

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE CARGA Y DESCARGA DE  
BOLSAS DE CEMENTO PARA LUGARES DE LIMITADA ÁREA  
DE ALMACENAMIENTO**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR**

Herbert Ysai Vargas Guerra

**ASESOR**

Dipl.Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

Lima, noviembre del 2024

## Informe de Similitud

Yo, Eliseo Benjamín Barriga Gamarra, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada:

Diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas de cemento para lugares de limitada área de almacenamiento.

Autor: Herbert Ysai Vargas Guerra.


Dejo constancia de lo siguiente:

El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 10%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software Turnitin del 27.11.2024.

He revisado con detalle dicho reporte de la tesis y no se advierte indicios de plagio.

Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lima, 27 de noviembre del 2024

Asesor Barriga Gamarra, Eliseo Benjamín	
DNI: 08273367	
Orcid. <a href="https://orcid.org/0000-0002-7781-6177">https://orcid.org/0000-0002-7781-6177</a>	

# Resumen

Este trabajo es el resultado de una iniciativa personal, motivada por mi experiencia en la industria ferretera y, en particular, en la venta de materiales de construcción. En un entorno marcado por la alta informalidad, especialmente en la edificación de viviendas y la comercialización de productos esenciales como el cemento y los aceros, surgió la necesidad de desarrollar una máquina, conforme a la normativa VDI 2221, cuyo objetivo principal es mejorar el traslado de bolsas de cemento de manera ergonómica y eficiente.

Para abordar este desafío, en la primera fase del proyecto se realizó un análisis exhaustivo del estado de la tecnología y de las prácticas actuales en la manipulación de estos productos. Luego se analizó los posibles conceptos solución para obtener, finalmente, el proyecto preliminar óptimo. Se optó por un sistema de sujeción basado en el principio de Venturi, con un nivel de vacío por debajo del 60 %, siguiendo las recomendaciones de los fabricantes, con la finalidad de evitar costos adicionales asociados al consumo energético. Además, se incorporó un winche eléctrico de 1.5 caballos de fuerza seleccionado para gestionar la elevación de la carga.

Finalmente, con el objetivo de lograr un diseño óptimo y validar su eficacia, se desarrolló un producto mínimo viable (MVP) a escala 1:10. Este prototipo permitió la medición de parámetros como la presión de vacío y la presión de trabajo, así como la realización de pruebas de control básicas en un motor de corriente continua, el cual incluyó reductores fabricados mediante impresión 3D. Además, se desarrollaron moldes y modelos para la fabricación de ventosas de vacío utilizando elastómeros como silicona y poliuretano, en diversos tamaños y niveles de dureza. Es importante destacar que este proceso de mejora continua tiene el potencial de reducir los costos de manufactura mediante el uso de fabricación aditiva. Asimismo, permite visualizar el proceso y proponer futuras mejoras para lograr un diseño ergonómico y eficaz para el usuario.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO	: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE CARGA Y DESCARGA DE BOLSAS DE CEMENTO PARA LUGARES DE LIMITADA ÁREA DE ALMACENAMIENTO.
ÁREA	: Diseño
PROPUESTO POR	: Herbert Ysai Vargas Guerra
ASESOR	: Ing. Eliseo Benjamín, Barriga Gamarra
TESISTA	: Herbert Ysai Vargas Guerra
CÓDIGO	: 20132039
FECHA	: 8 de noviembre del 2023

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

En los distritos ubicados en la periferia de Lima que se encuentran en desarrollo, se ha experimentado un notable incremento de pequeñas empresas dedicadas al sector de la construcción, como ferreterías y lugares de venta de cemento, acero y agregados en grandes cantidades. La actividad de estas empresas se ha constituido como una principal fuente económica para la población. Sin embargo, ya que es una actividad en desarrollo, existe la imperiosa necesidad de mejorar los procesos de transporte y la gestión de los materiales de construcción. Por ello, el presente trabajo propone el diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas de cemento de 42.5 kg que facilita el transporte y la manipulación en lugares con restricciones para el almacenamiento. Para ello, se llevará a cabo una investigación del estado de la tecnología y se aplicará la metodología de diseño basada en la norma VDI 2221. Además, se procederá con la fabricación de un modelo con el propósito de validar los principios de funcionamiento y de evaluar las necesidades ergonómicas para el usuario. En ese sentido, el alcance del proyecto abarca la creación de un prototipo a escala, la generación de memorias de cálculo, la elaboración de planos de ensamblaje y despiece, y la estimación de costos de fabricación.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE CARGA Y DESCARGA DE  
BOLSAS DE CEMENTO PARA LUGARES DE LIMITADA ÁREA DE  
ALMACENAMIENTO.**

Introducción

1. Plantear el problema y el estado de la tecnología
2. Diseño conceptual de los sistemas
3. Elaboración del diseño
4. Ensayo y pruebas de prototipo
5. Planos y costos de fabricación

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

---

Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra  
Asesor

## **Dedicatoria**

*Dedico este trabajo con cariño a mis padres, Cergio y Nilda, así como a mis queridas hermanas, Miriam y Sari. Su apoyo constante ha sido invaluable a lo largo de mi camino.*



## **Agradecimientos**

- A la Pontificia Universidad Católica del Perú, y a la Sección de Ingeniería Mecánica por los años de estudio, actividades y formación.
- A los profesores de la especialidad de ingeniería mecánica en el área de diseño.
- A mi asesor Dipl. Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra, por su dedicación y asesoría en la elaboración de este diseño.
- A mis amigos de otras especialidades que dieron sus opiniones y críticas a este diseño.

# Índice general

Resumen .....	I
Dedicatoria .....	IV
Agradecimientos .....	V
Índice general.....	VI
Índice de figuras.....	X
Índice de tablas .....	XIV
Introducción .....	1
I. Plantear el problema y el estado de la tecnología.....	2
1.1 Descripción y características del cemento portland .....	2
1.2 Planteamiento del problema.....	3
1.3 Aspectos ergonómicos.....	4
1.3.1 Distribución y almacenaje de cementos en ferreterías.....	4
1.3.2 Limitada área de almacenamiento .....	5
1.4 Estado de la tecnología.....	6
1.4.1 Sistema puente grúa para transporte de bolsas de cemento apilados en bloques.....	6
1.4.2 Sistemas de elevación mediante succión, para cargas ligeras.....	6
1.4.3 Sistema mecánico mediante fajas transportadoras.....	7
1.4.4 Sistema de elevación mediante paletas tijeras .....	8
1.4.5 Sistemas mecánicos para la elevación de bolsas de cemento de gran capacidad. ....	9
II. Diseño conceptual de los sistemas.....	10
2.1 Conceptualización del diseño.....	10
2.1.1 Caja negra .....	10
2.2 Lista de exigencias .....	11
2.3 Estructura de funciones .....	13
2.4 Estructura de funciones 1 .....	15
2.5 Estructura de funciones 2 .....	15
2.6 Estructura de funciones 3 .....	16
2.7 Matriz Morfológica .....	16
2.8 Concepto solución.....	18
2.8.1 Concepto solución 1.....	18

2.8.2	Concepto solución 2.....	19
2.8.3	Concepto solución 3.....	20
2.9	Evaluación de conceptos solución.....	21
2.10	Proyecto preliminar.....	23
2.10.1	Proyecto preliminar 1.....	23
2.10.2	Proyecto preliminar 2.....	24
2.10.3	Proyecto preliminar 3.....	24
2.11	Evaluación técnica y económica.....	25
III.	Elaboración del diseño.....	28
3.1	Descripción general de la máquina.....	28
3.2	Sistema de sujeción.....	29
3.3	Elementos para la generación de vacío.....	29
3.3.1	Ventosas: Capacidad de carga.....	29
3.3.2	Tiempo para alcanzar el vacío.....	32
3.3.3	Selección del eyector de vacío.....	34
3.3.4	Sistema de control neumático para la sujeción.....	35
3.3.5	Estructura soporte del sistema de sujeción.....	36
3.4	Sistema de avance y rotación.....	36
3.4.1	Análisis de fuerzas y esfuerzos del brazo extremo.....	37
3.4.2	Análisis de esfuerzos en la articulación intermedia.....	40
3.4.3	Análisis de la unión empernada de la articulación intermedia.....	41
3.4.4	Análisis de fuerzas y esfuerzos del brazo principal.....	44
3.4.5	Análisis de esfuerzos en la articulación principal e intermedia.....	47
3.4.6	Análisis en la sección del brazo vertical giratorio.....	53
3.4.7	Análisis de esfuerzos de la columna soporte.....	54
3.4.8	Verificación de la placa, base de cimentación y selección de pernos de anclaje....	57
3.4.9	Análisis de esfuerzos en uniones soldadas.....	63
3.5	Sistema de elevación.....	70
3.5.1	Análisis de la fuerza de tensión producida por la carga suspendida.....	70
3.5.2	Análisis de movimiento del sistema polea, reductor y motor.....	71
IV.	Ensayos y pruebas de prototipo.....	76
4.1	Sistema de rotación y elevación.....	77

4.2	Manufactura y ensamble de los elementos principales .....	78
4.3	Sistema de sujeción .....	78
4.3.1	Manufactura de ventosas de succión.....	78
4.3.2	Proceso iterativo de fabricación.....	79
4.3.3	Mejoras y resultados .....	80
4.3.4	Equipos modificados para los ensayos. ....	80
4.4	Sistema básico de control.....	81
V.	Planos y costos de fabricación .....	82
5.1	Lista de plano de ensamble y despiece.....	82
5.2	Estimación de costos .....	83
5.2.1	Costo de diseño en ingeniería .....	83
5.2.2	Costo de los equipos .....	84
5.2.3	Costo de adquisición de piezas y servicios de fabricación .....	84
5.2.4	Costo de elementos neumáticos, mecánicos y eléctricos.....	86
5.2.5	Costo de elementos de unión .....	87
5.2.6	Costos adicionales de ensamblaje y puesta en planta .....	88
5.2.7	Costo total y algunas consideraciones .....	89
5.2.8	Comparación de tiempos de carga entre un colaborador y máquina de elevar sacos de cemento.....	89
5.2.9	Evaluación de costos en la automatización de elevar sacos de cemento .....	91
	Conclusiones .....	92
	Recomendaciones .....	94
	Bibliografía .....	95
	ANEXOS .....	98
A.	Cuadro comparativo de ventajas y desventajas de un eyector de vacío y una bomba de vacío .....	98
B.	Cálculo con datos experimentales y equivalencia con catálogo .....	99
C.	Estimación de consumo de caudal, según ensayos de prueba. ....	106
D.	Cálculo y análisis estructural de diseño.....	108
E.	Análisis de zonas de momentos máximos .....	113
F.	Análisis de la unión soldada en función del ángulo.....	116
G.	Evaluación y comprobación de rigidez estructural.....	118
H.	Datos del eyector seleccionado.....	122

I.	Datos técnicos del winche eléctrico.....	123
J.	Propiedades físicas y mecánica de los perfiles estructurales y planchas .....	124
K.	Factores de seguridad recomendados.....	126
L.	Ensamble y proceso de fabricación de prototipo .....	127
M.	Planos de fabricación .....	128



# Índice de figuras

Figura 1.1.	Carga de bolsas de cemento en fábrica.....	2
Figura 1.2.	Descarga de bolsas de cemento.....	3
Figura 1.3.	Apilado de bolsas de cemento en almacenes de poco espacio.....	5
Figura 1.4.	<i>Izquierda</i> Mala posición en el cargado. <i>Derecha</i> Elevación de cargas de manera ergonómica. (E. Kroemer, 1997). .....	5
Figura 1.5.	Sistema de cargado de bolsas de cemento mediante vacío. (FLSmidth, 2016) .....	6
Figura 1.6.	<b>a</b> Sistema mediante sujeción mecánica. <b>b</b> Sistema mediante sujeción por vacío. <b>c</b> Sistema para cargas pesadas. (Indeva Group, 2017).....	7
Figura 1.7.	Sistema mecánico mediante fajas para elevación de productos.....	8
Figura 1.8.	Sistema de elevación mediante paletas tijera (Kulwiec, 1985).....	8
Figura 1.9.	<b>a</b> Proceso de carga y alimentación automática mediante faja. <b>b</b> Desplazamiento de puente grúa a lo largo de la tolva del camión (Beumer Group, s.f.).....	9
Figura 2.1.	Representación de la caja negra.....	10
Figura 2.2.	Proceso de carga y descarga. <b>a</b> Posicionamiento inicial y sujeción, <b>b</b> elevación y traslado, <b>c</b> descenso y posicionamiento final.....	14
Figura 2.3.	Estructura de funciones 1 .....	15
Figura 2.4.	Estructura de funciones 2.....	15
Figura 2.5.	Estructura de funciones 3.....	16
Figura 2.6.	Concepto solución 1.....	18
Figura 2.7.	Concepto solución 2.....	19
Figura 2.8.	Concepto solución 3.....	20
Figura 2.9.	Proyecto preliminar 1.....	23
Figura 2.10.	Proyecto preliminar 2.....	24
Figura 2.11.	Proyecto preliminar 3.....	25
Figura 2.12.	Comparación de los proyectos preliminares.....	27
Figura 3.1.	Sistemas de la máquina de carga y descarga de bolsas de cemento. ....	28
Figura 3.2.	Partes de eyector Venturi.....	29
Figura 3.3.	Esquema para determinar la fuerza de sujeción en una ventosa. ....	30
(Esposito, 2014).....	.....	30
Figura 3.4.	Dimensión de la ventosa de sujeción diseñada.....	31

Figura 3.5. Derecha Partes de un eyector multietapa. Izquierda Gráfica de rendimiento por etapas (SMC Corporation, catálogo serie ZL1-ZL3, s.f.).....	34
Figura 3.6. Características de eyector de vacío modelo ZL3 (SMC Corporation, s.f.).....	35
Figura 3.7. Esquema neumático para las funciones de sujetar y soltar la carga. ....	35
Figura 3.8. Estructura y tablero de control del sistema de sujeción.....	36
Figura 3.9. Esquema del sistema de avance y rotación y agrupación de los elementos estructurales por bloques.....	37
Figura 3.10. Esquema simplificado del brazo extremo MN.....	38
Figura 3.11. Sección crítica en el punto de la articulación del brazo extremo.....	39
Figura 3.12. Sección crítica en la articulación intermedia. ....	40
Figura 3.13. Diagrama de fuerzas equivalente en la placa base.....	41
Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de los brazo articulados MN y PQ. ....	44
Figura 3.15. Diagrama de la sección resistente del brazo principal. ....	45
Figura 3.16. <b>a</b> Momento vs el ángulo $q_2$ . <b>b</b> Sección resistente del brazo para $q_2 = 90^\circ$ °.....	46
Figura 3.17. <b>a</b> Diagrama de fuerzas sobre la articulación principal. <b>b</b> Diagrama de fuerzas del eje principal. <b>c</b> Diagrama de fuerza cortante. <b>d</b> Diagrama de momento flector. ....	47
Figura 3.18. <b>a</b> Diagrama de fuerzas sobre la articulación intermedia. <b>b</b> Diagrama de fuerzas sobre el eje intermedio. <b>c</b> Diagrama de fuerza cortante. <b>d</b> Diagrama de momento flector . ....	48
Figura 3.19. Diagrama para el esfuerzo de aplastamiento. ....	50
Figura 3.20. Matriz de características y grado de idoneidad según el uso (SKF, s.f.).....	50
Figura 3.21. Esquema de ubicación de rodamientos en la articulación principal. ....	51
Figura 3.22. Esquema de ubicación de rodamientos de la articulación intermedia. ....	52
Figura 3.23. Sección crítica de brazo vertical de la articulación principal. ....	53
Figura 3.24. Base de la columna soporte.....	54
Figura 3.25. Análisis de momentos en la sección de la columna soporte. ....	55
Figura 3.26. Sección de la columna con las coordenadas del punto r1.....	56
Figura 3.27. Momentos flectores en la sección de la columna, cuando el brazo se encuentra en la posición $q_1 = 0^\circ$ y $q_2 = 90^\circ$ . ....	56
Figura 3.28. Dimensiones y diagrama de esfuerzos en la placa base.....	57
Figura 3.29. Variación de los momentos en función del ángulo $q_1$ .....	59
Figura 3.30. <b>a</b> Caso genérico del momento resultante. <b>b</b> Diagrama equivalente con las excentricidades. <b>c</b> Diagrama de cuerpo libre de los puntos de apoyo. ....	59
Figura 3.31. Dimensiones y diagrama de fuerza. ....	61
Figura 3.32. Anclaje tipo J, fabricados según diseño. (Corepsa Peru, s.f.).....	62

