$$

Cálculo de concentradores de esfuerzo

Para determinar los concentradores de esfuerzos teóricos se utilizan las gráficas proporcionadas en el apéndice G del libro de Norton (2011).

Figura A. 46

Concentradores de esfuerzos teóricos 1

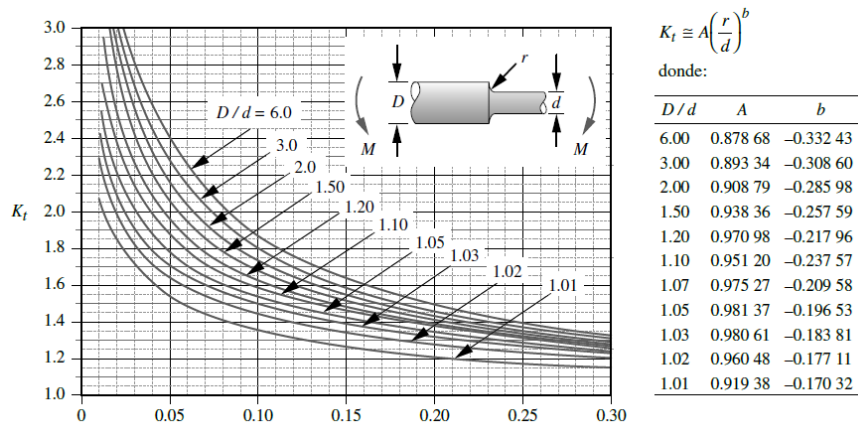
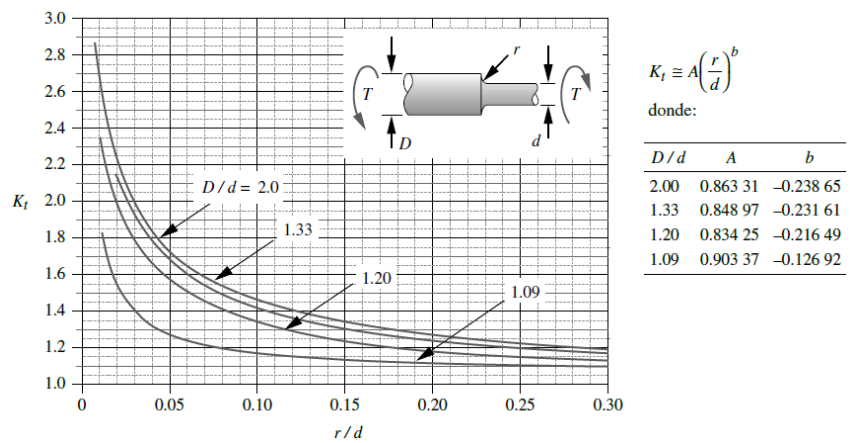


Figura A. 47

Concentradores de esfuerzos teóricos 2



Usando $D = 75 \text{ mm}$, $d = 65$, $r = 1.5 \text{ mm}$.

$$\frac{D}{d} = 1.15$$

$$\frac{r}{d} = 0.02$$

$$k_t = 2.45$$

$$k_{ts} = 1.7$$

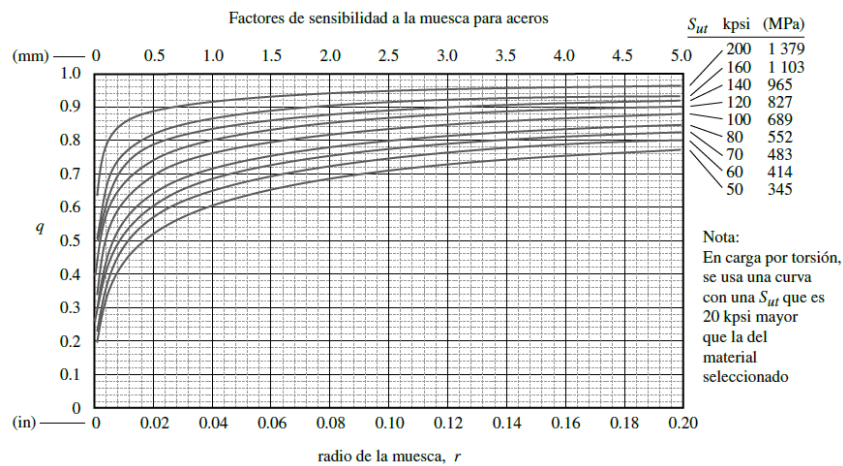
Para obtener el concentrador de esfuerzos dinámico se usa la expresión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.29)$$

Donde el valor de la sensibilidad a la fisura q , se halla mediante la tabla que se muestra a continuación:

Figura A. 48

Factores de sensibilidad



Con el radio de la muesca de 1.5 mm.

Con $r = 1.5$ mm y $S_{ut} = 524$ MPa obtenemos:

$$q = 0.74 \text{ (flexión)}$$

$$q = 0.78 \text{ (torsión)}$$

Por ende, los concentradores a la fatiga son:

$$k_f = 2.073$$

$$k_{fs} = 1.546$$

Se asumirá que se cumple la condición:

$$k_f |\sigma_{m\acute{a}x}| < S_y$$

Por lo que:

$$k_{fm} = k_f = 2.073$$

$$k_{fsm} = k_{fs} = 1.546$$

Usando un factor de seguridad de 2.5, el diámetro correspondiente a la sección B es:

$$d_1 = 65.3 \text{ mm}$$

Sección C:

Se repite el mismo cálculo con los siguientes valores:

Momentos máximo y mínimo:

$$M_{C_{Rm\acute{a}x}} = 749.51 \text{ kNmm}$$

$$M_{C_{Rm\acute{i}n}} = 443.16 \text{ kNmm}$$

Amplitud del momento y momento medio:

$$M_a = 153.18 \text{ kNmm}$$

$$M_m = 596.34 \text{ kNmm}$$

Concentradores de esfuerzos teóricos:

Usando $D = 65 \text{ mm}$, $d = 55 \text{ mm}$, $r = 1.5 \text{ mm}$

$$k_t = 2.25$$

$$k_{ts} = 1.75$$

Concentradores de esfuerzos dinámicos:

$$k_f = 1.92$$

$$k_{fm} = k_f = 1.92$$

$$k_{fs} = 1.58$$

$$k_{fsm} = k_{fs} = 1.58$$

Diámetro de la sección C:

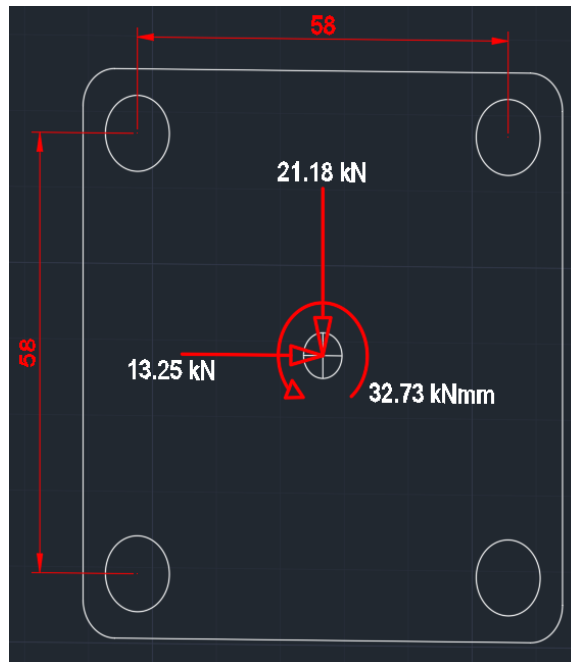
$$d_2 = 46.9 \text{ mm}$$

Diseño de pernos para el eje de giro

Para la sujeción del eje de giro a la estructura móvil se utilizará la junta empernada que se muestra en la figura A.49. En esta se observan las cargas aplicadas, que corresponden a las reacciones C_x y C_y y el momento torsor T . Para diseñar los pernos, se trabajará como carga excéntrica, por lo que se deben determinar las fuerzas primaria y secundaria.

Figura A. 49

Junta empernada para el eje de giro



Fuerza primaria, F':

Está dada por el cociente entre la fuerza resultante aplicada y el número de pernos en la junta, es decir:

$$F' = \frac{P}{\# \text{ pernos}} \quad (2.30)$$

$$P = 25 \text{ kN}, \# \text{ pernos} = 4$$

$$F' = 6.25 \text{ kN}$$

Fuerza secundaria, F'':

$$F_n'' = \frac{Mr_n}{r_a^2 + r_b^2 + r_c^2 + r_d^2} \quad (2.31)$$

Dado que la distancia desde el centroide de pernos hacia estos es la misma, la magnitud de la fuerza secundaria es la misma para cada perno y la expresión anterior se reduce a la siguiente:

$$F'' = \frac{M}{4r}$$

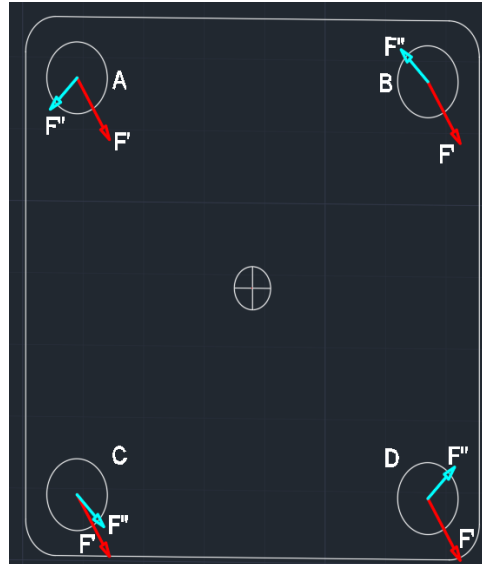
$$M = T = 32.73 \text{ kNmm}, r = 29\sqrt{2} \text{ mm}$$

$$F'' = 0.2 \text{ kN}$$

La figura A.50 muestra las fuerzas primaria y secundaria actuando sobre cada uno de los pernos. Como se puede apreciar, la magnitud de la resultante sobre el perno C es mayor dado que ambas fuerzas se encuentran en el mismo cuadrante.