Figura 3.33. <b>a</b> Fuerza del perno en el extremo de la placa. <b>b</b> Sección resistente de la placa.....	62
Figura 3.34. Placa base con los rigidizadores distribuidos de manera simétrica .....	63
Figura 3.35. Esquema de fuerzas y momentos equivalentes en la unión soldada entre la estructura vertical y el soporte fijo.....	63
Figura 3.36. Esquema de fuerzas y momentos en la sección soldada del brazo articulado principal. ....	66
Figura 3.37. Diagrama de la sección soldada entre la placa y los rigidizadores. ....	68
Figura 3.38. <b>a</b> Posición inicial. <b>b</b> Posición del descenso hacia la carga. ....	70
Figura 3.39. <b>c</b> Diagrama de cuerpo libre de máxima tensión. <b>d</b> Diagrama de cuerpo libre de la posición final.....	71
Figura 3.40. <b>a</b> Posición de la polea de arrastre sin carga. <b>b</b> Polea en la posición previa a la carga . ....	72
Figura 3.41. <b>c</b> DCL en la posición de máximo momento. <b>d</b> DCL de la posición final.....	73
Figura 3.42. Catálogo de winche eléctrico de Dawson Group LTD. ....	74
Figura 3.43. <b>a</b> Partes del winche eléctrico. <b>b</b> Diagrama eléctrico interno para la inversión de giro . ....	75
Figura 4.1. Esquema de prototipo. ....	76
Figura 4.2. Brazo horizontal del sistema de elevación.....	77
Figura 4.3. Ensayo de prueba de la elevación de una bolsa de cemento de 4.25 kg. ....	77
Figura 4.4. Motor de corriente continua con un sistema reductor de velocidad. ....	78
Figura 4.5. Moldes y modelos para ventosas de silicona. ....	79
Figura 4.6. Problemas de manufactura en las ventosas. <b>a</b> Presencia de burbujas. <b>b</b> cavidad debido a vaciado incorrecto y <b>c</b> desgarro en el desmoldeo.....	79
Figura 4.7. <b>a</b> Modelo de ventosa tipo 2. <b>b</b> Modelo de ventosa tipo 1.....	80
Figura 4.8. <i>Izquierda</i> Sistema adaptado con compresor de refrigerador para generar vacío. <i>Derecha</i> Motor y compresor de aire con embrague electromagnético. ....	81
Figura 4.9. Sistema de control neumático. ....	81
Figura A.1. Comparación de presión de vacío vs caudal de una bomba de vacío y un eyector (Monkman et al., 2007).....	98
Figura B.1. Dimensiones de prototipo de ventosa tipo 1. ....	99
Figura B.2. Cuadro de selección de ventosa según (SMC Corporation, s.f.). ....	101
Figura B.3. Dimensiones de prototipo de ventosa tipo 2. ....	101
Figura B.4. Curva de caudal del eyector ZH13 (SMC Corporation, s.f.). ....	103
Figura B.5. Prueba de adsorción .....	104

Figura B.6. Gráfica de presión de vacío vs tiempo de respuesta de adsorción (SMC Corporation, s.f.).	105
Figura C.1. <b>a</b> Diagrama de conexiones para ensayo experimental <b>b</b> Curvas características de caudal y presión.	106
Figura D.1. <b>a</b> Diagrama de cuerpo libre de la estructura horizontal. <b>b</b> Diagrama de cuerpo libre de la estructura horizontal con el apoyo RS.	108
Figura D.2. <b>a</b> Colocación de carga neta. <b>b</b> Fuerzas resultantes en los apoyos. <b>c</b> Diagrama de momentos. <b>d</b> Diagrama de deflexión.	109
Figura D.3. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión del brazo vertical MN y soporte RS.	110
Figura D.4. Estructura horizontal sin soporte.	111
Figura D.5. Estructura horizontal con soporte.	111
Figura D.6. Material y fuerzas para el análisis del eje.	112
Figura D.7. Esfuerzo equivalente, desplazamiento y factor de seguridad.	112
Figura E.1. Centro de masa en función de los ángulos $q_1$ y $q_2$ .	113
Figura E.2. <b>a</b> Máximo momento $M_x$ ( $q_1 = 45^\circ$ ). <b>b</b> Máximo momento $M_y$ ( $q_1 = 45^\circ$ ).	114
Figura E.3. <b>a</b> Máximo momento $M_x$ ( $q_1 = 120^\circ$ ). <b>b</b> Máximo momento $M_y$ ( $q_1 = 120^\circ$ ).	115
Figura F.1. Zona en posición de máximo momento, según el ángulo $q_1$ .	116
Figura F.2. Variación del momentos en los ejes X y Y según el ángulo de giro $q_1$ .	117
Figura G.1. Esquema de cargas, por tramos, del brazo horizontal.	118
Figura G.2. Esquema de columna con carga excéntrica.	120
Figura H.1. Eyector, serie ZH, utilizado en el prototipo (SMC Corporation, s.f.).	122
Figura H.2. Eyector multietapa de alto caudal ZL3/ZL6 (SMC Corporation, s.f.).	122
Figura I.1. Alternativa 1. Winche eléctrico marca Alen American (mercado nacional).	123
Figura I.2. Alternativa 2. Datos técnicos del winche eléctrico (Dawson Group, s.f.).	123
Figura J.1. Propiedades mecánicas de las planchas.	124
Figura J.2. Propiedades mecánicas de los perfiles estructurales.	125
Figura K.1. Extracto de factores de seguridad para el diseño de <i>Machine Elements in Mechanical Design</i> (Mott, Vavrek, & Wang, 2018).	126
Figura K.2. Valores orientativos para el factor de seguridad estática $S_0$ en rodamientos de bolas (SKF, s.f.).	126
Figura L.1. <b>a</b> Ensamble de motor y reductor, <b>b</b> ensamble de brazo horizontal, <b>c</b> fabricación del molde de ventosa tipo 1.	127
Figura L.2. Pruebas iniciales <b>a</b> ventosa tipo 1 y <b>b</b> ventosa tipo 2.	127

# Índice de tablas

Tabla 1.1.	Ficha técnica del cemento portland Tipo 1 .....	4
Tabla 1.2.	Tabla resumen de equipos y sistemas del estado de la tecnología.....	9
Tabla 2.1.	Lista de exigencias (Parte 1 de 3) .....	11
Tabla 2.2.	Lista de exigencias (Parte 2 de 3) .....	12
Tabla 2.3.	Lista de exigencias (Parte 3 de 3) .....	13
Tabla 2.4.	Matriz morfológica .....	16
Tabla 2.5.	Evaluación de conceptos solución. Aspectos técnicos .....	21
Tabla 2.6.	Evaluación de conceptos solución. Aspectos económicos. ....	22
Tabla 2.7.	Evaluación total de conceptos solución. ....	22
Tabla 2.8.	Evaluación técnica. ....	26
Tabla 2.9.	Evaluación económica .....	26
Tabla 3.1.	Conversión de la presión según el porcentaje de vacío, según DIN 28400.....	30
Tabla 3.2.	Acero estructural ASTM A500.....	39
Tabla 3.3.	Resistencia del acero para tonillos y tuercas, según DIN 267.....	43
Tabla 3.4.	Resultados de las fuerzas del brazo principal PQ.....	44
Tabla 3.5.	Extracto de propiedades mecánicas de aceros característicos de medio carbono... 49	
Tabla 3.6.	Esfuerzo de compresión y tracción máximos sobre la placa .....	58
Tabla 3.7.	Datos de acero.....	64
Tabla 3.8.	Características del winche eléctrico seleccionado .....	75
Tabla 5.1.	Planos de ensamble y despiece. ....	82
Tabla 5.2.	Estimación de tiempos y costo de diseño .....	83
Tabla 5.3.	Costo de equipos .....	84
Tabla 5.4.	Costo de adquisición y fabricación de elementos estructurales y despiece .....	85
Tabla 5.5.	Costos de elementos neumáticos, mecánicos y eléctricos .....	86
Tabla 5.6.	Costos de tornillería y elemento de fijación .....	87
Tabla 5.7.	Costo total de la máquina.....	89
Tabla 5.8.	Comparación de tiempos en un ciclo de carga de una bolsa de cemento. ....	90
Tabla 5.9.	Comparación de costos para elevar 100 sacos de cemento.....	91
Tabla A.1.	Ventajas y desventajas de eyector Venturi y bomba de vacío .....	98

# Introducción

En la actualidad el desarrollo de las micro y pequeñas empresas enfocadas a la venta de materiales de construcción en distritos emergentes de la capital como las que se encuentran en la periferia de Lima, constituyen una de las principales actividades económicas para la población. Ello se ve reflejado en el gran número de ferreterías y en la venta directa de cemento y agregados de construcción. Esta masificación trae consigo la necesidad de buscar nuevas formas de mejorar sus procesos en el traslado y manejo de sus productos, así como lugares de almacenamiento para el cuidado y mantenimiento del mismo.

El presente trabajo propone el diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas cementos, de modo que esta pueda usarse para mejorar su transporte y manejo, de manera ergonómica, con un mínimo desgaste físico del personal y sobretodo disminuyendo los tiempos del proceso de carga y descarga.

El alcance de este proyecto se centra en apoyar a las empresas que comercializan bolsas de cemento a pequeña y mediana escala. Aunque las grandes fábricas y cadenas ferreteras disponen de sistemas automatizados, nuestro enfoque se orienta hacia la mejora de la seguridad y el bienestar del personal encargado de la carga y descarga en estos negocios de menor tamaño. Asimismo, buscamos optimizar los tiempos de despacho, ofreciendo un beneficio concreto y accesible a los emprendedores peruanos.

# Capítulo 1

## Plantear el problema y el estado de la tecnología

### 1.1 Descripción y características del cemento portland

La fabricación de este producto involucra cuatro etapas críticas: extracción y molienda de la materia prima, homogenización, y el proceso de clinkerización. Este último implica la homogenización del material granulado en hornos rotatorios a altas temperaturas, superando los 1000 °C. Al concluir este proceso, el material se transforma en partículas de gran finura, las cuales son almacenadas en silos y posteriormente empaquetadas en presentaciones, como se ilustra en la figura 1.1.



Figura 1.1. Carga de bolsas de cemento en fábrica.

## 1.2 Planteamiento del problema

La comercialización informal de este producto, la escasez de información y la necesidad de asegurar un empleo, plantea varios desafíos críticos. Este tipo de cemento es un material fino y granulado que conlleva la generación de polvo durante las operaciones de carga y descarga. Esta problemática se agrava significativamente al aumentar el número de bolsas a transportar y en condiciones de ventilación deficiente, especialmente en espacios limitados de almacenamiento. Como consecuencia directa, se presentan serios riesgos para la salud de los trabajadores, agravados por la falta de uso de equipos de protección personal, como se aprecia en la figura 1.2.



Figura 1.2. Descarga de bolsas de cemento.

Por otro lado, de acuerdo con las pautas de la Organización Internacional del Trabajo, se recomienda que el límite de peso seguro que un hombre puede cargar, sin sufrir alguna lesión es de 25 kg. Sin embargo, la ficha técnica, como se muestra en la Tabla 1.1, revela que esta presentación pesa 42.5 kg. Este problema se agrava aún más debido a la falta de ergonomía del producto y a las dificultades cuando el saco se encuentra a niveles por debajo de la rodilla.

Tabla 1.1.

*Ficha técnica del cemento portland Tipo 1*

Atributos	Detalles
Tipo	Portland tipo I
Dimensiones estimadas	63 x 35 x 11 cm
Resistencia a la rotura (post-envejecimiento)	47.5 MPa (62.15 MPa)
Resistencia al desgarro (post-envejecimiento)	100.84 kN/m (88.01 kN/m)
Uso	Construcciones en general
<b>Peso</b>	<b>42.5 kg</b>

*Nota.* Modificado de “Ficha técnica del cemento”, por UNACEM. La resistencia a la rotura y desgarro se obtuvo del artículo de Li et al. (2021), *Comparative analysis of the physical and mechanical properties of kraft paper and watercolor paper*.

Frecuentemente, las empresas encargadas de la distribución de las bolsas de cemento operan con equipos reducidos de personal. La naturaleza del trabajo, que implica el manejo de este producto, provoca un desgaste y cansancio significativo. Por ello, para estas compañías, resulta complejo contratar colaboradores para estas labores, lo que repercute en incrementos en los costos de mano de obra.

## **1.3 Aspectos ergonómicos**

### **1.3.1 Distribución y almacenaje de cementos en ferreterías**

Las bolsas de cemento se almacenan generalmente en pilas de 12 a 18 sacos de altura, como se ilustra en la figura 1.3. Sin embargo, esta disposición conlleva un desafío, ya que la altura de la pila supera la estatura del operario, lo que requiere la colaboración de dos personas: una para recibir el cemento al nivel del suelo y otra para sostener la carga mientras se pasa hacia su hombro o cabeza.



Figura 1.3. Apilado de bolsas de cemento en almacenes de poco espacio.

Por otra parte, cuando el nivel de altura de los sacos disminuye y se encuentra por debajo de la altura de la rodilla, el proceso de transporte se torna más complicado. Esto se debe a que el operario debe realizar un esfuerzo adicional para cargar y colocar la bolsa de cemento a la altura del hombro, como se muestra en la figura 1.4.

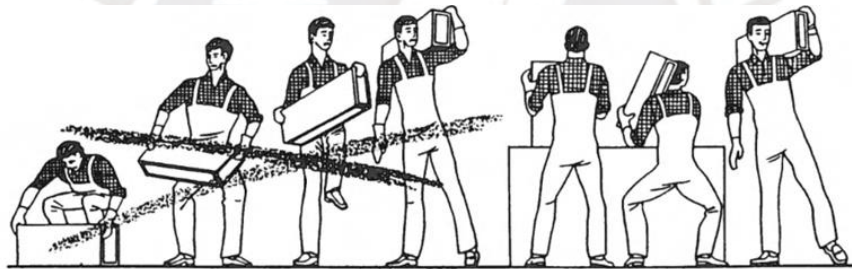


Figura 1.4. *Izquierda* Mala posición en el cargado. *Derecha* Elevación de cargas de manera ergonómica. (E. Kroemer, 1997).

### 1.3.2 Limitada área de almacenamiento

Es una práctica común que muchas empresas en el sector ferretero, especialmente aquellas con almacenes de gran tamaño, utilicen montacargas con el fin de optimizar la manipulación de bloques de bolsas de cements apilados en pallets. Sin embargo, es esencial resaltar que la operación eficaz de estos equipos demanda un espacio considerable para las maniobras y giros de la máquina. Esta necesidad representa un desafío significativo para las empresas más pequeñas que carecen tanto de la maquinaria adecuada como del espacio de almacenaje necesario.

## 1.4 Estado de la tecnología

A continuación, se mostrarán los métodos y máquinas que se usan para el proceso de elevación de diversos productos entre ellos los sacos de cemento.

### 1.4.1 Sistema puente grúa para transporte de bolsas de cemento apilados en bloques

Este diseño compacto ofrece una mayor versatilidad en el manejo de materiales. La máquina cargadora eleva y deposita las bolsas directamente en las plataformas, ya sea con o sin pallet. Estos sistemas emplean la sujeción por vacío, como se muestra en la figura 1.5, con una capacidad para bloques de 5 bolsas de cemento. Además, es compatible con una amplia gama de tipos de camiones, incluyendo camiones planos con paneles laterales y traseros fijos o extraíbles, volquetes y camiones con remolques, entre otros. Su diseño permite operar eficazmente en espacios reducidos.