Figura A. 50

Fuerzas primaria y secundaria sobre cada perno



Las fuerzas primaria, secundaria y resultante para el perno C expresadas en coordenadas cartesianas son:

$$\vec{F}' = -3.31\hat{i} - 5.30\hat{j}$$

$$\vec{F}'' = -0.14\hat{i} - 0.14\hat{j}$$

$$\vec{F}_R = -3.45\hat{i} - 5.44\hat{j}$$

Por tanto, la magnitud de la fuerza resultante es:

$$F_R = 6.44 \text{ kN}$$

Analizando si el perno falla por cortante puro:

Esfuerzo cortante, τ :

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\eta_{cp} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Combinando ambas ecuaciones y despejando el diámetro obtenemos la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4\eta_{cp}F}{0.577\pi S_y}} \quad (2.32)$$

Para los pernos se utilizará acero inoxidable AISI 304, cuyas propiedades mecánicas son $S_y = 241 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 586 \text{ MPa}$. Tomando un valor de 2 para el factor de seguridad, el diámetro del perno es:

$$d = 10.86 \text{ mm}$$

De los pernos disponibles en el mercado se selecciona un perno hexagonal M12 x 1.75 de 80 mm de largo.

Figura A. 51

Perno Hex



Falla por aplastamiento

Para verificar que no exista falla por aplastamiento se toma el elemento con menor resistencia a la fluencia. En este caso, corresponde al perno dado que el acero inoxidable AISI 304 posee menor resistencia que el acero 1040 usado para el diseño del pivote.

$$\sigma_{ap} = \frac{F_R}{d * e} \quad (2.33)$$

Donde:

d = diámetro del perno

e = espesor del elemento

con los valores d = 12 mm y e = 8 mm, el esfuerzo por aplastamiento es:

$$\sigma_{ap} = 67.08 \text{ MPa}$$

Por ende, el factor de seguridad es:

$$\eta_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}}$$

$$\eta_{ap} = 3.6$$

Selección de rodamientos para el eje pivote

Previo a la selección de los rodamientos que soportan los ejes de giro se debe definir la velocidad a la que la estructura móvil girará. Sabiendo que el desplazamiento angular de dicha estructura es de 125° , y considerando un tiempo de subida aproximado de 30 segundos, se tiene la velocidad angular promedio en revoluciones por minuto.

$$n = \frac{\Delta\theta}{t} \quad (2.34)$$

$$n = 0.7 \text{ RPM}$$

Ahora, para la selección del rodamiento se utiliza la fórmula de la vida nominal en horas del rodamiento, de la cual se despeja la capacidad de carga dinámica C.

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} \quad (2.35)$$

Donde:

C_r = Capacidad básica de carga dinámica radial [kN]

P = Carga dinámica equivalente [kN]

p = 10/3 (rodamiento rígido de rodillos)

Obteniendo la ecuación

$$C_r = P \left(\frac{60nL_{10h}}{10^6}\right)^{1/p} \quad (2.36)$$

Sabiendo que la carga P es la magnitud de la resultante en los apoyos entre las estructuras fija y móvil, es decir, 25 kN, y tomando como vida nominal un valor de 25×10^3 horas en base a las recomendaciones de la tabla, la capacidad de carga dinámica radial es:

$$C_r = 25.4 \text{ kN}$$

Del catálogo de NTN se selecciona el rodamiento con numeración NU1010, cuya carga dinámica es de 32 kN y su carga estática, C_{or} , es de 36 kN.

Figura A. 52

Catálogo de NTN

Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de rodamientos ²⁾			
mm					dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		tipo	tipo	tipo	tipo
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	$r_s \text{ min}^{(3)}$	$r_{1s} \text{ min}^{(3)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa	aceite	NU	NJ	NUP	N
45	75	16	1	0.6	31.0	34.0	3 200	3 450	9 900	12 000	NU1009	NJ	NUP	N
	85	19	1.1	1.1	46.0	47.0	4 700	4 800	8 400	9 900	NU209	NJ	NUP	N
	85	19	1.1	1.1	63.0	66.5	6 450	6 800	7 600	9 000	NU209E	NJ	NUP	—
	85	23	1.1	1.1	61.5	68.0	6 250	6 900	7 600	9 000	NU2209	NJ	NUP	N
	85	23	1.1	1.1	76.0	84.5	7 750	8 600	6 800	8 000	NU2209E	NJ	NUP	—
	100	25	1.5	1.5	74.0	71.0	7 550	7 250	7 200	8 400	NU309	NJ	NUP	N
	100	25	1.5	1.5	97.5	98.5	9 950	10 000	6 500	7 600	NU309E	NJ	NUP	—
	100	36	1.5	1.5	99.0	104	10 100	10 600	6 300	7 400	NU2309	NJ	NUP	N
	100	36	1.5	1.5	137	153	14 000	15 600	5 700	6 800	NU2309E	NJ	NUP	—
	120	29	2	2	107	102	10 900	10 400	5 100	6 000	NU409	NJ	NUP	N
50	80	16	1	0.6	32.0	36.0	3 300	3 700	8 900	11 000	NU1010	NJ	NUP	N
	90	20	1.1	1.1	48.0	51.0	4 900	5 200	7 600	9 000	NU210	NJ	NUP	N
	90	20	1.1	1.1	66.0	72.0	6 750	7 350	6 900	8 100	NU210E	NJ	NUP	—
	90	23	1.1	1.1	64.0	73.5	6 550	7 500	6 900	8 100	NU2210	NJ	NUP	N
	90	23	1.1	1.1	79.5	91.5	8 100	9 350	6 200	7 300	NU2210E	NJ	NUP	—
	110	27	2	2	87.0	86.0	8 850	8 800	6 500	7 700	NU310	NJ	NUP	N
	110	27	2	2	110	113	11 200	11 500	5 900	6 900	NU310E	NJ	NUP	—
	110	40	2	2	121	131	12 300	13 400	5 700	6 700	NU2310	NJ	NUP	N
	110	40	2	2	163	187	16 600	19 000	5 200	6 100	NU2310E	NJ	NUP	—
	130	31	2.1	2.1	129	124	13 200	12 600	4 700	5 500	NU410	NJ	NUP	N

Figura A. 53

Aplicaciones catálogo NTN

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3 h$				
	~ 4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60	60 ~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Cálculo del factor de seguridad estático

El factor de seguridad estático está dado por la ecuación:

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \quad (2.37)$$

Donde P_{or} es la carga equivalente estática y su valor es de 25 kN. Obteniéndose un factor de seguridad estático de:

$$S_o = 1.4$$

Diseño de pernos estructura fija

Pernos: anclaje

Para determinar el diámetro necesario que deberán tener los pernos que anclan la estructura fija al suelo se utilizará la mayor carga obtenida en los nodos empotrados del modelo utilizado para el análisis de elementos finitos, ya que dichos empotramientos representan el anclaje de la estructura al suelo.

El elemento que contiene al nodo empotrado con mayores cargas corresponde al elemento 6 (figura A.54). Las cargas son 3.9 kN, 4.74 kN y 343.04 kNmm. En la figura A.55 se muestra la chapa metálica en la estructura fija donde se colocarán los pernos.

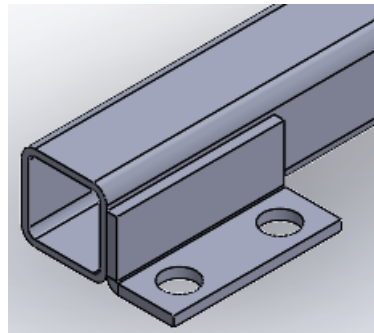
Figura A. 54

Fuerzas locales sobre el elemento 6 de la estructura fija



Figura A. 55

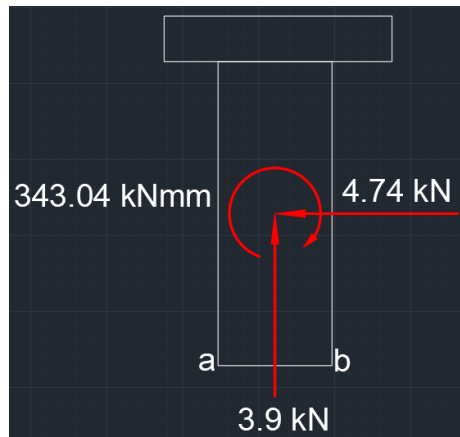
Chapa metálica donde se colocan el par de pernos de anclaje



Las cargas sobre el perno se muestran en la figura a continuación:

Figura A. 56

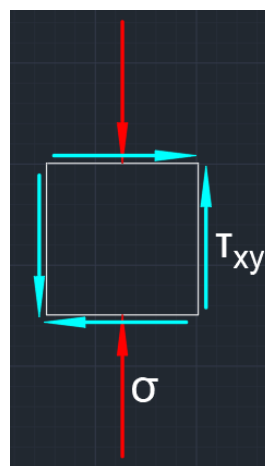
Fuerzas sobre el perno de anclaje



El estado de esfuerzos del punto crítico (a) se muestra en la siguiente figura.

Figura A. 57

Estado de esfuerzos del punto crítico "a"



Dado que se trata de 2 pernos, las expresiones para el cálculo de los esfuerzos se dividieron entre 2 suponiendo que la carga se reparte equitativamente. Las expresiones para los esfuerzos de compresión y cortante son las siguientes:

$$\sigma = \frac{2}{\pi d^3} (8\hat{m}_7 + d\hat{f}_{7y}) \quad (2.38)$$

Donde:

σ = Esfuerzo de compresión [MPa]

d = Diámetro del perno [mm]

m_{7y} = Momento local aplicado en el nodo 7 [kNmm]

f_{7y} = Fuerza local sobre el nodo 7 en la dirección Y [kN]

$$\tau = \frac{2\hat{f}_{7x}}{\pi d^2} \quad (2.39)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante [MPa]

f_{7x} = Fuerza local sobre el nodo 7 en la dirección X [kN]

Debido a que se trata de esfuerzos combinados se debe determinar el esfuerzo equivalente de Von Mises mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.40)$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo normal en la dirección X [MPa]

σ_y = Esfuerzo normal en la dirección Y [MPa]

τ_{xy} = Esfuerzo cortante que actúa sobre la cara X en dirección Y [MPa]

Para el cálculo del factor de seguridad utilizamos la expresión:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{VM}}$$

De la tabla 6 se selecciona un perno clase 4.6 ($S_y = 240$ MPa). Utilizando un factor de seguridad de 3, reemplazamos las ecuaciones y obtenemos un polinomio en función del diámetro del perno:

$$\left(\frac{\pi S_y}{\eta}\right)^2 d^6 - 4(\hat{f}_{7y}^2 + 3\hat{f}_{7x}^2) d^2 - 64\hat{m}_7 \hat{f}_{7y} d - 256\hat{m}_7^2 = 0$$

Sustituyendo los valores numéricos y resolviendo para d:

$$d \approx 28.3 \text{ mm}$$

Se escoge un perno M30.

Tabla A. 6

Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

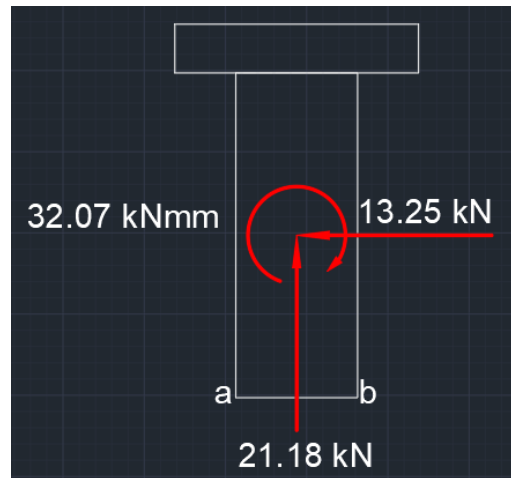
Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero					
Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Pernos: pivote

Para los pernos de sujeción de la placa donde se apoya la chumacera que conecta ambas estructuras, se tienen las cargas $C_y = 21.18$ kN, $C_x = 13.25$ kN y $M = 32.07$ kNmm. En la figura A.58 se muestra el perno con las cargas.

Figura A. 58

Fuerzas sobre el perno que sujeta la chumacera a la estructura fija



Dado que las fuerzas están en la misma dirección que el caso del perno de anclaje, el punto crítico por analizar será el mismo. Si se selecciona un perno de la clase 4.6 y un factor de seguridad de 3, el polinomio en función del diámetro del perno tendrá la misma forma que el caso anterior. Por tanto, resolviendo para el valor del diámetro:

$$d \approx 13.2 \text{ mm}$$

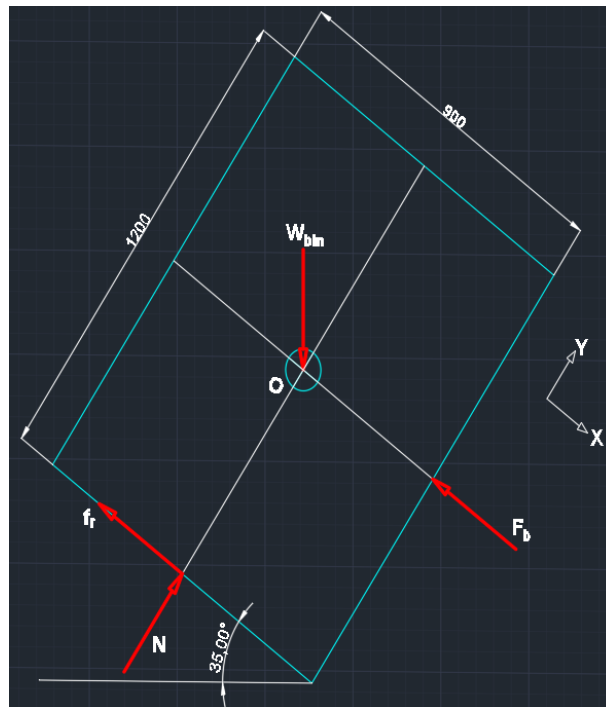
Se escoge un perno M14 de

Diseño de barra de sujeción del bin

Para el diseño de la barra que mantendrá inmóvil el bin durante la descarga del producto, se asumirá que en esta posición ($\theta = 125^\circ$), las 2000 libras no han sido descargadas. El DCL del bin se muestra en la figura A.59. La fuerza designada como F_b es la fuerza que ejerce la barra sobre el bin para mantenerlo en dicha posición durante el vaciado.

Figura A. 59

Diagrama de cuerpo libre del bin en la posición de descarga



A partir del análisis estático se llega a las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$W_{bin} \sin(35^\circ) - f_r - F_b = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N - W_{bin} \cos(35^\circ) = 0$$

$$\sum M_O = 0$$

$$-600f_r = 0$$

Resolviendo las ecuaciones simultáneamente:

$$f_r = 0; N = 7.3 \text{ kN}; F_b = 5.1 \text{ kN}$$

Por tanto, la fuerza que actúa sobre la barra es de 5.1 kN. Para simplificar el análisis se considerará que dicha fuerza actúa en el punto medio de la barra. Su DCL se muestra en la figura A.60.

Figura A. 60

Diagrama de cuerpo libre de la barra que sostiene al bin en la posición de descarga



Del análisis estático se obtienen los siguientes valores para las reacciones en los apoyos

$$A_y = B_y = 2.55 \text{ kN}$$

$$M_A = M_B = 862.41 \text{ kNmm}$$

Dichas fuerzas producen los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector

Figura A. 61

Diagrama de fuerza cortante de la barra de sujeción



Figura A. 62

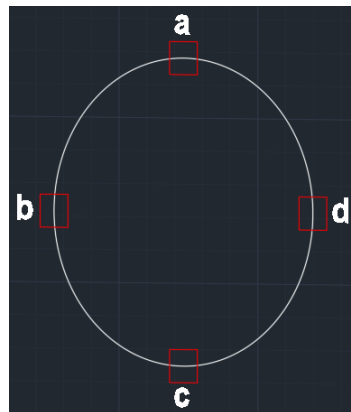
Diagrama de momento flector de la barra de sujeción



En la sección circular de la barra se han ubicado 4 puntos importantes, de los cuales el punto “a” está sometido al mayor esfuerzo (figura A.63).

Figura A. 63

Puntos críticos en la sección transversal de la barra



El único esfuerzo al que está sometido el punto “a” es el esfuerzo debido a la flexión. Por tanto, para una barra con sección transversal circular, el esfuerzo está dado por

$$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (2.41)$$

En este caso, se seleccionará un diámetro de 45 mm para el cálculo del esfuerzo y el factor de seguridad. Además, se trabajará con acero inoxidable AISI 304 ($S_y = 241$ MPa, $S_{ut} = 586$ MPa) dado que la barra estará en contacto con el camarón al momento de su descarga. Sabiendo que $M = 862.41$ kNm, se tiene que el esfuerzo es:

$$\sigma_b = 96.4 \text{ MPa}$$

Y el factor de seguridad:

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

$$\eta = 2.5$$

Cálculo de factor de seguridad por fatiga

En este análisis se ha considerado que la barra está sometida a un esfuerzo reversible, por lo que el esfuerzo medio es 0 y la amplitud del esfuerzo corresponde al esfuerzo máximo sobre la barra.

Dado que se trata de un esfuerzo reversible y uniaxial, el factor de seguridad se halla por medio del cociente de la resistencia a la fatiga y el esfuerzo máximo.

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

Cálculo de la resistencia a la fatiga

Factores de corrección y S_e' :

$$C_{TA} = 0.814$$

$$C_{CA} = 1 \text{ (flexión)}$$

$$C_{SU} = 0.833 \text{ (maquinado)}$$

$$C_{TE} = 1 \text{ (} T \leq 450^\circ\text{C)}$$

$$C_R = 0.868 \text{ (%C = 95\%)}$$

$$S_e' = 293 \text{ MPa}$$

$$S_e = 172.45 \text{ MPa}$$

Por ende, el factor de seguridad es:

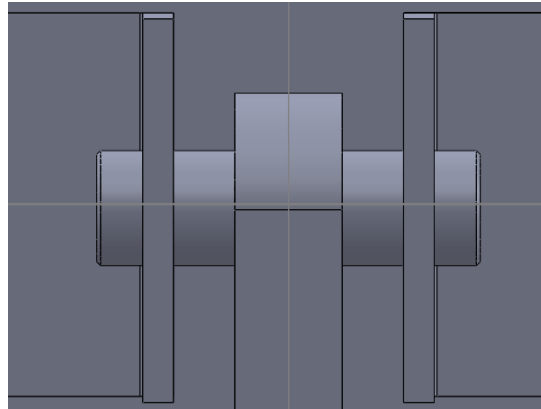
$$\eta = 1.8$$

Diseño del pasador del cilindro hidráulico

Se analizará uno de los pasadores que unen las estructuras fija y móvil con el cilindro hidráulico, dado que están sometidos a la misma carga. En la figura A.64 se muestra el pasador superior del cilindro.

Figura A. 64

Pasador superior del cilindro



Se asumirá que la carga sobre el pasador ejercida por el cilindro se encuentra a la mitad de su longitud, y las reacciones ejercidas por las placas que lo sostienen se encuentran a la mitad del espesor de dichas placas, siendo dicho espesor de 8 mm. El diámetro del pasador es de 30 mm y el material para su diseño es el acero AISI 1040 rolando en caliente.

Se hará el análisis en los planos ZY y ZX dado que las componentes de la carga del cilindro actúan en dichos planos.

Plano ZY

El DCL del pasador en el plano ZY se muestra en la figura A.65

Figura A. 65

DCL del pasador en el plano ZY



Del análisis estático se sabe que:

$$R_A = R_B = 15.04 \text{ kN}$$

La barra tiene los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector:

Figura A. 66

Diagrama de fuerza cortante pasador



Figura A. 67

Diagrama momento flector pasador



Plano ZX

El DCL del pasador en el plano ZX se muestra en la figura A.68.