Figura 1.5. Sistema de cargado de bolsas de cemento mediante vacío. (FLSmidth, 2016)

### 1.4.2 Sistemas de elevación mediante succión, para cargas ligeras.

Hoy en día, se han desarrollado procedimientos de producción modernos que se basan en la tecnología de vacío para la sujeción, el transporte y la manipulación de diversos artículos. Estos procesos utilizan una ventosa, una placa de vacío o una mesa de vacío para generar succión y asegurar la sujeción de los objetos de manera eficaz. Este enfoque permite no solo el

desplazamiento, transporte y sujeción de objetos con diferentes formas y pesos, como se ilustra en la figura 1.6, sino que también ofrece una notoria versatilidad, ya que puede adaptarse a sistemas híbridos de sujeción mecánica y neumática.

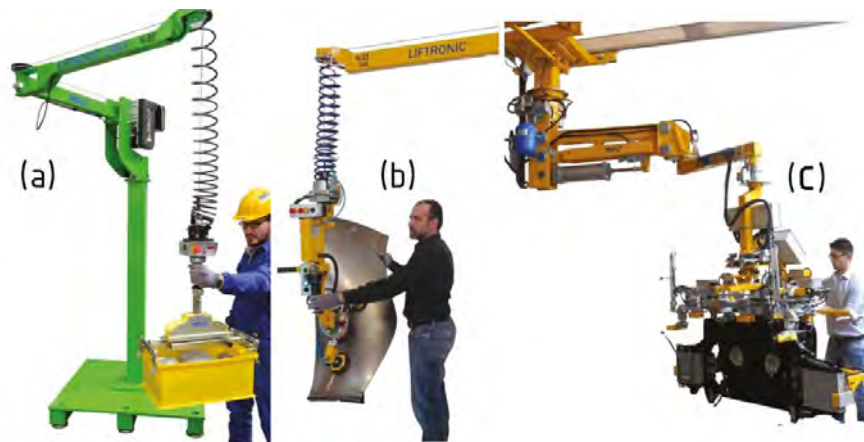


Figura 1.6. **a** Sistema mediante sujeción mecánica. **b** Sistema mediante sujeción por vacío. **c** Sistema para cargas pesadas. (Indeva Group, 2017).

A continuación, se describen las principales industrias y sus aplicaciones donde la tecnología de vacío es fundamental para la sujeción y manipulación de productos:

- Paletizado y apilado de unidades embaladas en pallets.
- Manipulación automatizada de materiales en empresas de manufactura.
- Embalaje de una enorme gama de artículos en cajas de cartón.
- Transporte de papel para las imprentas y máquinas de proceso de artes gráficas.
- Aplicaciones Pick and Place en electrónica, productos alimentarios y embalaje de piezas.

### 1.4.3 Sistema mecánico mediante fajas transportadoras

El sistema cuenta con un elevador de carga continua a través de una banda transportadora, ilustrado en la figura 1.7. Su diseño modular permite ajustes flexibles en velocidad y altura, optimizando el traslado eficaz de diversos productos como cajas y bolsas. Además, se caracteriza por su mínima necesidad de mantenimiento.



Figura 1.7. Sistema mecánico mediante fajas para elevación de productos.

#### 1.4.4 Sistema de elevación mediante paletas tijeras

Los diseños de paletas tijera, como se aprecia en la figura 1.8, se pueden ajustar fácilmente a la altura necesaria de la carga, además, poseen una gama de productos que es altamente reconocida por su vida útil, bajo consumo de energía y requiere de un mantenimiento mínimo. Es utilizado en talleres de prensa para cargar y descargar troqueles pesados, así como en almacenes de logística para carga y descarga de materiales en pallets.

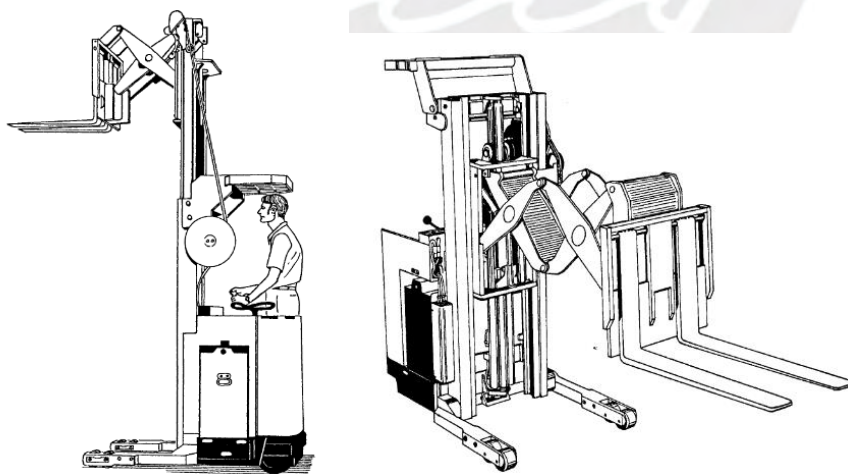


Figura 1.8. Sistema de elevación mediante paletas tijera (Kulwicz, 1985).

### 1.4.5 Sistemas mecánicos para la elevación de bolsas de cemento de gran capacidad.

Esta tecnología ha sido diseñada para operar con capacidades superiores, permitiendo la carga máxima de bloques de 50 bolsas de cementos. El sistema incluye una cinta transportadora para la alimentación de las bolsas y un puente grúa que facilita el movimiento a lo largo de la plataforma, como se aprecia en la figura 1.9. Este proceso se realiza de manera continua y automática, lo que conlleva a un considerable ahorro de tiempo.

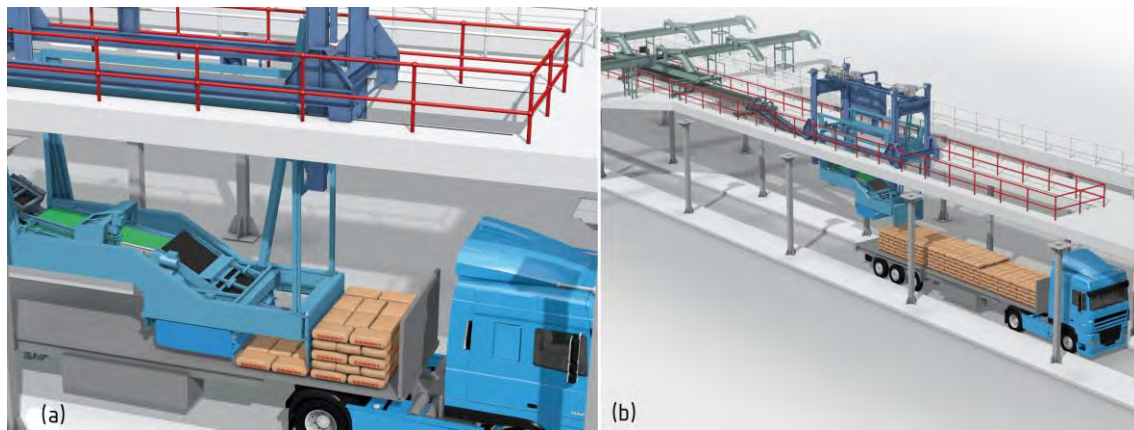


Figura 1.9. **a** Proceso de carga y alimentación automática mediante faja. **b** Desplazamiento de puente grúa a lo largo de la tolva del camión (Beumer Group, s.f.).

Tabla 1.2.

*Tabla resumen de equipos y sistemas del estado de la tecnología*

Equipos o sistemas de carga	Tipo de industria	Capacidad de carga (sacos)	Capacidad de carga (kg)	Altura máxima de elevación
Puente grúa con sujeción por vacío	Fabricas cementeras	5	250	5 m
Brazo plumas	Almacenes y logística	1	80	2 m
Fajas transportadoras	Alimentaria y reciclaje	3	130	3 m
Sistema de puentes grúa con faja transportadora	Fabricas cementeras	50	2500	4 m

# Capítulo 2

## Diseño conceptual de los sistemas

### 2.1 Conceptualización del diseño

En este capítulo, se llevará a cabo el diseño de la máquina de carga y descarga de cemento, siguiendo las pautas establecidas por la norma VDI 2221. Para ello se definirán las entradas y salidas necesarias para la máquina y serán representadas en una caja negra. Posteriormente, se procederá a desarrollar las funciones parciales, basadas en los principios físicos del movimiento que una persona lleva a cabo durante el proceso.

#### 2.1.1 Caja negra

La función total del sistema puede representarse en forma de una caja negra, donde se tienen en cuenta cinco magnitudes de entrada y tres de salida, tal como se muestra en la figura 2.1.



Figura 2.1. Representación de la caja negra.

Se define el ingreso y salida de la materia, energía y señales.

### INGRESO

- Material: Bolsas de cemento en la posición inicial
- Energía: Fuerza eléctrica, mecánica y neumática.
- Señales: Señal de tipo visual para inicio del proceso.

### SALIDA

- Material: Bolsas de cemento en la posición final.
- Energía: Calor, vibraciones, sonidos.
- Señales: Señal de tipo visual de finalización del proceso.

## 2.2 Lista de exigencias

Para realizar el diseño se debe definir previamente los deseos y exigencias que requiere el equipo a desarrollar, para ello se elaboró la lista mostrada en la tabla 2.1

Tabla 2.1.

*Lista de exigencias (Parte 1 de 3)*

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>		
<b>PROYECTO</b>	Diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas de cemento para lugares de limitada área de almacenamiento.	Revisado: B.B.G.
<b>Objetivo</b>	Tesis para obtener el título de Ingeniero mecánico	
Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
<b>Función principal</b>		
E	a) Carga y descarga de bolsas de cementos de 42.5 kg. b) Elevar sacos de cemento a una altura máxima de 1.7 m sobre el nivel del suelo. c) El traslado podrá realizarse en almacenes de poca área disponible.	H.Y.V.G.

Tabla 2.2.

*Lista de exigencias (Parte 2 de 3)*

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>		
<b>PROYECTO</b>	Diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas de cementos para lugares de limitada área de almacenamiento	Revisado : B.B.G.
<b>Objetivo</b>	Tesis para obtener el título de Ingeniero mecánico	
Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
E	<b>Cinemática:</b> El traslado será de manera vertical en eje Z y horizontal en plano XY a condiciones de velocidad constante.	H.Y.V.G.
E	<b>Materia a transportar:</b> este sistema será únicamente diseñado para sacos de cemento de 42.5 kg.	H.Y.V.G.
E	<b>Fuerza:</b> La fuerza de sujeción será de 425 N y se aplicará en la dirección óptima para el transporte del producto desde la recepción hasta la descarga.	H.Y.V.G.
E	<b>Energía:</b> Las condiciones de suministro serán mediante una instalación eléctrica alterna a 220 V.	H.Y.V.G.
D	<b>Señales:</b> Posible utilización de equipos electrónicos y control.	H.Y.V.G.
E	<b>Fabricación:</b> Los procesos de fabricación podrán ser de fácil acceso en talleres locales a nivel nacional.	H.Y.V.G.
E	<b>Seguridad:</b> El diseño de la máquina se centrará en la protección del operario y en la prevención de daños en las bolsas de cemento.	H.Y.V.G.
E	<b>Materiales:</b> Los materiales para la construcción de la máquina deberán existir en el mercado nacional.	H.Y.V.G.
E	<b>Transporte:</b> La máquina será diseñada de tal manera que pueda desmontarse fácilmente para su transportabilidad.	H.Y.V.G.

Tabla 2.3.

*Lista de exigencias (Parte 3 de 3)*

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>		
<b>PROYECTO</b>	Diseño de una máquina de carga y descarga de bolsas de cemento para lugares de limitada área de almacenamiento.	Revisado : B.B.G.
<b>Objetivo</b>	Tesis para obtener el título de Ingeniero mecánico	
Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
E	<b>Ergonomía:</b> Las dimensiones y disposición de los elementos serán distribuidas de tal manera que permitan manejabilidad y comodidad al operario.	H.Y.V.G.
E	<b>Mantenimiento:</b> La máquina contará con un fácil acceso hacia los distintos componentes que requieran atención, limpieza o cambio.	H.Y.V.G.
D	<b>Uso:</b> El equipo posiblemente contará con cubiertas para reducir el sonido de los elementos a funcionar, así como silenciadores en las salidas de las conexiones neumáticas.	H.Y.V.G
E	<b>Costos:</b> El costo del diseño y fabricación de la máquina estará dentro del rango de 15 000 a 25 000 soles.	H.Y.V.G
E	<b>Plazos:</b> Considerando los tiempos de diseño y fabricación, la máquina deberá estar terminada en un plazo máximo de 6 meses.	H.Y.V.G

## 2.3 Estructura de funciones

La estructura de funciones describirá de manera secuencial las operaciones de carga y descarga, para ello será particionada en principios básicos; sin embargo, esta secuencia debe ser disgregada aún más para una elaboración más detallada.

Al examinar el proceso, podemos identificar las siguientes funciones básicas:

- **Posicionar el sistema al inicio:** El equipo se colocará en la posición inicial para la carga o descarga de los sacos de cemento.
- **Sujetar:** Esto permitirá que la carga se sostenga, tenga estabilidad y seguridad, previo a su transporte.
- **Elevar:** Facilitará el levantamiento de la carga al nivel requerido por el usuario a una altura máxima de 1.7 m.
- **Trasladar:** Permitirá llevar el cemento, una vez elevado, hacia su posición final.
  - Rotar:** El movimiento podría ser realizado mediante el giro desde su posición inicial.
  - Avanzar:** El desplazamiento podría ser realizado mediante el avance lineal desde su posición inicial.
- **Descender:** Facilitará el descenso de la carga al nivel requerido del usuario.
- **Soltar:** La carga debe desprenderse del sistema de sujeción para su posicionamiento final.

Para representar el proceso de manera simplificada, se elaboró la descripción de las funciones de manera gráfica, tal como se aprecia en la figura 2.2.

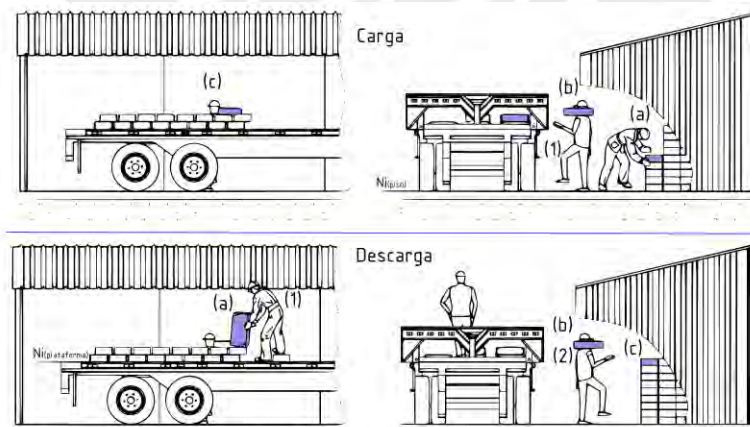


Figura 2.2. Proceso de carga y descarga. **a** Posicionamiento inicial y sujeción, **b** elevación y traslado, **c** descenso y posicionamiento final.

## 2.4 Estructura de funciones 1

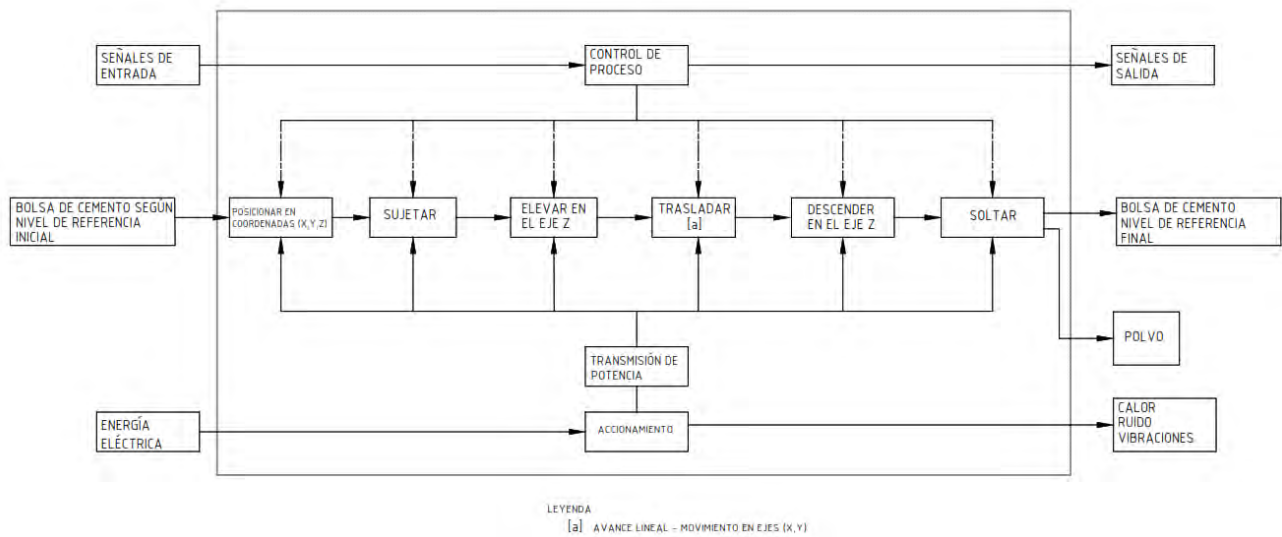


Figura 2.3. Estructura de funciones 1

## 2.5 Estructura de funciones 2

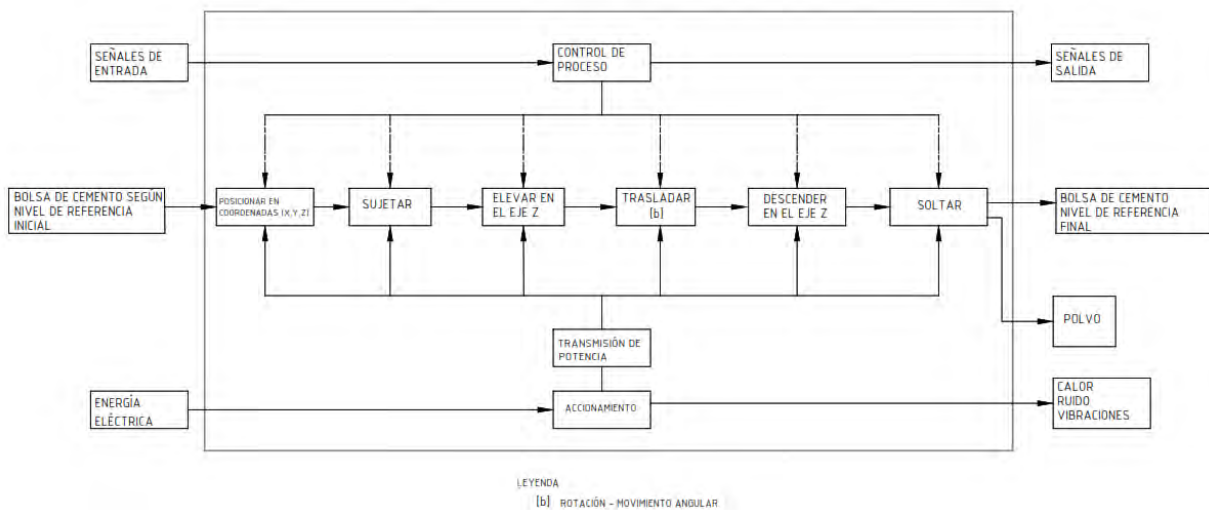


Figura 2.4. Estructura de funciones 2

## 2.6 Estructura de funciones 3

Los portadores de funciones de la matriz morfológica se basarán en la estructura de funciones 3, como se muestra en la figura 2.5, ya que esta estructura integra principios de movimiento rotacional y avance lineal en la función trasladar.

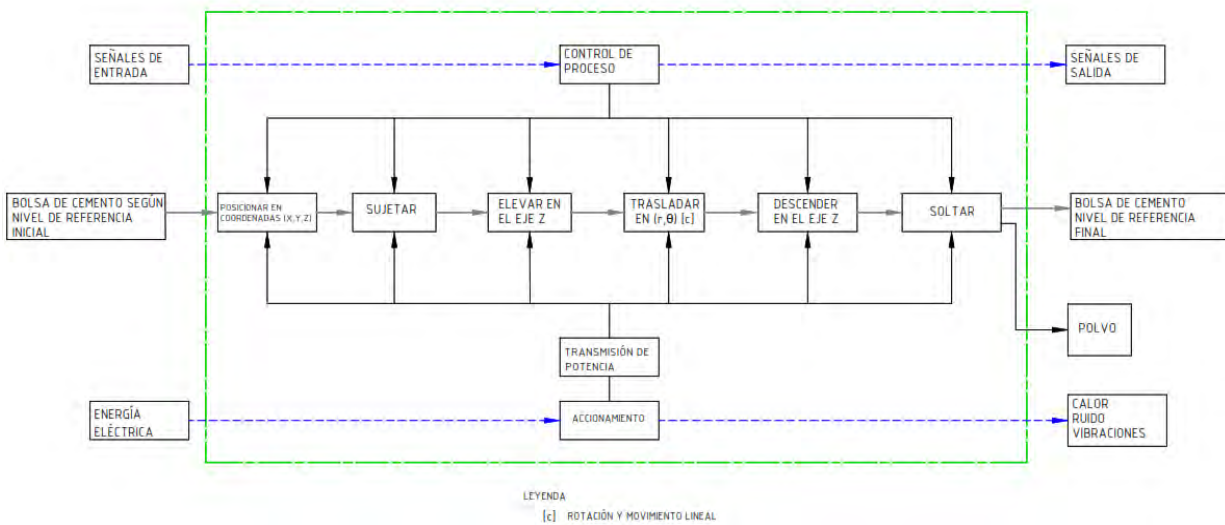


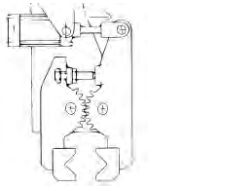
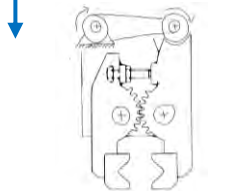
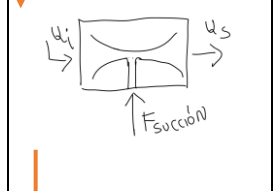
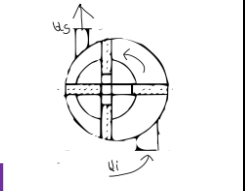
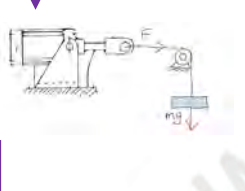
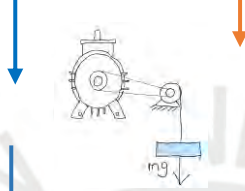
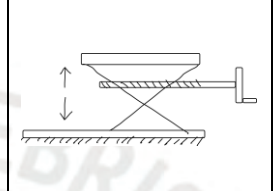
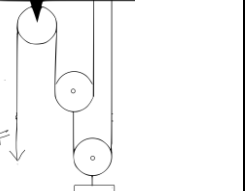
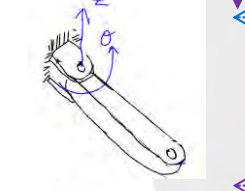
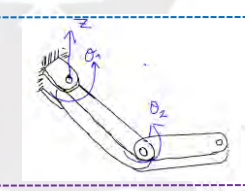
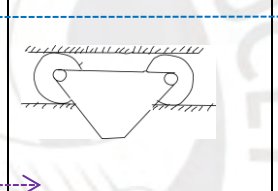
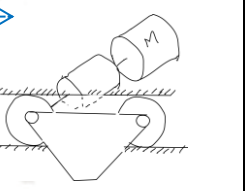
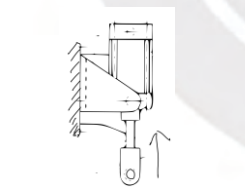
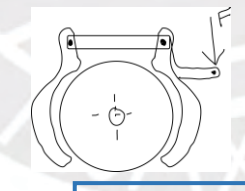
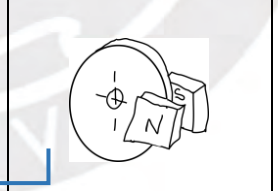
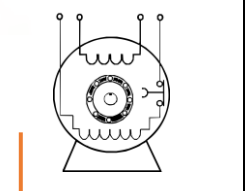
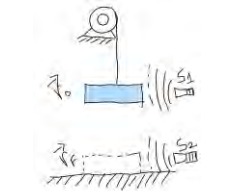
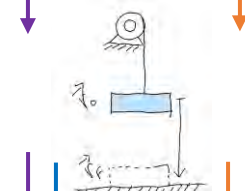
Figura 2.5. Estructura de funciones 3

## 2.7 Matriz Morfológica

Tabla 2.4.

Matriz morfológica

Funciones parciales	Portadores de funciones			
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
	Sensor de posicionamiento	Tope mecánico	Guiado manual	
Posicionar (referencia inicial)				

	Mecánico		Neumático	
	<b>Sujetar</b>	Pinzas con accionamiento neumático	Pinzas con accionamiento eléctrico	Succión (Venturi)
				
<b>Elevar (eje z)</b>	Neumático	Motor eléctrico	Husillo mecánico	Poleas
				
<b>Trasladar (Avance y rotación)</b>	Mecánico	Mecánico	Mecánico	Electromecánico
	Brazo de un grado de libertad	Brazo de dos grados de libertad	Carril mecánico guía	Carril lineal con motor eléctrico
				
<b>Descender (eje z)</b>	Actuador neumático		Motor eléctrico	
	Pistón	Freno mecánico	Freno electromagnético	Energización selectiva de bobinas
				
<b>Soltar</b>	Automático	Manual		
				
<b>Concepto solución</b>	<b>Concepto 1</b>	<b>Concepto 2</b>	<b>Concepto 3</b>	

## 2.8 Concepto solución

### 2.8.1 Concepto solución 1

El sistema cuenta con un mecanismo de succión accionado por una bomba de vacío, el cual garantiza una firme adherencia y hermeticidad entre la cavidad de la ventosa y la superficie superior de la bolsa de cemento. Además, está equipado con un pistón que facilita el movimiento de elevación y descenso de la carga, proporcionando un control preciso mediante la incorporación de limitadores de fin de carrera durante el proceso de elevación. También se destaca por el manejo y uso eficiente del espacio, características derivadas del diseño de la columna grúa, que pivota en su extremo, como se muestra en la figura 2.6.

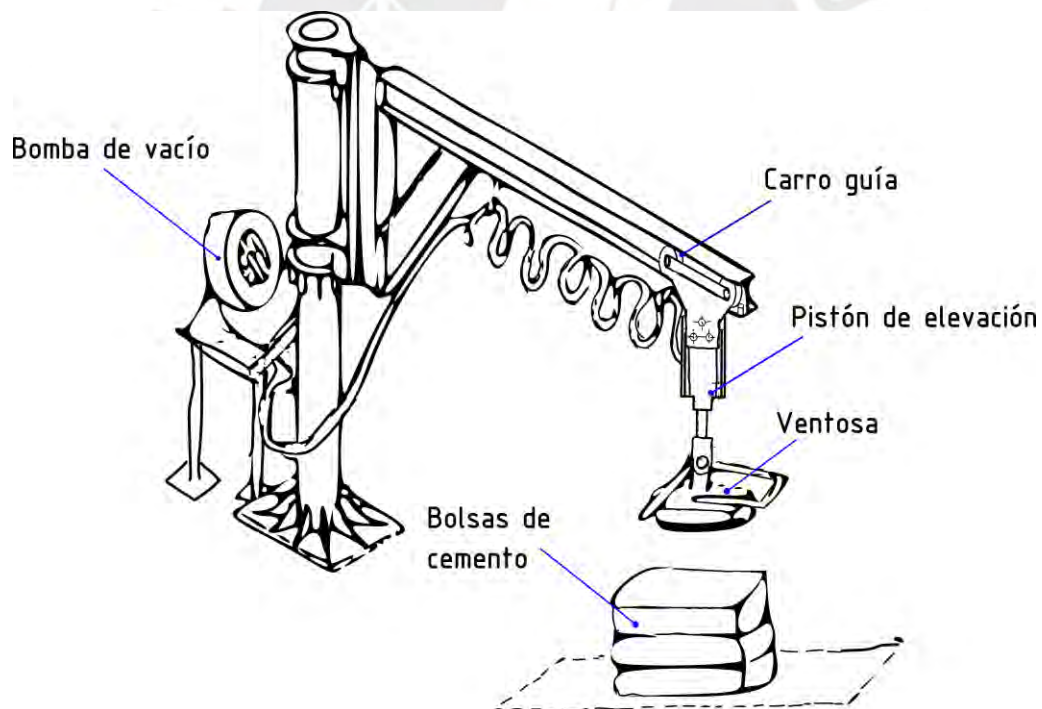


Figura 2.6. Concepto solución 1.

## 2.8.2 Concepto solución 2

Este concepto permite la elevación de materiales mediante la fuerza de agarre ejercida por unas pinzas mecánicas, así como la elevación de la carga a través de un polipasto. Además, cuenta con un carro guía, accionado por un motor, que facilita el desplazamiento a lo largo del perfil estructural, permitiendo el desplazamiento lineal de la carga.

Para contrarrestar el momento generado al sujetar la carga, el puente incorpora un contrapeso, lo que garantiza una mayor estabilidad y seguridad durante el traslado, estas características se muestran en la figura 2.7. Asimismo, el puente puede presentar un grado de giro en la torre base, lo que permite un mejor aprovechamiento del espacio. Otra ventaja de este sistema es su capacidad de adaptarse fácilmente a otros productos de mayor peso y forma.

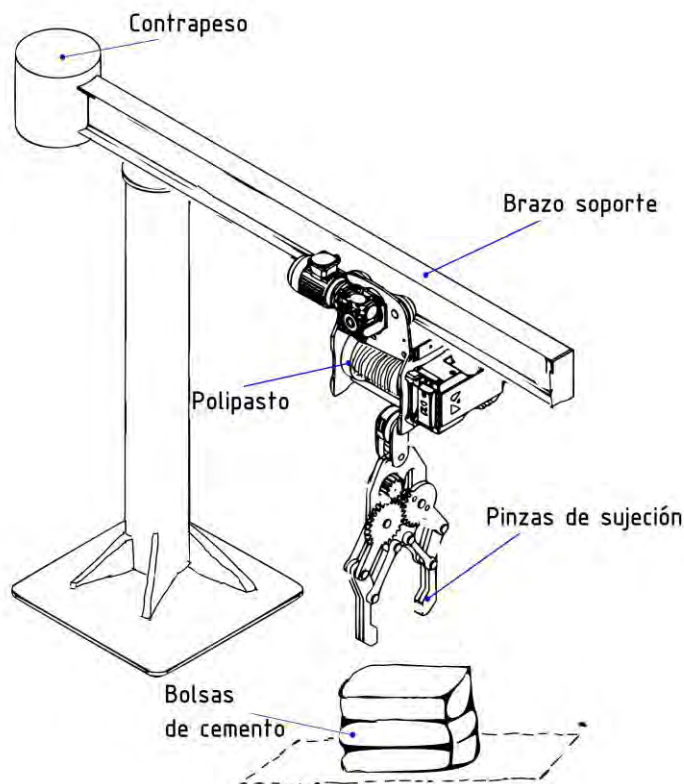


Figura 2.7. Concepto solución 2.

### 2.8.3 Concepto solución 3

El funcionamiento de este concepto se basa en el principio de Venturi. El aire comprimido generado por el compresor genera una fuerza de succión a través de las ventosas. Esta presión negativa aplicada sobre el área efectiva garantiza una sujeción del saco de cemento.

Una característica destacada de este sistema es su facilidad de manejo y su eficiente utilización del espacio, tanto en las operaciones de carga como de descarga. Esto se debe al diseño de los brazos articulados de dos grados de libertad, que permiten un mayor desplazamiento en las diferentes áreas donde el usuario desea colocar la carga, tal como se muestra en la figura 2.8.