Figura A. 68

DCL del pasador en el plano ZX



Del análisis estático se sabe que

$$R_A = R_B = 6.625 \text{ kN}$$

La barra tiene los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento flector:

Figura A. 69

Diagrama de fuerza cortante pasador ZX



Figura A. 70

Diagrama momento flector pasador ZX



El momento es máximo en la mitad de la barra tal como lo muestran los diagramas de momento de esta. Entonces, el momento resultante en dicho punto es:

$$M_R = 558.47 \text{ kNmm}$$

El esfuerzo debido a la flexión se obtiene con la expresión:

$$\sigma_b = \frac{32M_R}{\pi d^3}$$

$$\sigma_b = 210.8 \text{ MPa}$$

Entonces, el factor de seguridad es:

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

$$\eta = 1.4$$

Análisis de falla por fatiga del pasador

Se determina el esfuerzo mínimo usando las cargas en la posición menos crítica de la estructura móvil. Dichas cargas son $P_x = 8.82 \text{ kN}$ y $P_y = 20.75 \text{ kN}$. Entonces, el esfuerzo mínimo es:

$$\sigma_{\min} = 144.61 \text{ MPa}$$

Con esto es posible determinar el esfuerzo medio y la amplitud del esfuerzo.

$$\sigma_a = 33.1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 177.7 \text{ MPa}$$

Cálculo de la resistencia a la fatiga

Factores de corrección y Se' :

$$C_{TA} = 0.855$$

$$C_{CA} = 1 \text{ (flexión)}$$

$$C_{SU} = 0.858 \text{ (maquinado)}$$

$$C_{TE} = 1 \text{ (} T \leq 450^\circ\text{C)}$$

$$C_R = 0.868 \text{ (%C = 95\%)}$$

$$S_e' = 262 \text{ MPa}$$

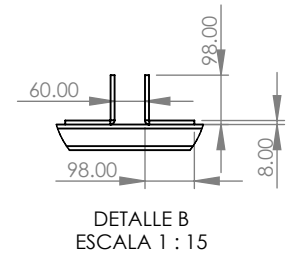
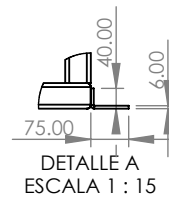
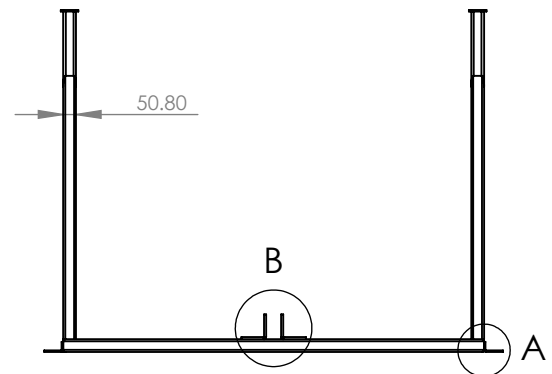
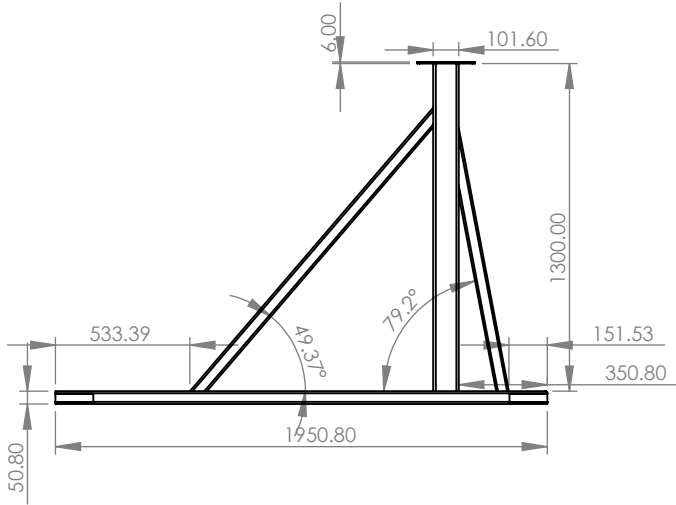
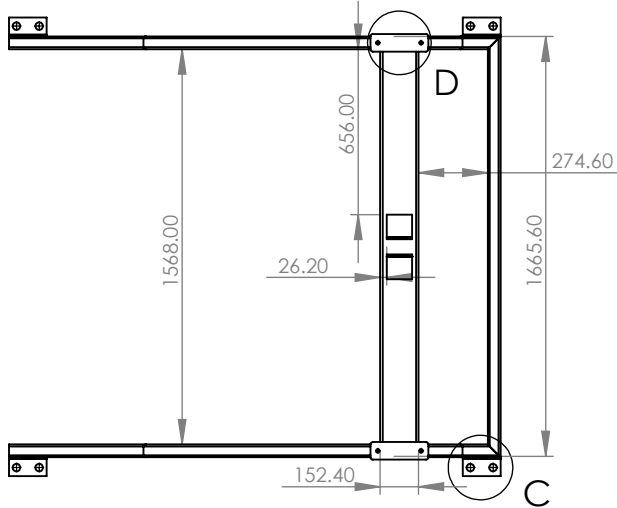
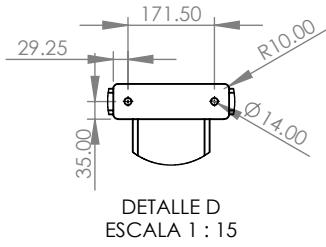
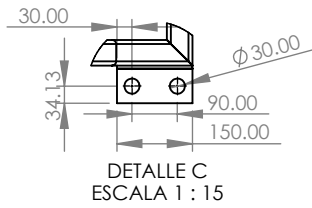
$$S_e = 166.83 \text{ MPa}$$

Dado que el esfuerzo medio es distinto de cero, el factor de seguridad se obtiene mediante la expresión de Goodman:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\eta = 1.8$$

Apéndice B
PLANOS



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:

MATERIAL:

DWG NO.

Estructura Fija

A4

WEIGHT:

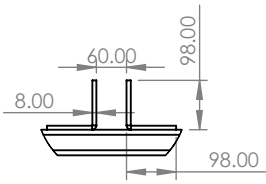
SCALE: 1:50

SHEET 1 OF 1

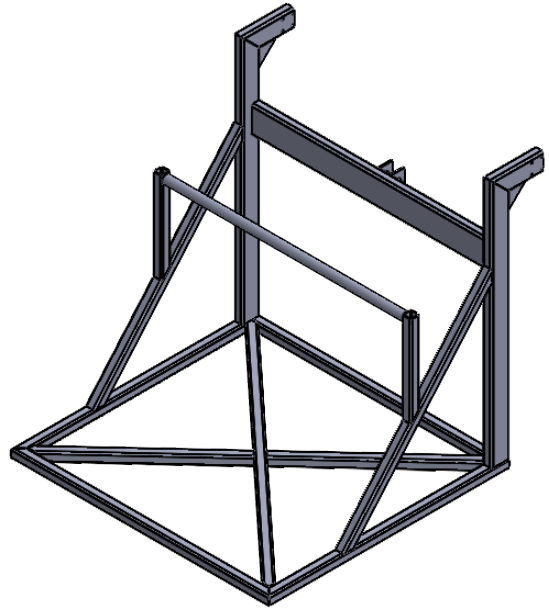
4 3 2 1

F

F

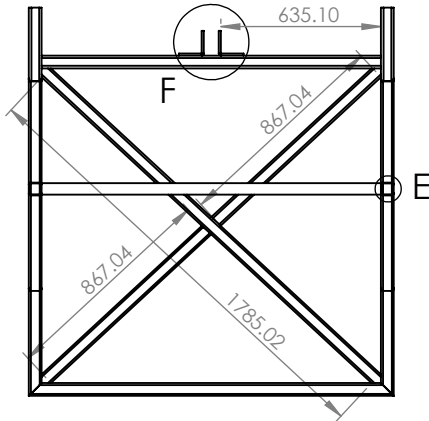


DETAIL F
SCALE 1 : 15



E

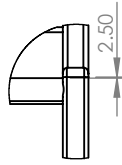
E



DETALLE E
ESCALA 1 : 15

D

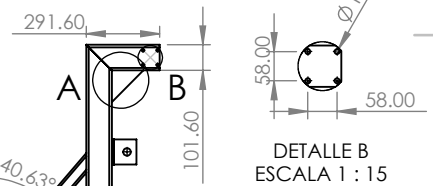
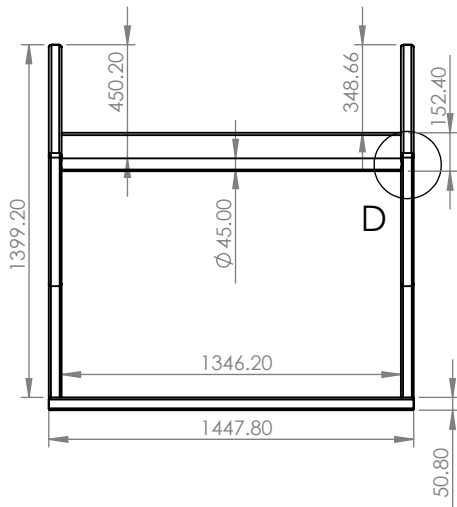
D



DETALLE D
ESCALA 1 : 15

C

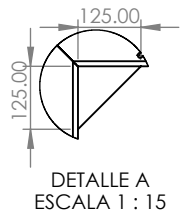
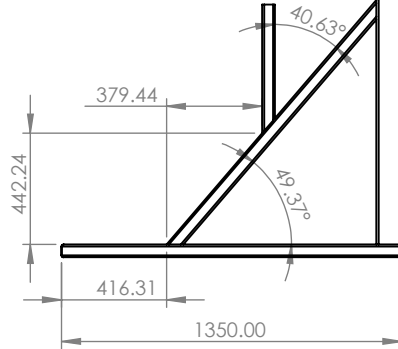
C



DETALLE B
ESCALA 1 : 15

B

B



DETALLE A
ESCALA 1 : 15

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

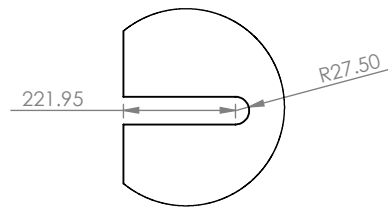
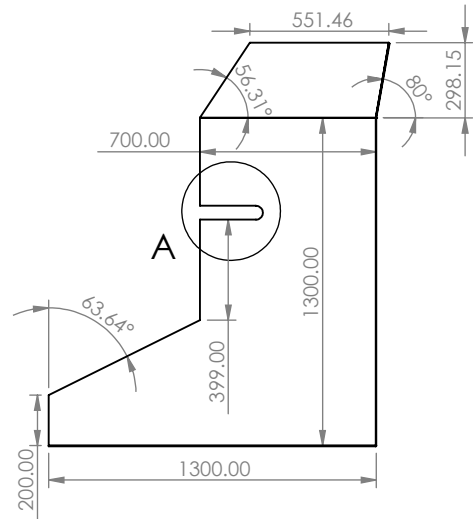
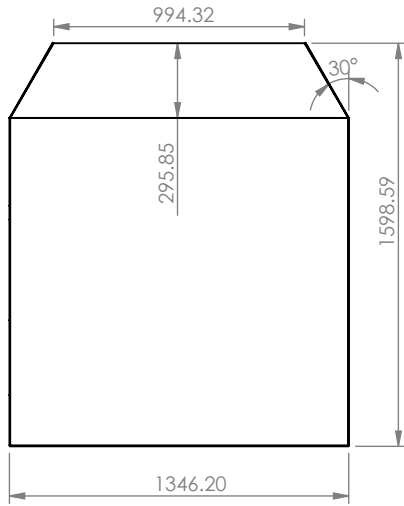
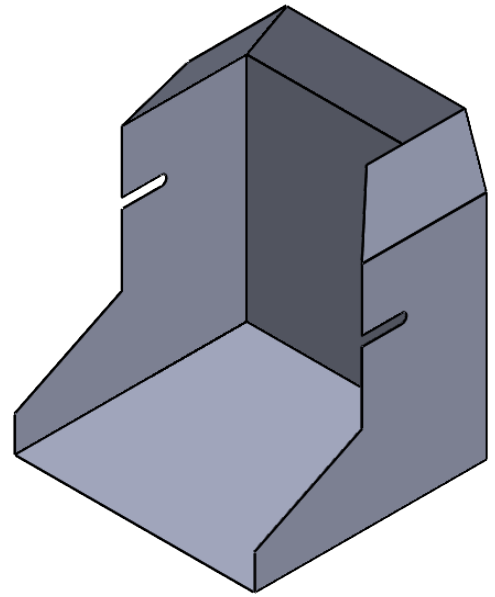
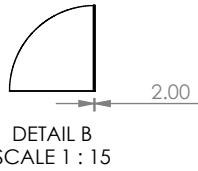
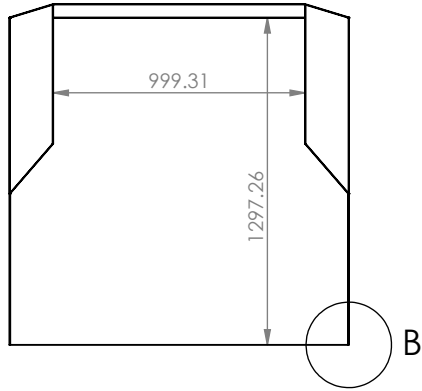
A