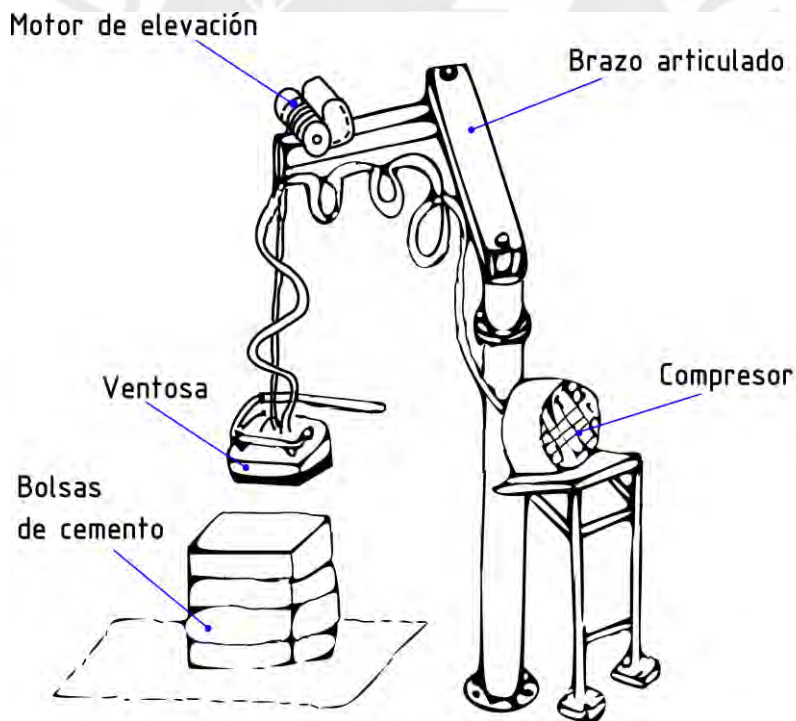


Figura 2.8. Concepto solución 3.

## 2.9 Evaluación de conceptos solución

En esta sección, se realizará la evaluación de cada concepto elaborado, para ello se desarrolló los diferentes criterios en las tablas 2.5,2.6 y 2.7.

Tabla 2.5.

*Evaluación de conceptos solución. Aspectos técnicos*

N°	Aspectos Técnicos	Soluciones			
		1	2	3	Ideal
1	Función	2	2	2	4
2	Buen uso de la fuerza o energía	2	2	3	4
3	Seguridad	2	2	3	4
4	Rapidez	3	1	2	4
5	Estabilidad	3	1	2	4
6	Rigidez	2	2	2	4
7	Manipulación	2	2	3	4
8	Confiabilidad	2	2	2	4
9	Facilidad de manejo	2	2	2	4
10	Transportabilidad	2	2	3	4
11	Calidad de trabajo	2	2	3	4
12	Complejidad	2	3	2	4
13	Lista de exigencias (grado de cumplimiento incluyendo deseos)	2	2	3	4
14	Posibilidades de automatización	2	2	3	4
<b>Suma Total</b>		<b>30</b>	<b>27</b>	<b>35</b>	<b>56</b>

Tabla 2.6.

*Evaluación de conceptos solución. Aspectos económicos.*

N°	Aspectos Económicos	Soluciones			
		1	2	3	Ideal
1	Número de piezas	1	2	2	4
2	Disponibilidad de materiales	2	2	3	4
3	Productividad	2	2	3	4
4	Costos diversos	2	2	2	4
5	Pocos desperdicios	2	2	2	4
6	Número de operaciones	2	1	3	4
7	Costo de tecnología	1	2	2	4
8	Facilidad de montaje	1	2	2	4
9	Fácil mantenimiento	2	1	2	4
10	Costos de operación	2	2	2	4
11	Plazos de entrega	3	2	3	4
<b>Suma Total</b>		<b>20</b>	<b>20</b>	<b>26</b>	<b>44</b>

Tabla 2.7.

*Evaluación total de conceptos solución.*

N°	Tipo de evaluación	Soluciones			
		1	2	3	Ideal
1	Evaluación técnica	30	27	35	56
2	Evaluación económica	20	20	26	44
<b>Suma Total</b>		<b>50</b>	<b>47</b>	<b>61</b>	<b>100</b>

Finalmente, se determinó que la solución óptima es el sistema 3. A continuación, procederemos con el desarrollo de los proyectos preliminares para afinar las características del diseño.

## 2.10 Proyecto preliminar

Basándonos en el concepto solución óptimo, procederemos a bosquejar los posibles proyectos preliminares. El sistema de sujeción incluirá un compresor para generar vacío mediante eyectores en línea, mientras que el sistema de elevación será electromecánico, utilizando un malacate eléctrico.

### 2.10.1 Proyecto preliminar 1

El sistema está equipado con una ventosa de sujeción que utiliza eyectores de vacío en línea. La versatilidad en la manipulación y el transporte de la carga se logra desde la parte superior de la ventosa y junto con los brazos articulados, permite que el sistema se desplace eficazmente por el área de distribución de los sacos de cemento. Para realizar la elevación de la carga, el dispositivo de elevación se colocará en el extremo del brazo, como se muestra en la figura 2.9, con el objetivo de mejorar la distribución de la carga sobre la estructura.

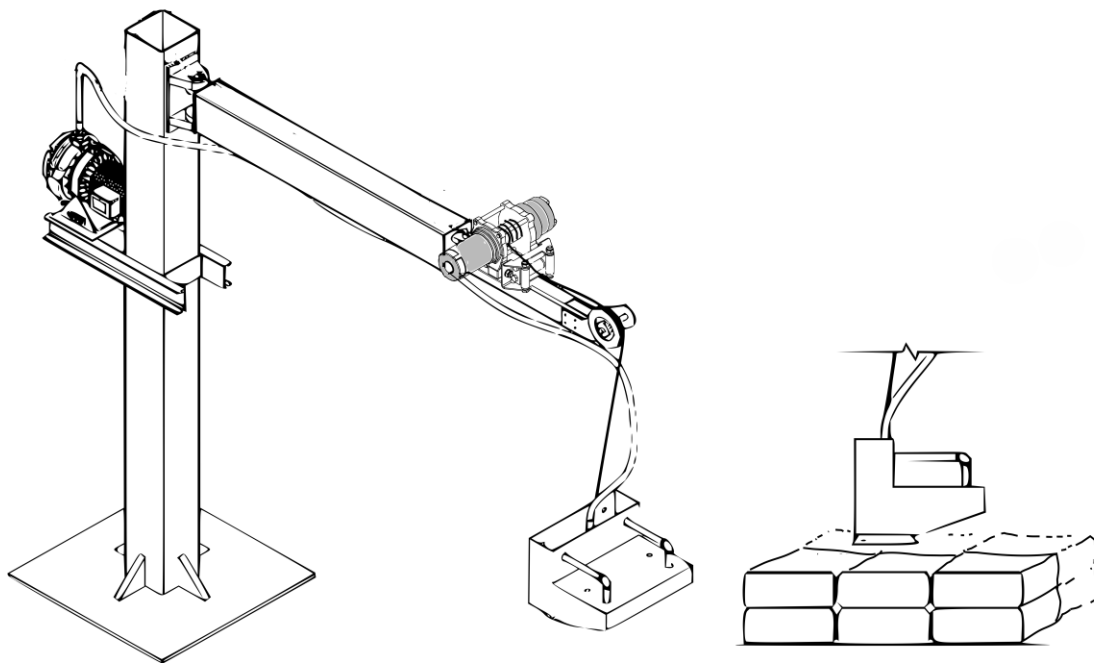


Figura 2.9. Proyecto preliminar 1.

### 2.10.2 Proyecto preliminar 2

Este sistema empleará el mismo principio de sujeción que el proyecto preliminar anterior; sin embargo, el dispositivo de elevación se colocará en el extremo del brazo principal de la estructura. Esto permitirá reducir el momento resultante ejercido por la carga en el brazo, como se muestra en la figura 2.10. No obstante, se debe considerar la tensión generada por la polea guía superior debido al ángulo de giro variable del brazo extremo. Además, es necesario tener en cuenta la fricción que debe superarse durante la rodadura y el giro de las poleas directrices.

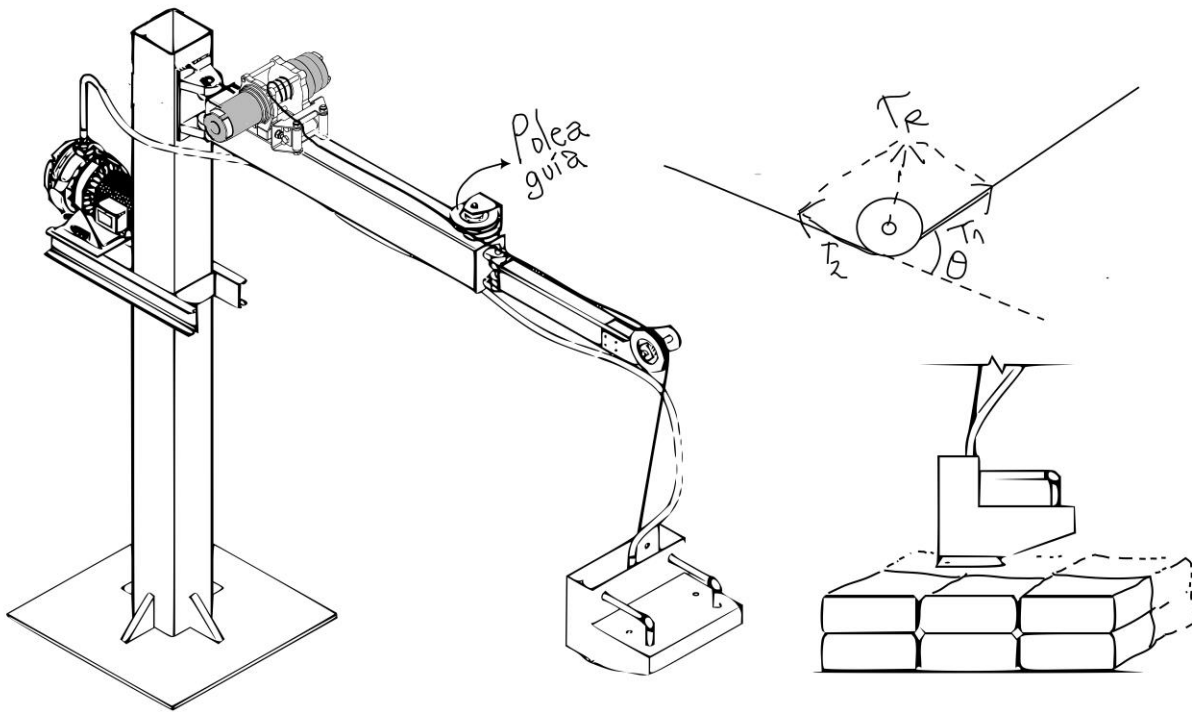


Figura 2.10. Proyecto preliminar 2.

### 2.10.3 Proyecto preliminar 3

Esta configuración elimina la necesidad de poleas guía con ejes verticales y horizontales, empleadas en los proyectos preliminares 1 y 2. Sin embargo, debido a los altos esfuerzos en los pivotes generados por el momento inducido por el peso del motor, es necesario rigidizar la estructura. Esto se logra con la incorporación de una biela superior, como se muestra en la figura

2.11. Sin embargo, esta modificación disminuye la altura de elevación, lo que a su vez limita el espacio de desplazamiento de la carga, un factor crítico en almacenes con espacio reducido.

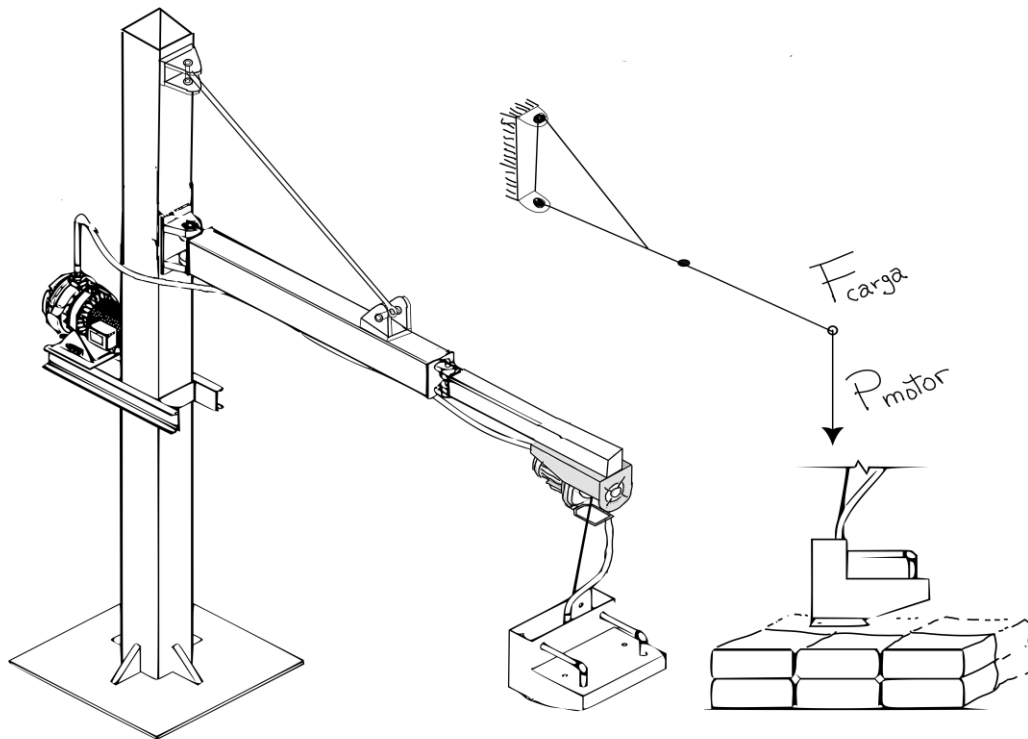


Figura 2.11. Proyecto preliminar 3.

## 2.11 Evaluación técnica y económica

Luego de elaborar los proyectos preliminares, se continuará con el análisis técnico económico basada en norma VDI 2225.

### Evaluación técnica

Según los criterios que se utilizaron en la lista de exigencias, se determinará el proyecto preliminar óptimo, estos datos se muestran en la tabla 2.8.

Tabla 2.8.

*Evaluación técnica.*

Prototipo de máquina			Proyectos preliminares							
Criterios técnicos			PP1		PP2		PP3		Ideal	
N°	Descripción	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Función principal	16%	3	0.48	3	0.48	3	0.48	4	0.64
2	Forma / Geometría	15%	3	0.45	3	0.45	3	0.45	4	0.6
3	Cinemática	10%	3	0.3	2	0.2	3	0.3	4	0.4
4	Energía	8%	2	0.16	2	0.16	3	0.24	4	0.32
5	Seguridad	12%	3	0.36	3	0.36	3	0.36	4	0.48
6	Ergonomía	10%	3	0.3	2	0.2	3	0.3	4	0.4
7	Fabricación	9%	3	0.27	2	0.18	1	0.09	4	0.36
8	Montaje	8%	3	0.24	3	0.24	3	0.24	4	0.32
9	Mantenimiento	8%	2	0.16	2	0.16	2	0.16	4	0.32
10	Transporte	4%	2	0.08	2	0.08	2	0.08	4	0.16
Total			2.8		2.51		2.7		4	
Rtx			0.70		0.63		0.68		1	

**Evaluación económica**

En la tabla 2.9 se muestran los criterios económicos para seleccionar el proyecto preliminar ideal.

Tabla 2.9.

*Evaluación económica*

Prototipo de máquina			Proyectos preliminares							
Criterios económicos			PP1		PP2		PP3		Ideal	
N°	Descripción	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Costos de diseño	16%	2	0.32	2	0.32	2	0.32	4	0.64
2	Costo de fabricación	16%	3	0.48	3	0.48	2	0.32	4	0.64
3	Costo de servicios de taller	16%	3	0.48	3	0.48	2	0.32	4	0.64
4	Costo de ensamble	12%	3	0.36	3	0.36	2	0.24	4	0.48
5	Costo de mantenimiento	12%	3	0.36	3	0.36	1	0.12	4	0.48
6	Necesidad de repuestos	12%	3	0.36	2	0.24	3	0.36	4	0.48
7	Cantidad de piezas	16%	3	0.48	2	0.32	1	0.16	4	0.64
Total			2.84		2.56		1.84		4	
Rty			0.71		0.64		0.46		1	

Después de evaluar los pesos ponderados conforme a los criterios establecidos, se analizan los tres proyectos preliminares. La evaluación se ilustra en la gráfica mostrada en la figura 2.12.

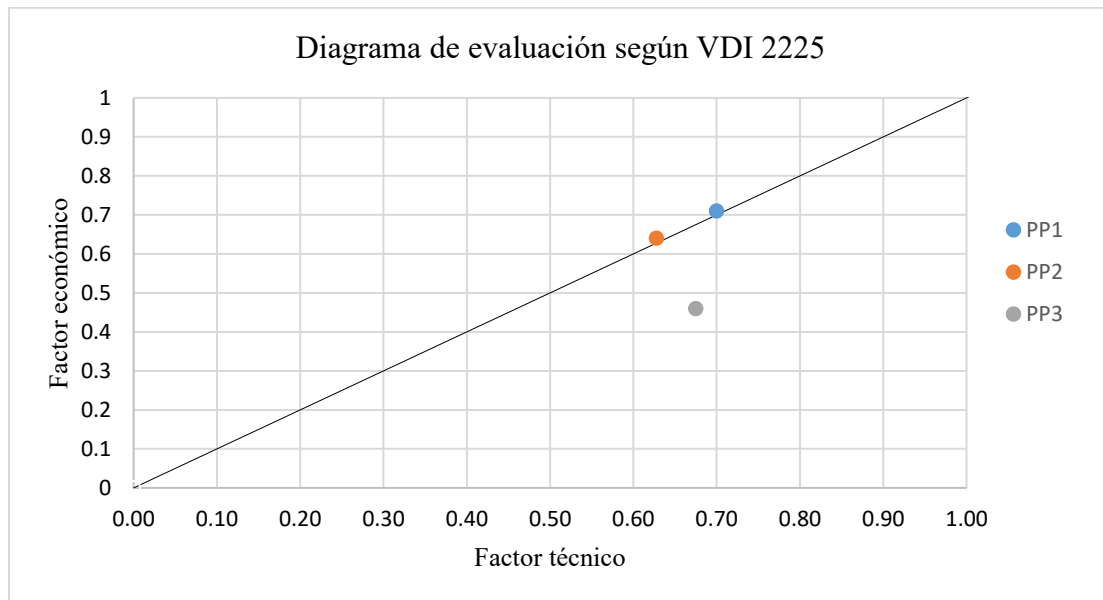


Figura 2.12. Comparación de los proyectos preliminares..

Finalmente, al trazar una recta a 45°, se observa que el proyecto preliminar 1 es el que más se aproxima a esta referencia. Esto lo posiciona como la elección ideal desde la perspectiva técnica y económica.

# Capítulo 3

## Elaboración del diseño

### 3.1 Descripción general de la máquina

La máquina contará con un sistema de elevación compuesto por un winche eléctrico y una polea guía que soportará la carga. Además, incluirá un sistema de sujeción con un eyector de vacío para asegurar los sacos antes del izaje. Ambos sistemas estarán montados en la estructura del sistema de avance y rotación que contará con un brazo giratorio de dos grados de libertad. Estos sistemas estarán ensamblados como se aprecia en la figura 3.1.

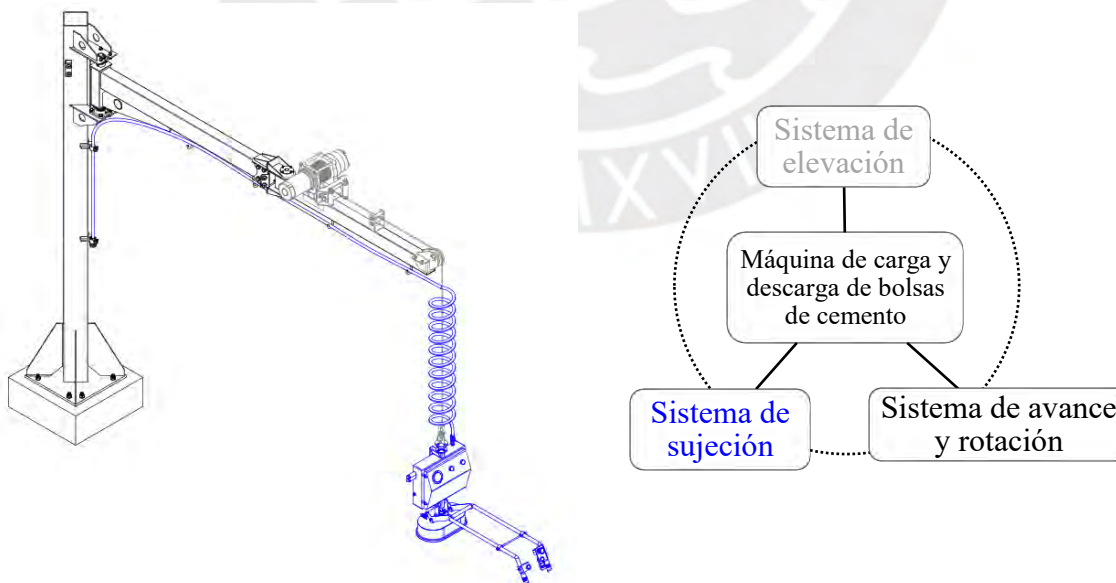


Figura 3.1. Sistemas de la máquina de carga y descarga de bolsas de cemento.

## 3.2 Sistema de sujeción

El sistema de sujeción se basa en el principio del generador de vacío conocido como Venturi. Utiliza la ecuación de Bernoulli y se fundamenta en el cambio de área entre las secciones S1 y S2, como se muestra en la figura 3.2. Al reducirse el área en S2 la velocidad del aire aumenta y la presión en 2 disminuye. Esto genera una depresión que aspira el aire hacia el interior del tubo, lo que se aprovecha ampliamente en la sujeción de piezas.

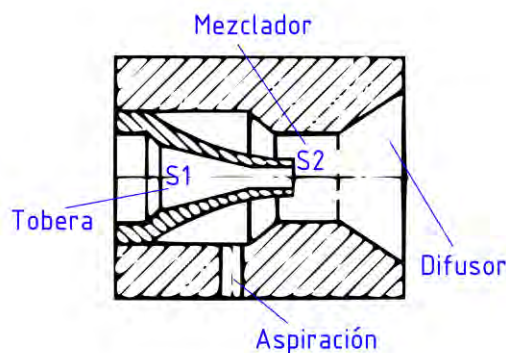


Figura 3.2. Partes de eyector Venturi.

## 3.3 Elementos para la generación de vacío

### 3.3.1 Ventosas: Capacidad de carga

Para realizar el análisis, se debe considerar la geometría y forma real de la ventosa seleccionada o diseñada, y evaluar las dimensiones exteriores e interiores, tal como se aprecia en la figura 3.3. Luego se debe plantear el equilibrio entre la presión de vacío y la presión atmosférica para determinar la fuerza teórica y compararla con la fuerza de la carga a elevar.

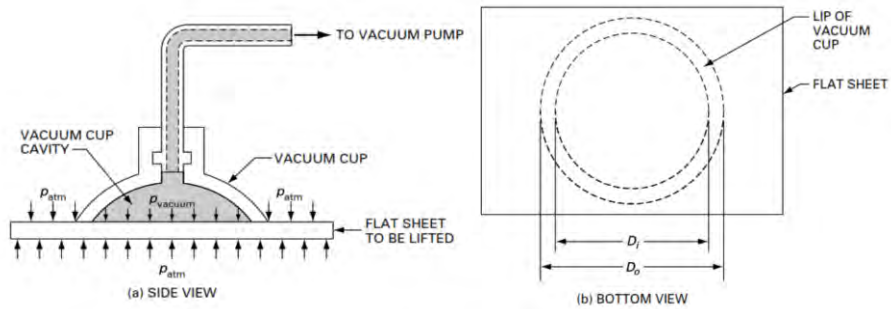


Figura 3.3. Esquema para determinar la fuerza de sujeción en una ventosa.  
(Esposito, 2014).

Por otra parte, es importante tener en consideración un rango de vacío relativo entre el 30 % y 70 % (Monkman, 2007), en condiciones típicas. Esto se debe a que un vacío mayor implica un mayor consumo de aire. Según la tabla 3.1 se muestra la conversión del porcentaje del vacío, a valores relativos reales y absolutos.

Tabla 3.1.

*Conversión de la presión según el porcentaje de vacío, según DIN 28400.*

Conversion table										
Absolute residual pressure	[mbar]	900	800	700	<b>600</b>	500	400	300	200	100
Relative vacuum	[%]	10	20	30	<b>40</b>	50	60	70	80	90
Pressure	[kPa]	-10.1	-20.3	-30.4	<b>-40.7</b>	-50.7	-60.8	-70.9	-81.	-91.2

*Nota.* Tomado de “Robot Grippers”, por Monkman G. J, Hesse S, y Schunk H, 2007.

Para realizar el cálculo, es necesario considerar parámetros como la cantidad de ventosas, la rugosidad del material y la dirección del movimiento de la carga (ya sea horizontal, vertical o una combinación de ambas).

Para rugosidades de materiales poco comunes se considerará un factor de seguridad de 4 para cargas verticales, según las recomendaciones del catálogo de SMC Corporation (s.f.). Este factor se elige porque la rugosidad puede influir significativamente en el nivel de porosidad del material, lo que a su vez puede afectar la pérdida de caudal de succión. El primer cálculo básico se realizará utilizando el área efectiva de la sección de la ventosa diseñada, como se ilustra en la figura 3.4.

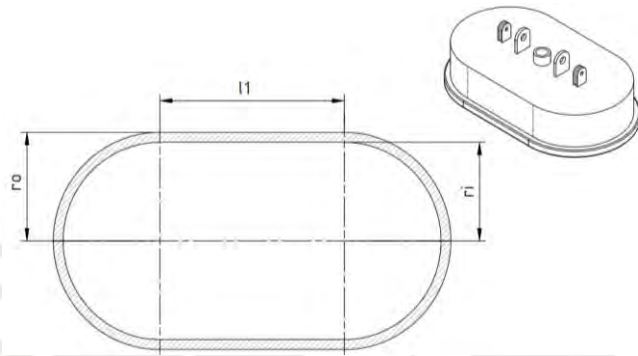


Figura 3.4. Dimensión de la ventosa de sujeción diseñada.

Con este fin, se requieren los siguientes datos geométricos y parámetros adicionales.

- Radio exterior de ventosa ( $ro$ ) : 9.6 cm
- Radio interior de ventosa ( $ri$ ) : 9.35 cm
- Lado exterior ( $lo = 2.ro$ ) : 19.2 cm
- Lado interior ( $li = 2.ri$ ) : 18.7 cm
- Lado 1 ( $l1$ ) : 15 cm
- Número de ventosas ( $z$ ) : 1
- $P_{atm} = 101.3 \text{ kPa}$
- $P_{succ} = -40.7 \text{ kPa}$

Se calcularán las áreas, para finalmente, utilizando la ecuación 3.6, obtener el valor de la fuerza teórica.

Área exterior de la ventosa de sujeción

$$Ao' = \pi ro^2 = 289.5 \text{ cm}^2, \quad Alo = lo.l1 = 292.5 \text{ cm}^2 \quad (3.1)$$

Área interior de la ventosa

$$A_{i'} = \pi r_i^2 = 274.6 \text{ cm}^2, \quad A_{li} = l_i \cdot l_1 = 280.5 \text{ cm}^2 \quad (3.2)$$

Área total exterior

$$A_o = A_{o'} + A_{lo} = 582 \text{ cm}^2 \quad (3.3)$$

Área total interior

$$A_i = A_{i'} + A_{li} = 555 \text{ cm}^2 \quad (3.4)$$

Presión absoluta de succión

$$P_{succ(abs)} = P_{atm} + P_{succ} = 60.8 \text{ kPa} \quad (3.5)$$

Fuerza teórica

$$F = A_o \cdot P_{atm} - A_i \cdot P_{succ(abs)} = 2521.2 \text{ N} \quad (3.6)$$

- Factor de seguridad ( $S$ ) : 4

$$F_c = \frac{F}{S} = 630.3 \text{ N} \quad (3.7)$$

Fuerza real de la carga (peso de una bolsa de cemento)

$$F_{cr} = m \cdot g = 425 \text{ N} \quad (3.8)$$

Finalmente, se obtiene:

$$F_c > F_{cr} \quad (3.9)$$

El valor calculado de la fuerza, con un factor de seguridad de 4, es superior al de la carga real a elevar.

### 3.3.2 Tiempo para alcanzar el vacío

Tras la puesta en marcha del compresor, se procederá a calcular el tiempo requerido para alcanzar el vacío máximo, ello se realizará mediante el empleo de la ecuación 3.13 (Esposito, 2014).

La obtención de este valor implica, en primer lugar, el cálculo del caudal de consumo necesario del eyector o el suministro de caudal del compresor, este valor se obtendrá de los datos experimentales (consultar Anexo C). A continuación, se calculará el flujo producido por el eyector, empleando la ecuación 3.12, para lo cual se requieren los siguientes datos:

- Volumen de la conexión ( $V_c$ ): 0.5 L
- Altura de la ventosa (h): 8 cm
- Estimación del flujo suministrado por el compresor ( $Q_c$ ): 30 CFM (Anexo C, ecuación C.4)
- Factor de seguridad (S): 3, según la sección *Tiempo de respuesta de adsorción* del catálogo de SMC Corporation (s.f.).

Volumen de la cavidad interior de la ventosa

$$V = \frac{A_i \cdot h}{1000} = 4.44 \text{ L} \quad (3.10)$$

Volumen total

$$V = V_V + V_C = 5 \text{ L} \quad (3.11)$$

Flujo producido por el eyector de vacío

$$Q_{ey} = \frac{1}{3} \cdot Q_c = 10 \text{ CFM} = 4.7 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 283 \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad (3.12)$$

Tiempo para alcanzar el vacío

$$t_1 = \frac{V}{Q_{ey}} \ln\left(\frac{P_{atm}}{P_{succ(abs)}}\right) = 543 \text{ ms} \quad (3.13)$$

Tiempo necesario, considerando pérdidas de fuga

$$t = S \cdot t_1 = 1629 \text{ ms} \quad (3.14)$$

Se obtiene un tiempo aproximado de respuesta de 2 segundos para alcanzar una presión de vacío relativo de 40 kPa.

### 3.3.3 Selección del eyector de vacío

De acuerdo con los requisitos de carga, presión de trabajo y caudal necesarios, se optó por utilizar un eyector de montaje individual para los ensayos con el prototipo (consultar Anexo H). Sin embargo, con el fin de elevar la carga de 42.5 kg, se requerirá que el eyector tenga una mayor capacidad de aspiración. El valor obtenido de la ecuación 3.12, es de 283 litros por minuto.

Para alcanzar este caudal de manera eficiente, se recomienda el uso de eyectores multietapas, los cuales se describen en la figura 3.5. Estos eyectores son más eficaces, ya que, con un consumo de aire menor, pueden lograr un caudal de succión de hasta 600 litros por minuto.