A

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			
			MATERIAL:
			WEIGHT:

TITLE:	Estructura Móvil	A4
DWG NO.		
SCALE: 1:50	SHEET 1 OF 1	

4 3 2 1



DETALLE A
ESCALA 1 : 15

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

MATERIAL:

DWG NO.

Cabina

A4

WEIGHT:

SCALE:1:50

SHEET 1 OF 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

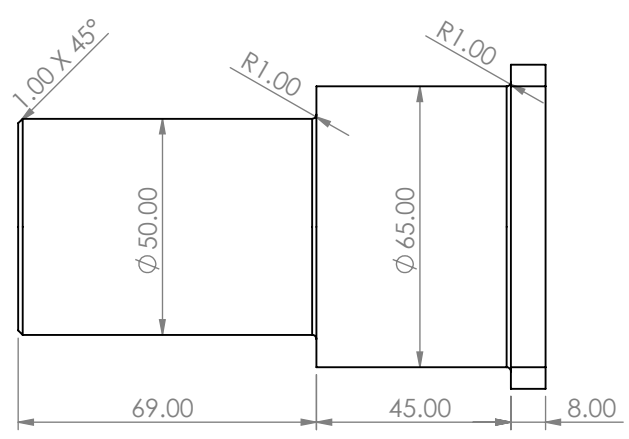
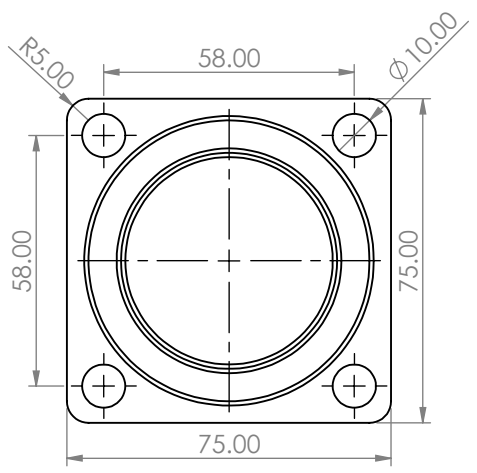
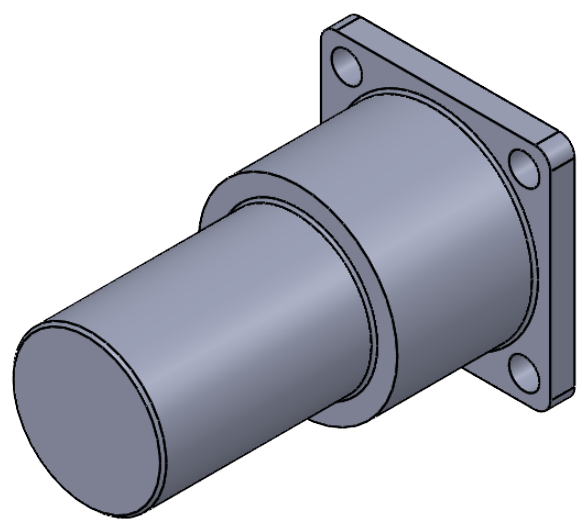
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

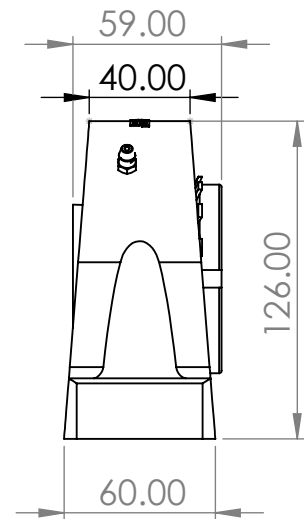
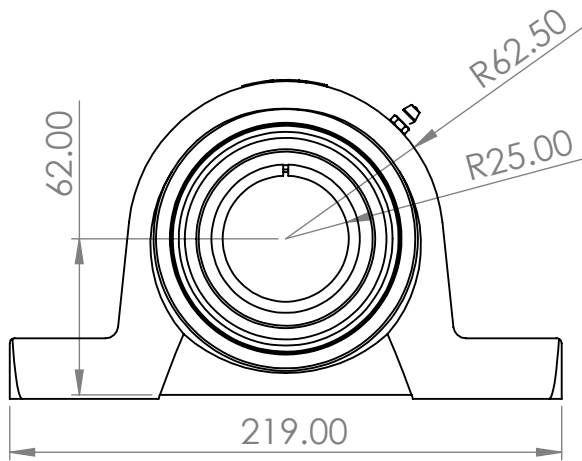
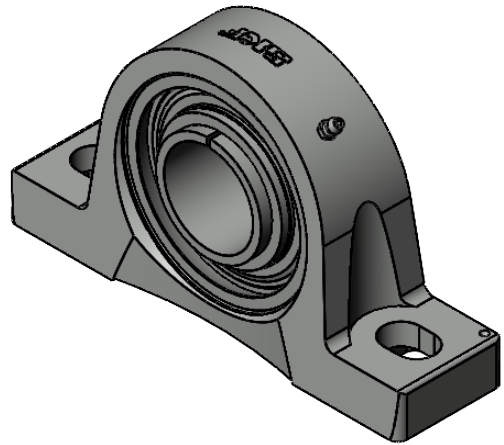
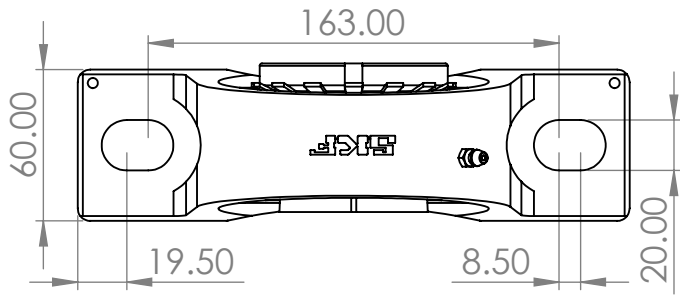
DWG NO. **Eje Pivote**

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

A4

4 3 2 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

MATERIAL:

DWG NO.

Chumacera para rodamiento

A4

WEIGHT:

SCALE:1:5

SHEET 1 OF 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

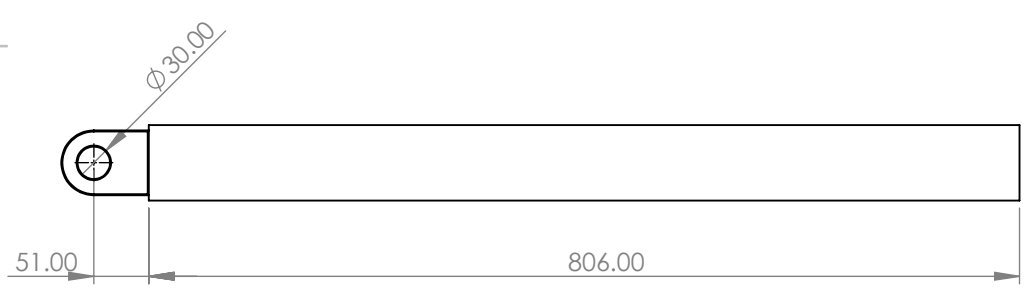
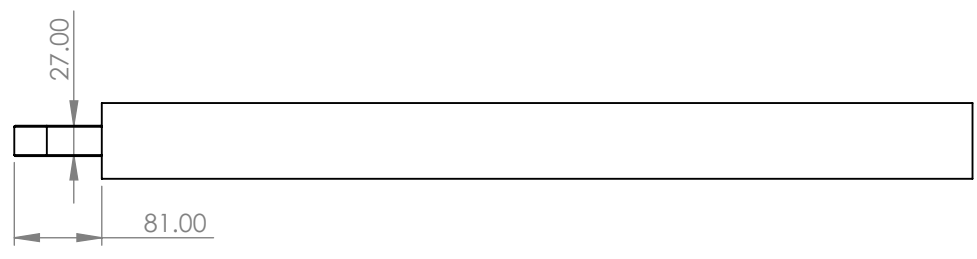
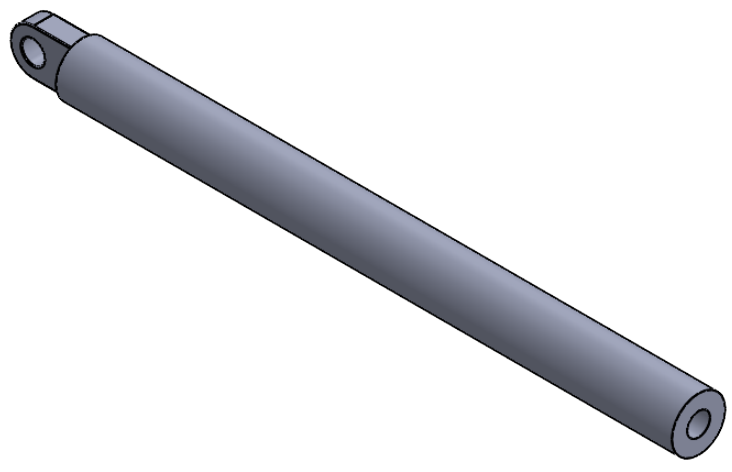
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