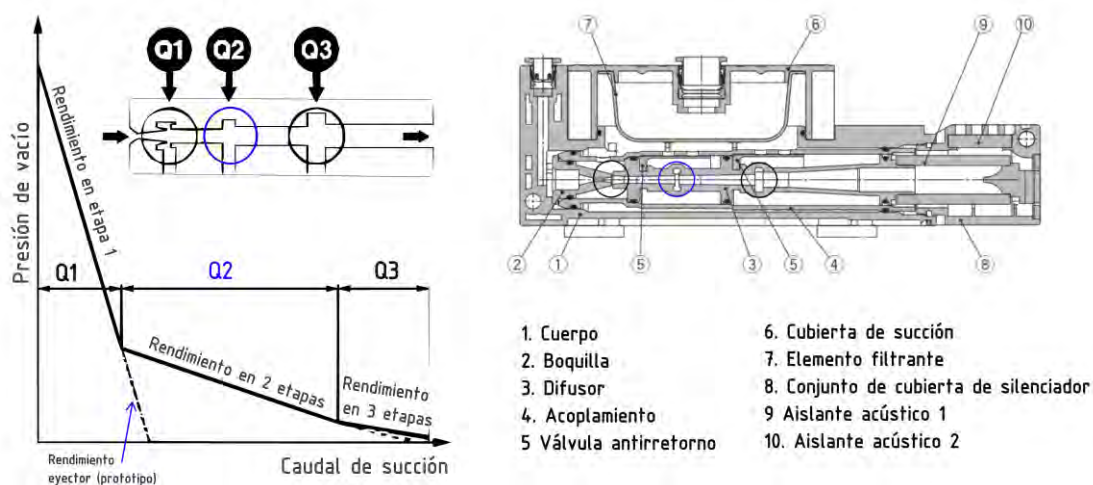


Figura 3.5. Derecha Partes de un eyector multietapa. Izquierda Gráfica de rendimiento por etapas (SMC Corporation, catálogo serie ZL1-ZL3, s.f.).

Finalmente, se seleccionó un eyector de la serie ZL3. Este eyector puede proporcionar un caudal máximo de succión de 300 litros por minuto y alcanzar una presión de vacío límite de -93 kPa. Las características técnicas detalladas se presentan en la tabla de la figura 3.6.

### ZL3

Modelo	ZL3M□□	ZL3H□□
Tamaño de la boquilla [mm]	1.9	1.5
Presión de alimentación estándar [MPa]	0.35	0.50
Presión de vacío máx. [kPa] <sup>*1</sup>	-91	-93
Caudal máx. de aspiración [l/min (ANR)]	280	
Doble conexión/Conexión de escape	300	
Consumo de aire [l/min (ANR)]	150	135
Rango de presión de alimentación [MPa]	0.2 a 0.6	
Rango de temperatura de trabajo [°C]	-5 a 50 (sin congelación ni condensación)	
Fluido	Aire	
Resistencia a vibraciones [m/s <sup>2</sup> ] <sup>*2</sup>	20	
Resistencia a impactos [m/s <sup>2</sup> ] <sup>*3</sup>	100	

\*1 Valores basados en el estándar de mediciones de SMC a presión de alimentación estándar. Dependen de la presión atmosférica (clima, altitud, etc.) y del método de medición.

Figura 3.6. Características de eyector de vacío modelo ZL3 (SMC Corporation, s.f.).

### 3.3.4 Sistema de control neumático para la sujeción

El control básico de la apertura de la inyección de aire presurizado y su corte se llevará a cabo mediante el uso de dos electroválvulas de 2 vías y 2 posiciones, que se encuentran en estado normalmente cerrado. Estas electroválvulas serán controladas con dos pulsadores, destinados a las funciones de sujetar y soltar, y estarán ubicadas en la estructura de soporte de las ventosas. El esquema correspondiente a esta configuración se encuentra detallado en la figura 3.7.

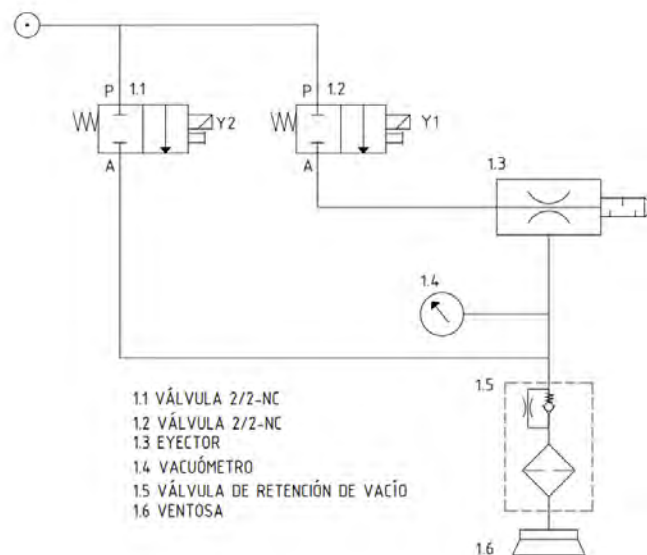


Figura 3.7. Esquema neumático para las funciones de sujetar y soltar la carga.

### 3.3.5 Estructura soporte del sistema de sujeción

Para garantizar un sistema que proporcione estabilidad y dirección a las ventosas al sujetar la carga, se diseñó una estructura de soporte, como se ilustra en la figura 3.8. Esta estructura cuenta con brazos inclinables, lo que permite ajustar la altura de la carga durante su manipulación. Este diseño no solo facilita el manejo de cargas a diferentes alturas, sino que también minimiza la necesidad de que el usuario se encorve al recoger sacos situados por debajo de sus rodillas. Además, la estructura incluirá un panel de control, diseñado específicamente para integrar de los componentes neumáticos y eléctricos.

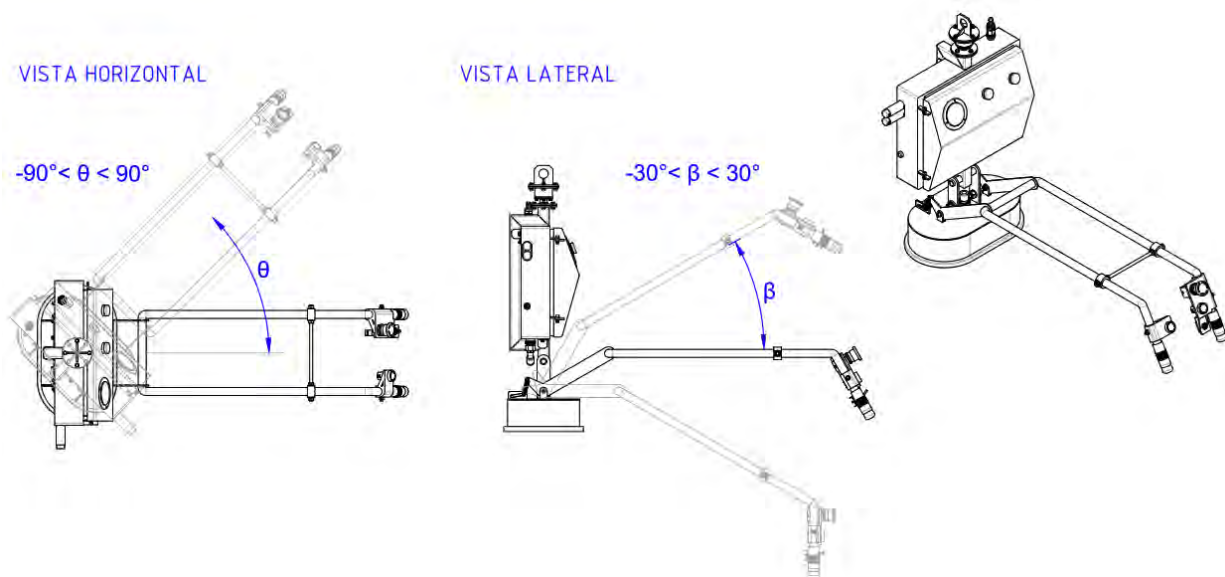


Figura 3.8. Estructura y tablero de control del sistema de sujeción.

## 3.4 Sistema de avance y rotación

Este sistema está compuesto por una estructura vertical y dos brazos articulados, cuya función es soportar la carga de trabajo y proporcionar movilidad. Para realizar el cálculo de esfuerzos y la verificación de los elementos estructurales, se desarrollará dicho análisis por bloques. Comenzaremos con el brazo extremo, designado como *bloque 1*, y procederemos sucesivamente hasta llegar al *bloque 6*, tal como se muestra en la figura 3.9.

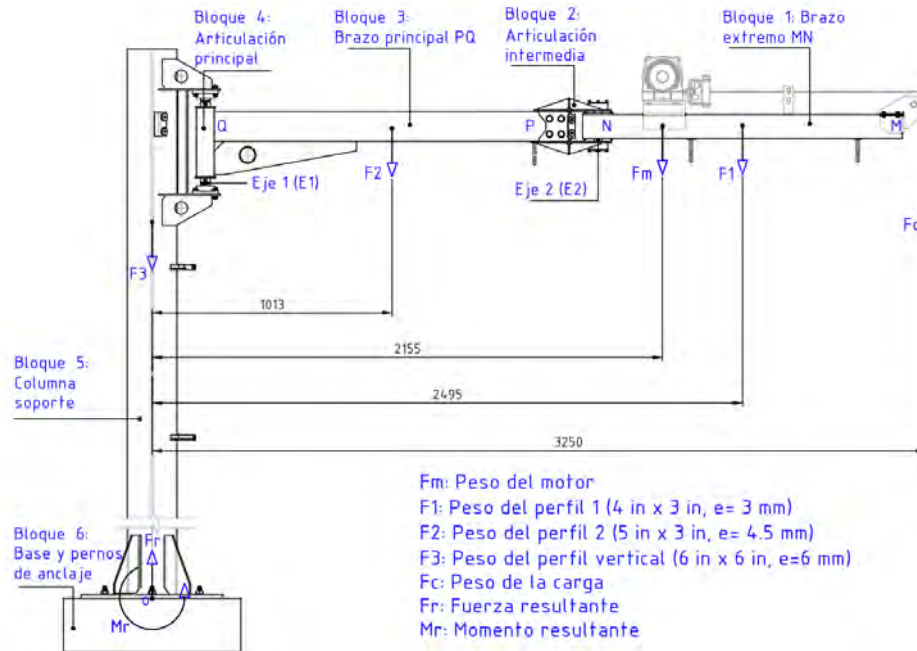


Figura 3.9. Esquema del sistema de avance y rotación y agrupación de los elementos estructurales por bloques.

Los siguientes datos se emplearán en las ecuaciones correspondientes al *bloque n-ésimo* según sea necesario. Los valores son:

- Peso del motor ( $F_m$ ): 200 N
- Peso del perfil 1 ( $F_1$ ): 182 N
- Peso del perfil 2 ( $F_2$ ): 256 N
- Peso del perfil vertical ( $F_3$ ): 765.6 N
- Peso de la carga ( $F_c$ ): 600 N

### 3.4.1 Análisis de fuerzas y esfuerzos del brazo extremo

Se presenta el diagrama de fuerzas del brazo extremo  $MN$ , perteneciente al bloque 1. De manera práctica, se asumió que la sumatoria de fuerzas en el eje  $Z$  es proporcional en cada punto de apoyo  $T$  y  $U$ , como se detalla en la figura 3.10, lugar donde se ubica el eje de la articulación intermedia.

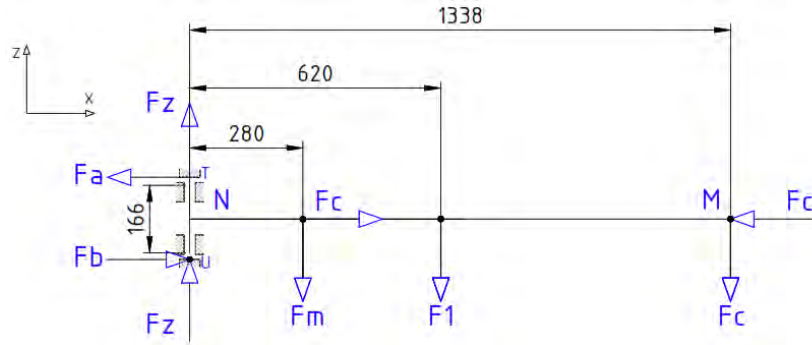


Figura 3.10. Esquema simplificado del brazo extremo MN.

Según las ecuaciones de equilibrio, la sumatoria de fuerzas en el eje Z, el eje X, así como la suma de momentos en el punto U, se obtienen los siguientes valores:

$$\sum F_z = F_z = \frac{F_1 + F_c + F_m}{2} = 491 \text{ N} \quad (3.15)$$

$$\sum M_U = F_a \cdot (0.166) - F_1 \cdot (0.62) - F_c \cdot (1.338) - F_m \cdot (0.28) = 0 \quad (3.16)$$

$$F_a = 5853 \text{ N}$$

$$\sum F_x = F_b = F_a = 5853 \text{ N} \quad (3.17)$$

Las fuerzas obtenidas servirán para la selección de los rodamientos, ya que  $F_z$  representa la fuerza axial sobre el eje de la articulación y las fuerzas  $F_a$  y  $F_b$ , las fuerzas radiales.

### Análisis de esfuerzo crítico del brazo extremo

El brazo extremo MN, como se aprecia en la figura 3.11, cuenta con una articulación que permite el giro libre debido al eje que pasa a través del perfil. Por esta razón, se realizó el análisis por resistencia de materiales, considerando un posible caso de falla.

Para ello se utilizaron las propiedades del acero estructural del perfil rectangular ASTM A500, tal como se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.2.

Acero estructural ASTM A500

Norma	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación (%)
<b>A500 Grado A</b>	<b>270</b>	<b>310</b>	<b>25</b>
A 500 Grado B	317	400	23

Nota. Tomado de “Datos técnicos de aceros”, por catálogo de Yoshimoto Hnos.

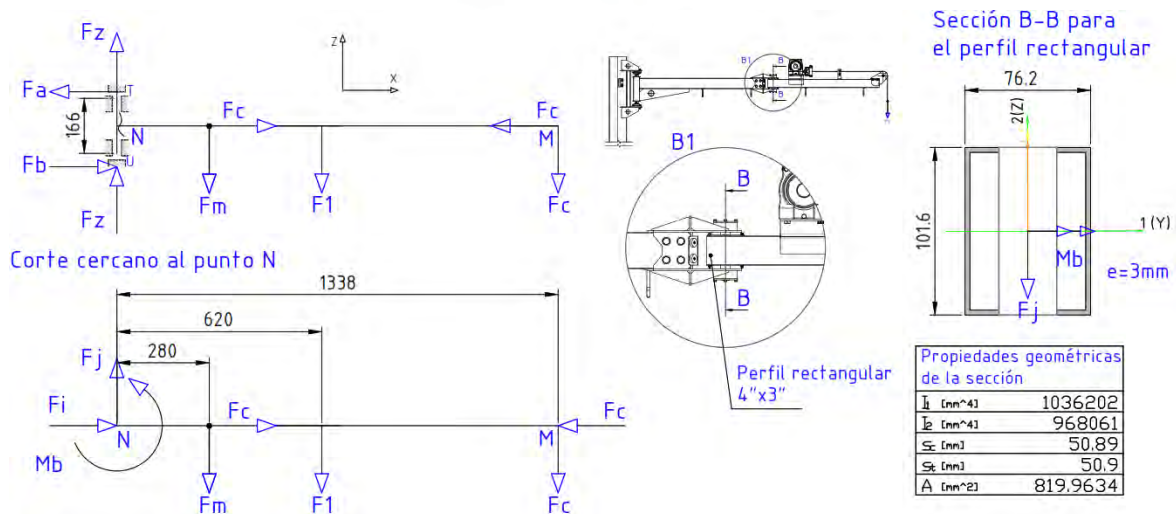


Figura 3.11. Sección crítica en el punto de la articulación del brazo extremo.

Según las ecuaciones de equilibrio se obtienen los siguientes valores:

- Distancia máxima para el momento flector. (c): 50.9 mm

Equilibrio en el eje Z

$$\sum F_z = F_j = F_1 + F_c + F_m = 982 \text{ N} \quad (3.18)$$

Equilibrio en el eje X

$$\sum F_x = F_i + F_c - F_c = 0 \text{ N} \rightarrow F_i = 0 \quad (3.19)$$

Sumatoria de momentos respecto al punto N

$$\sum M_N = M_b = F_m \cdot (0.28) + F_1 \cdot (0.62) + F_c \cdot (1.338) = 971.6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.20)$$

Esfuerzo máximo flector y esfuerzo cortante en la sección del perfil de 4 pulgadas x 3 pulgadas (figura 3.11, sección B-B).

$$\sigma_n = \frac{M_b \cdot c}{I_1} + \frac{F_i}{A} = 47.7 \text{ MPa}, \quad \tau_c = \frac{F_j}{A} = 1.19 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

De acuerdo con el criterio de von Mises, el esfuerzo equivalente será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_c)^2} = 47.7 \text{ MPa} \quad (3.22)$$

El  $\sigma_{eq}$  resulta menor que el esfuerzo permitido del acero seleccionado, asegurando un factor de seguridad de 5, conforme a la recomendación (ver Anexo K; Mott, Vavrek, & Wang, 2018).