DWG NO. **Cuerpo cilindro**

SCALE: 1:10

SHEET 1 OF 1

A4

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

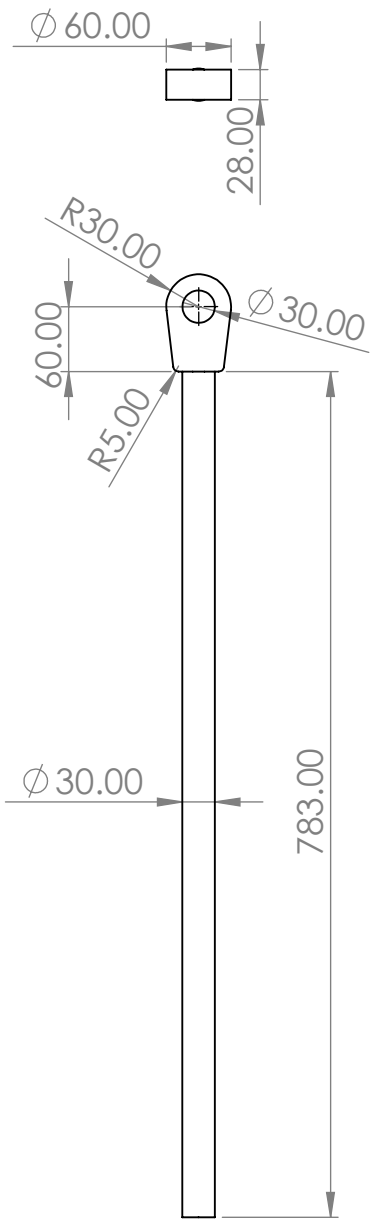
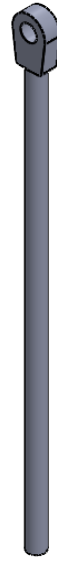
D

C

C

B

B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

MATERIAL:

WEIGHT:

DWG NO.

SCALE: 1:10

SHEET 1 OF 1

Vástago

A4

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

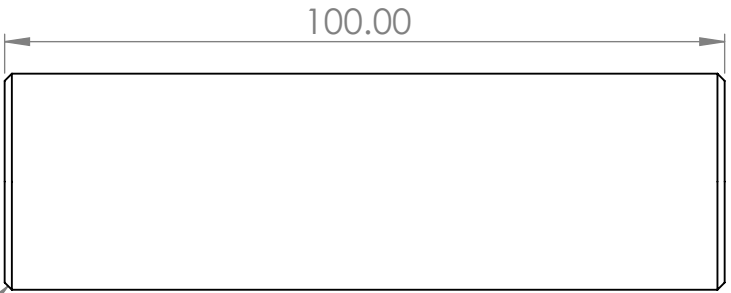
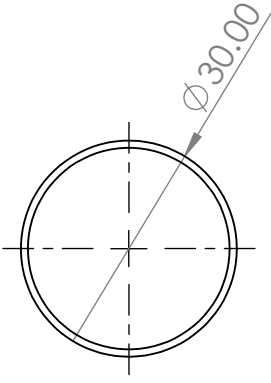
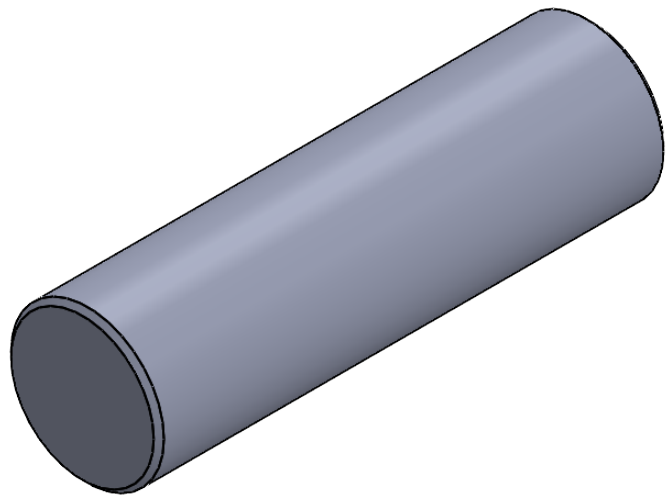
D

C

C

B

B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

MATERIAL:

WEIGHT:

DWG NO.

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

Pin sujeción Cilindro

A4

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

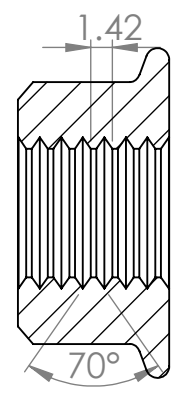
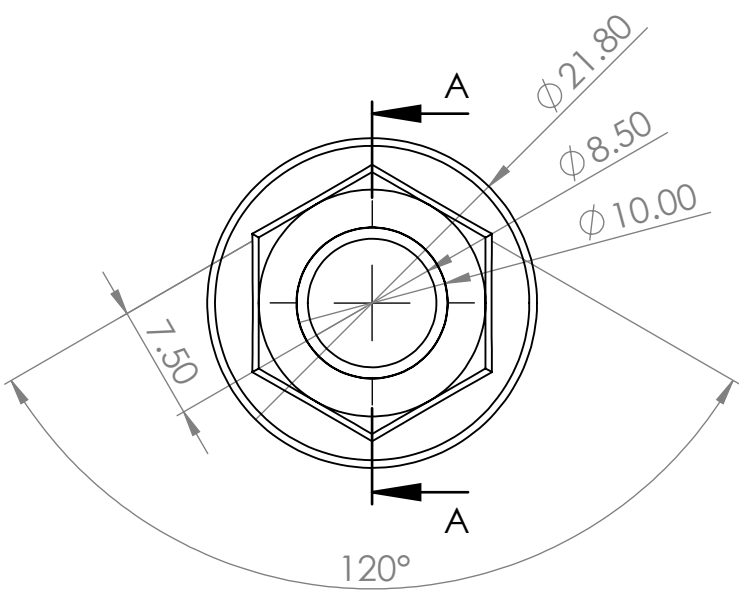
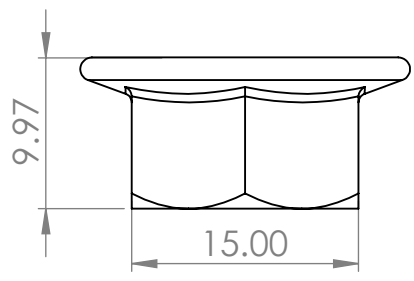
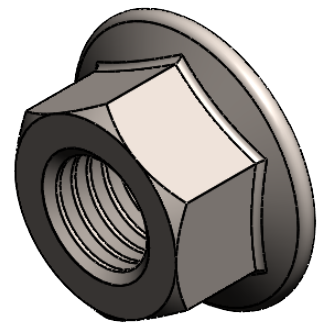
C

B

B

A

A



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

MATERIAL:

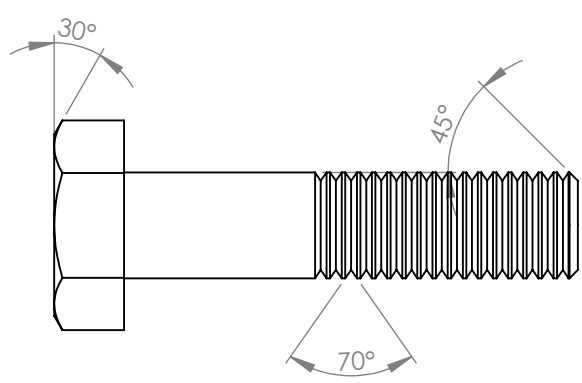
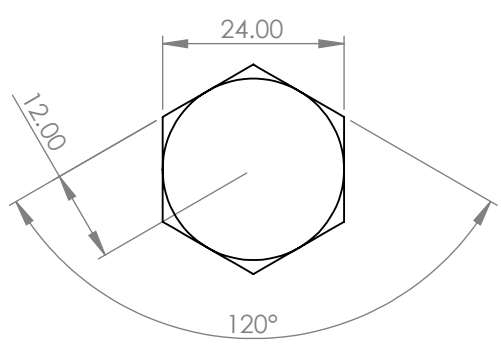
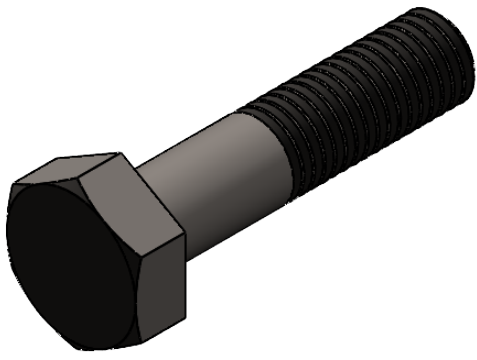
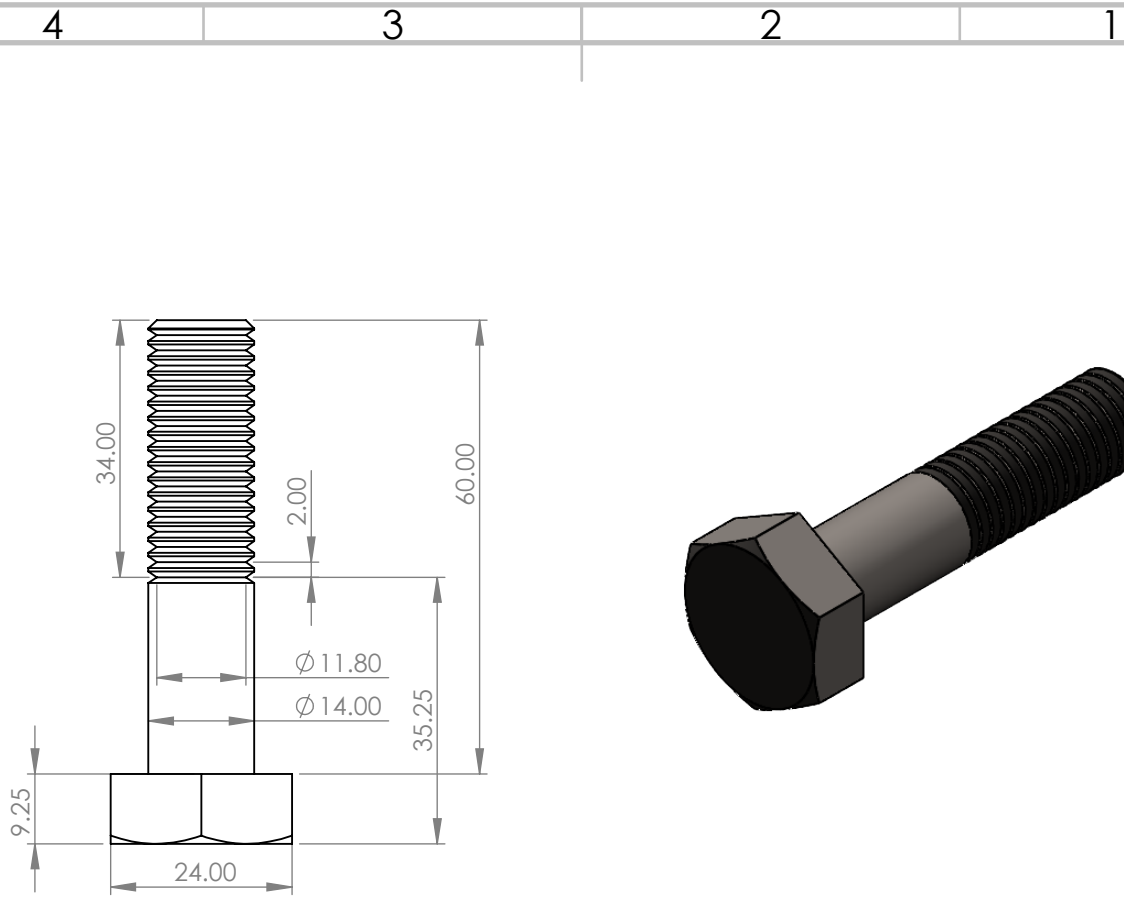
DWG NO. **Tuerca M10**

SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1

A4

4 3 2 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:

MATERIAL:

WEIGHT:

DWG NO. **Tornillo M14-60**

SCALE: 1:1

SHEET 1 OF 1

A4

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

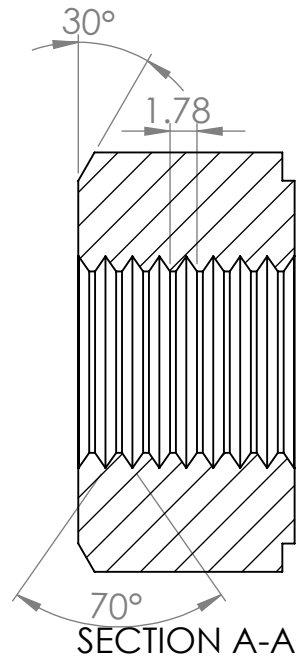
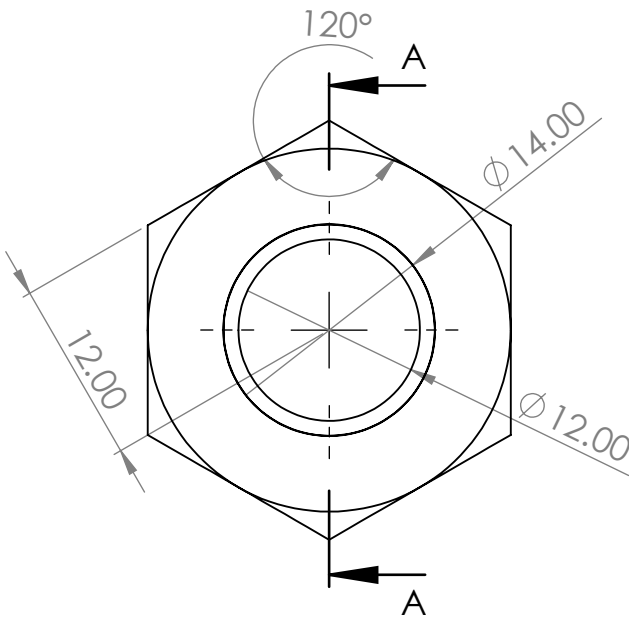
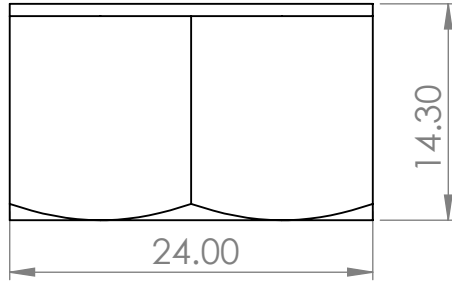
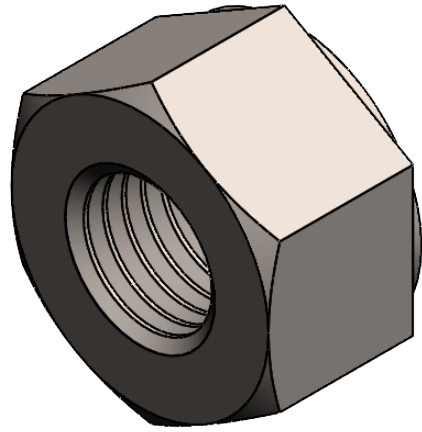
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

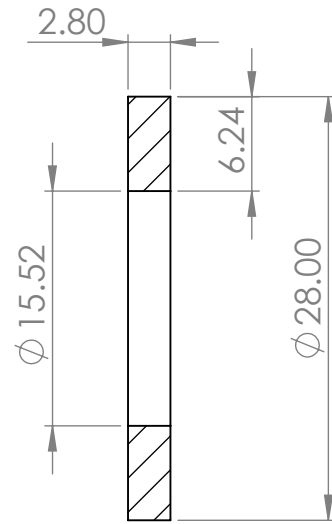
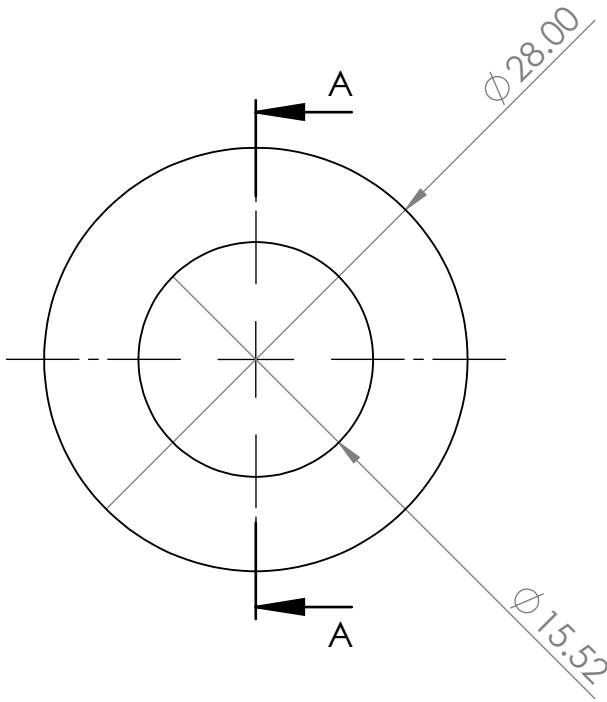
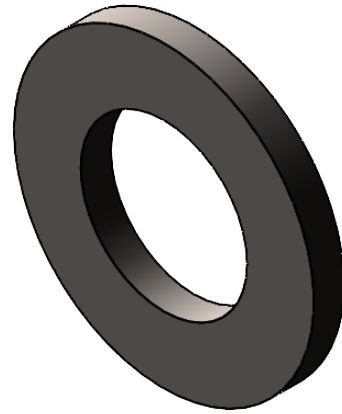
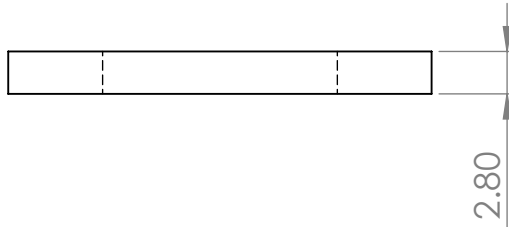
DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:	
DWG NO.	Tuerca M14
SCALE:2:1	SHEET 1 OF 1
	A4

4 3 2 1



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

MATERIAL:

DWG NO.

Arandela M14

A4

WEIGHT:

SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1

4 3 2 1

F

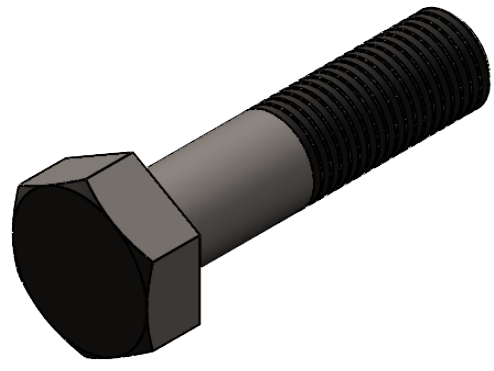
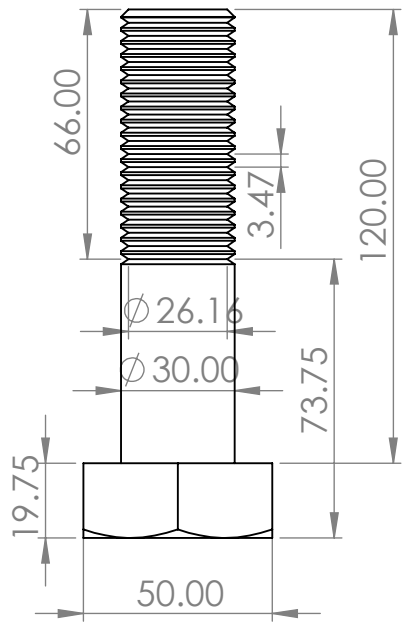
F

E

E

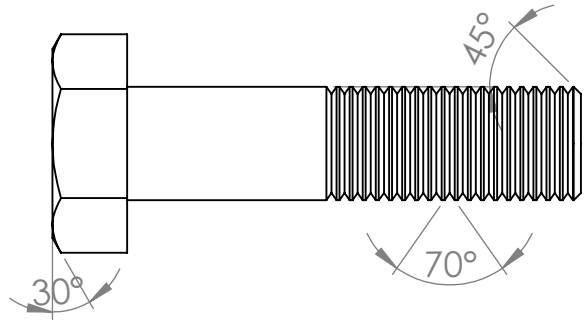
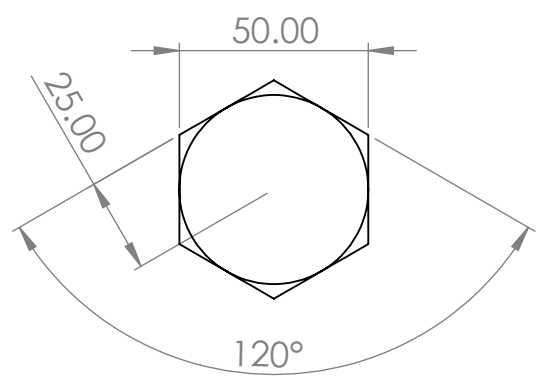
D

D



C

C



B

B

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

A

A

NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

DWG NO. **Tornillo M30**

SCALE: 1:2

SHEET 1 OF 1

A4

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

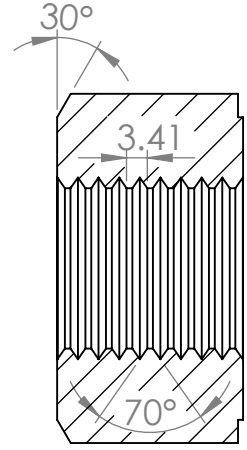
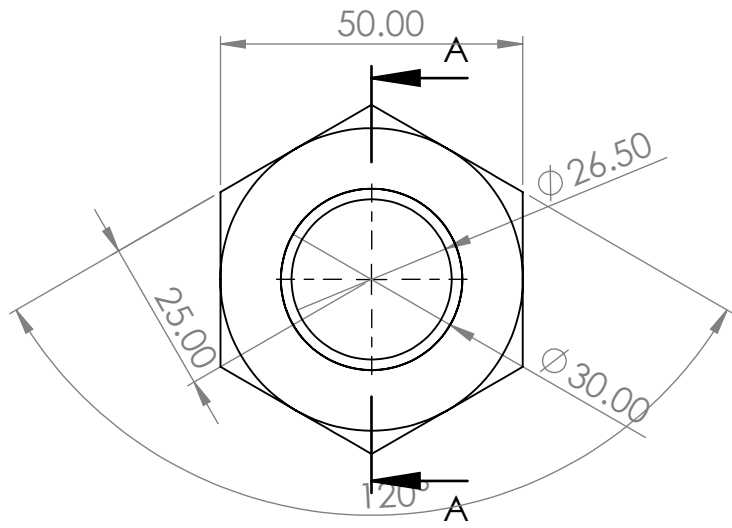
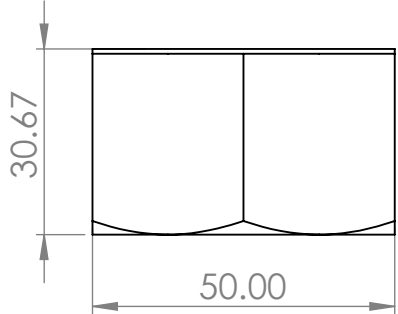
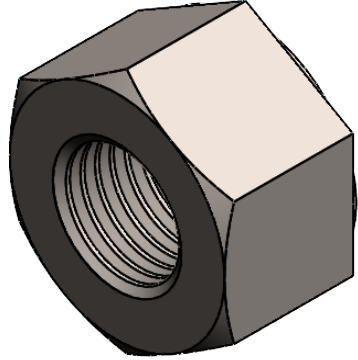
C

B

B

A

A



SECTION A-A
SCALE 1 : 1.25

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A				

TITLE:

DWG NO. **Tuerca M30**

SCALE:1:1

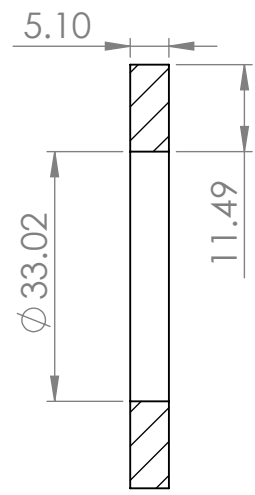
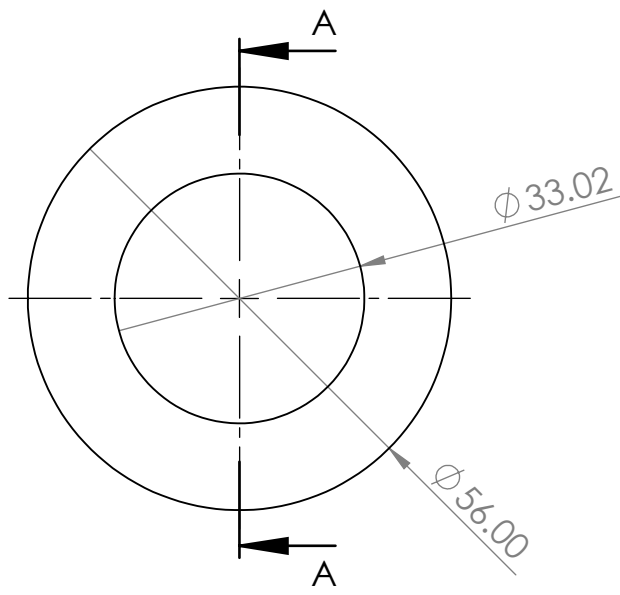
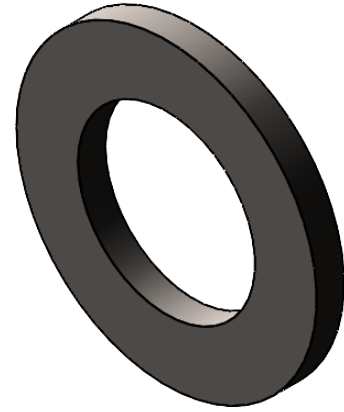
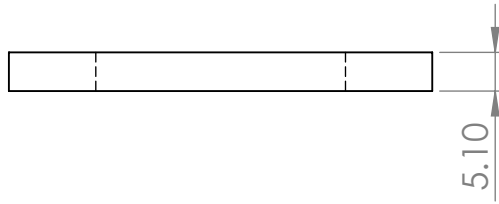
SHEET 1 OF 1

MATERIAL:

WEIGHT:

A4

4 3 2 1



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:

MATERIAL:

WEIGHT:

DWG NO.

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1

Arandela M30

A4

8 7 6 5 4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

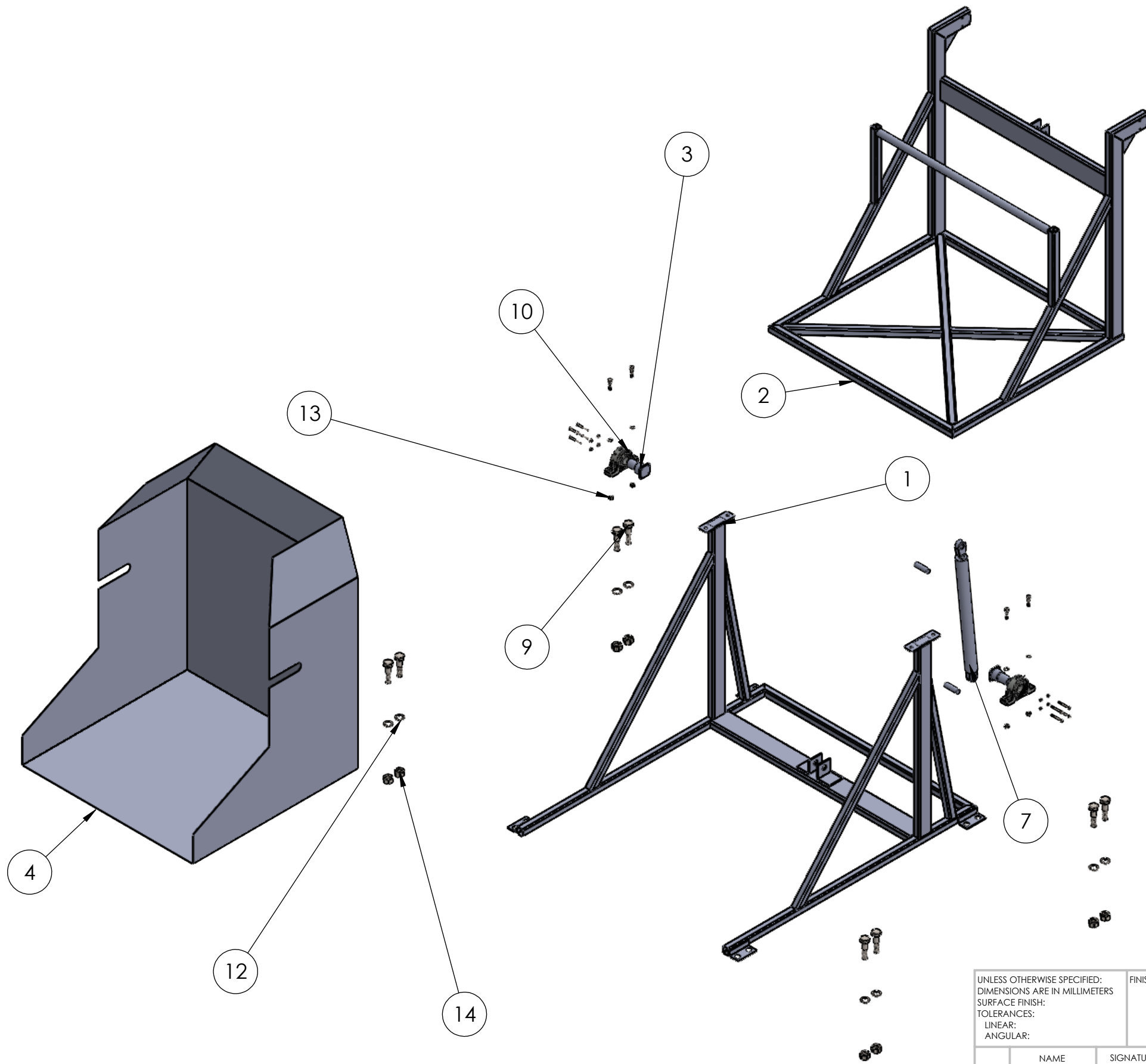
C

B

B

A

A



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	Estructura fija	1
2	Estructura móvil	1
3	Eje conector de estructuras	2
4	Cabina	1
5	Cuerpo cilindro	1
6	Pin sujeción Cilindro	2
7	Vástago	1
8	Tornillo M14	4
9	Tornillo M30	8
10	Chumacera	2
11	Arandela M14	4
12	Arandela M30	8
13	Tuerca M14	4
14	Tuerca M30	8
15	Tornillo M10	8
16	Tuerca M10	8

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN						TITLE:					
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A3	
						WEIGHT:		SCALE:1:100		SHEET 1 OF 1	
Vista explosionada Ensamble											

8 7 6 5 4 3 2 1