### 3.4.2 Análisis de esfuerzos en la articulación intermedia

#### Articulación sometida a momento flector y cortante

Siguiendo un enfoque similar, llevamos a cabo el análisis de la conexión central del *bloque* 2, la cual se caracteriza por una geometría compleja debido a las uniones soldadas. No obstante, desde una perspectiva práctica, optamos por considerar la sección crítica en el corte B-B, tal como se aprecia en la figura 3.12. Esta sección está compuesta por planchas ASTM A36 de 6 mm de espesor y soporta las mismas cargas de momento y corte que se calculó previamente para el punto N, del brazo extremo.

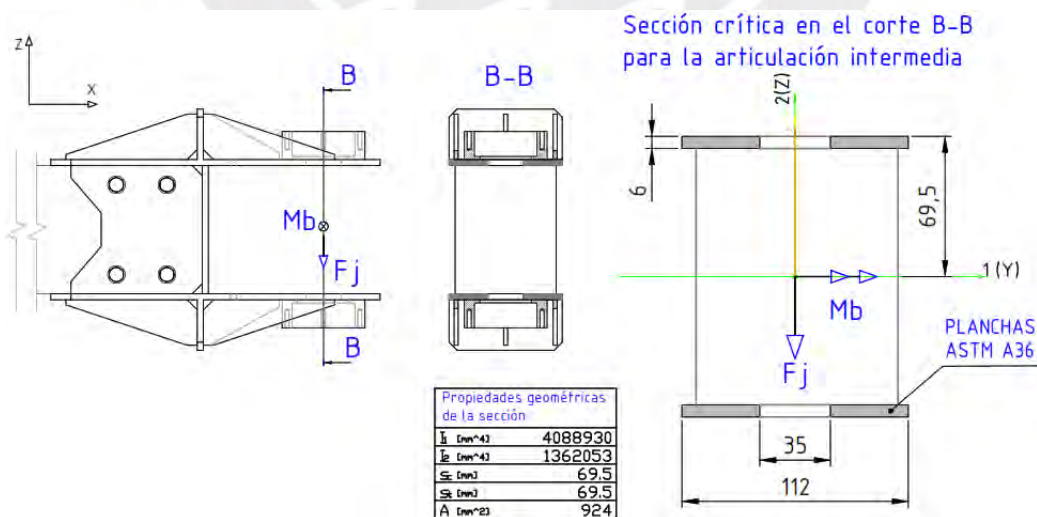


Figura 3.12. Sección crítica en la articulación intermedia.

Según los esfuerzos de flexión y cortante se obtienen los siguientes valores:

Esfuerzo máximo flector y esfuerzo cortante

$$\sigma_n = \frac{Mb.z}{I_1} = 16.5 \text{ MPa}, \quad \tau_c = \frac{Fj}{A} = 1.06 \text{ MPa} \quad (3.23)$$

Esfuerzo equivalente según von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_c)^2} = 16.6 \text{ MPa} \quad (3.24)$$

Se obtiene que el  $\sigma_{eq}$  es mucho menor que el esfuerzo permitido del acero A36 (248 Mpa), con un factor de seguridad de 15 (ver Anexo K; Mott, Vavrek, & Wang, 2018).

### 3.4.3 Análisis de la unión emperrada de la articulación intermedia

En la figura 3.13 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la unión desmontable del *bloque* 2, que conecta el brazo principal con el brazo extremo. Para ello se requieren los siguientes datos:

- Momento ( $M_b$ ): 971.6 N.m (ver ecuación 3.20)
- Número de pernos ( $n$ ): 4
- Área de la sección del perno de diámetro 12 mm ( $A_p$ ): 113 mm<sup>2</sup>
- Espesor más delgado ( $t$ ): 4.5 mm.

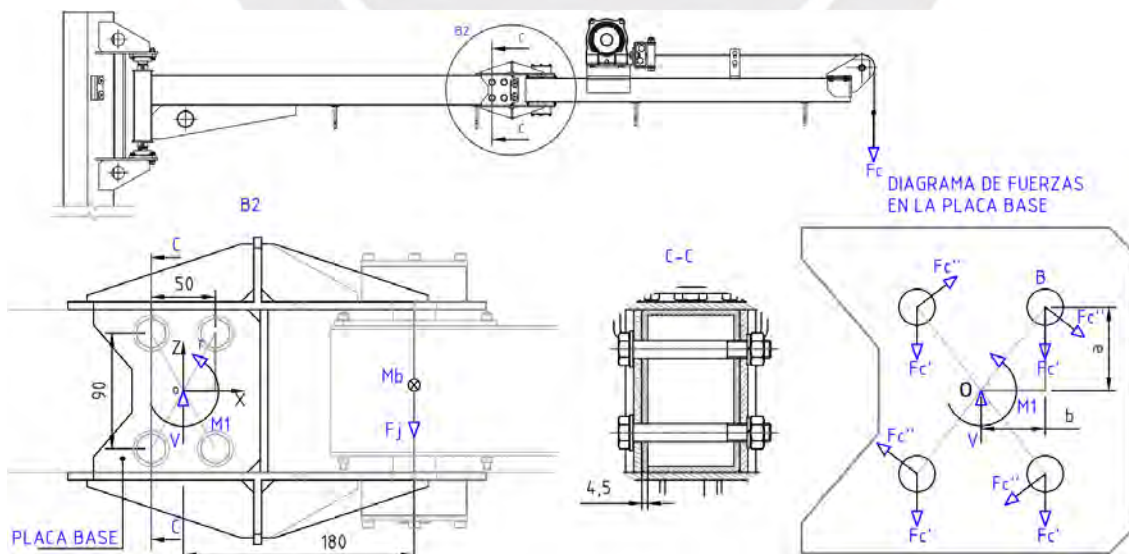


Figura 3.13. Diagrama de fuerzas equivalente en la placa base.

Se plantean las siguientes ecuaciones:

Equilibrio en eje Z

$$F_j = V = 382 \text{ N} \quad (3.25)$$

Momento resultante respecto al punto O

$$M1 = V \cdot (0.180) + M_b = 1148.7 \text{ Nm} \quad (3.26)$$

Carga cortante en cada perno

$$F'_c = \frac{V}{n} = 246 \text{ N} \quad (3.27)$$

Posición respecto a su centro de giro

$$a = 45 \text{ mm} , \quad b = 25 \text{ mm} , \quad r = \sqrt{a^2 + b^2} = 51.5 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Ángulo respecto al centro de giro

$$\theta = \tan^{-1} \frac{b}{a} = 60.9^\circ \quad (3.29)$$

Fuerza cortante secundaria producida por el momento torsor

$$F''_c = \frac{M1}{4 \cdot r} = 5575 \text{ N} \quad (3.30)$$

Vector de la fuerza  $F1$  en el perno B

$$\overline{F1} = (0, -F'_c), \quad (3.31)$$

Vector de la fuerza  $F2$  en el perno B

$$\overline{F2} = (F''_c \cdot \sin \theta, -F''_c \cdot \cos \theta) \quad (3.32)$$

Vector de la fuerza resultante

$$\overline{Fr} = \overline{F1} + \overline{F2} \quad (3.33)$$

Fuerza resultante

$$Fr = \sqrt{F1^2 + F2^2} = 5699 \text{ N} \quad (3.34)$$

A continuación, se muestra en la tabla 3.3 las propiedades de resistencia del acero de grado 8.8, material del tornillo de cabeza hexagonal seleccionado.

Tabla 3.3.

Resistencia del acero para tornillos y tuercas, según DIN 267.

Símbolos de los aceros para tornillos		4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	<b>8.8</b>	10.9
Resistencia mínima a la tracción	$\sigma_B \left( \frac{N}{mm^2} \right)$	400	400	500	500	600	600	600	<b>800</b>	1000
Límite de extricción mínimo	$\sigma_s \left( \frac{N}{mm^2} \right)$	240	320	300	400	360	480	540	<b>640</b>	900

Nota. Tomado del libro “Elementos de máquinas”, por Karl-Heinz Decker.

### Análisis de esfuerzo cortante en el tornillo hexagonal y el esfuerzo de aplastamiento en la placa estructural

Esfuerzo cortante en la sección del tornillo

$$\tau_c = \frac{Fr}{Ap} = 50.4 \text{ Mpa} \quad (3.35)$$

Área de aplastamiento

$$A_b = t \cdot d = 54 \text{ mm}^2 \quad (3.36)$$

Esfuerzo de aplastamiento en las paredes del agujero

$$\sigma_a = \frac{V}{A_b} = 7.1 \text{ Mpa} \quad (3.37)$$

- Resistencia mínima de tracción de la plancha ASTM A36 ( $\sigma_b$ ) : 400 Mpa (ver Anexo J)

Según recomendación (Decker, 1980) , se obtiene:

$$\tau_{a \text{ adm}} = 0.4 \cdot \sigma_s = 256 \text{ Mpa} > \tau_c \quad (3.38)$$

$$\sigma_{t \text{ adm}} = 0.75 \cdot \sigma_b = 300 \text{ Mpa} > \sigma_a \quad (3.39)$$

Los resultados muestran que el perno de grado 8.8 y la plancha estructural tienen una alta resistencia, cumpliendo con las especificaciones de diseño.

### 3.4.4 Análisis de fuerzas y esfuerzos del brazo principal

Se realizó un análisis de fuerzas del brazo principal PQ del *bloque 3* bajo un esquema simplificado, como se aprecia en la figura 3.14. Dado que disponemos de tres ecuaciones básicas de equilibrio y tenemos tres fuerzas incógnitas ( $F_c, F_d, F_z'$ ), nos enfrentamos a un sistema isostático, cuyos detalles de dicho cálculo se encuentran en el Anexo D. Los valores hallados se muestran en la tabla 3.4.

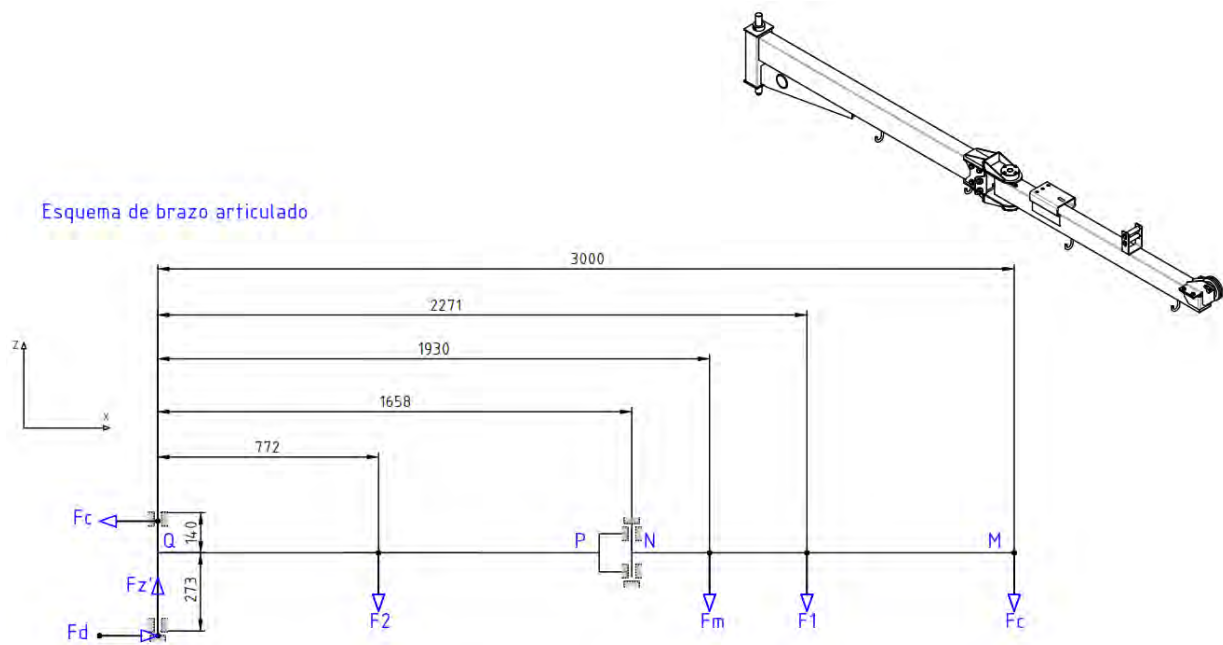


Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de los brazos articulados MN y PQ.

Tabla 3.4.

*Resultados de las fuerzas del brazo principal PQ.*

Fuerza	Esquema simplificado [N]	Momento equivalente [N.m]
$F_c$	6772	2797
$F_d$	6772	-
$F_z'$	1238	-

### Esfuerzo de flexión pura del brazo principal

En la figura 3.15 se aprecia la sección resistente (D-D) del perfil rectangular de 5 pulgadas por 3 pulgadas ubicada en el extremo izquierdo del brazo principal, cuando se encuentran en la posición  $q_1 = 0^\circ$  y  $q_2 = 0^\circ$ .

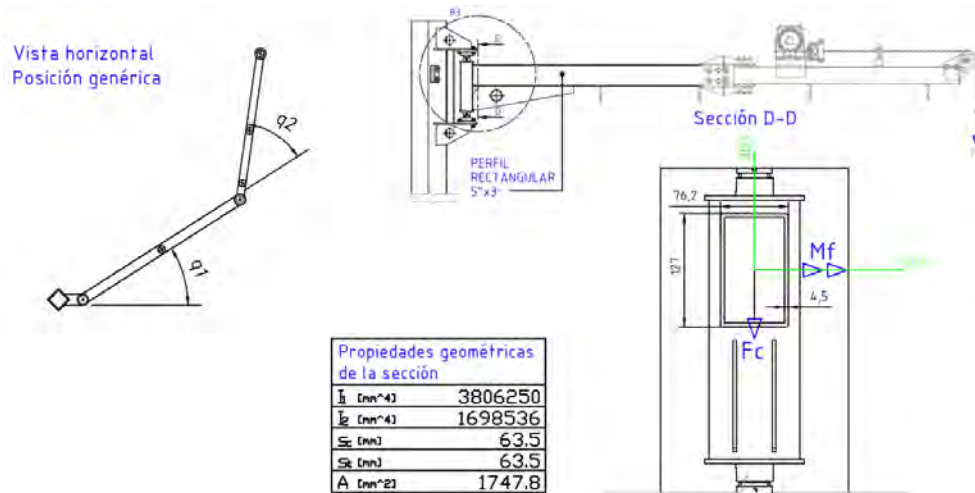


Figura 3.15. Diagrama de la sección resistente del brazo principal.

Se tienen los siguientes datos:

- Momento flector ( $M_f$ ): 2821 *N.m*
- Distancia máxima para el momento flector ( $c$ ): 63.5 *mm*
- Espesor del perfil ( $t$ ): 4.5 *mm*

Esfuerzo máximo flector

$$\sigma_n = \frac{M_f \cdot c}{I_1} = 47.06 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_c = 1.7 \cdot \frac{F_c}{A} = 1.2 \text{ MPa} \quad (3.41)$$

Esfuerzo equivalente según von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_c)^2} = 47.1 \text{ MPa} \quad (3.42)$$

Se puede concluir que el  $\sigma_{eq}$  es mucho menor que el esfuerzo del acero ASTM A500 seleccionado con un factor de seguridad de 5 (ver Anexo K, figura K.1).

## Esfuerzo de carga combinada del brazo principal

En la figura 3.16. se representa la misma sección resistente del brazo horizontal, pero sometida a un esfuerzo combinado de flexión y torsión. Este análisis se centra en la variación del ángulo  $q_2$  a  $90^\circ$  cuando  $q_1$  es  $0^\circ$ , los valores de los momentos se analizaron según las ecuaciones mostradas en el anexo E (ecuación E.5), a partir de ellas se obtiene la gráfica de  $M_x$  y  $M_y$  en función del ángulo  $q_2$ .

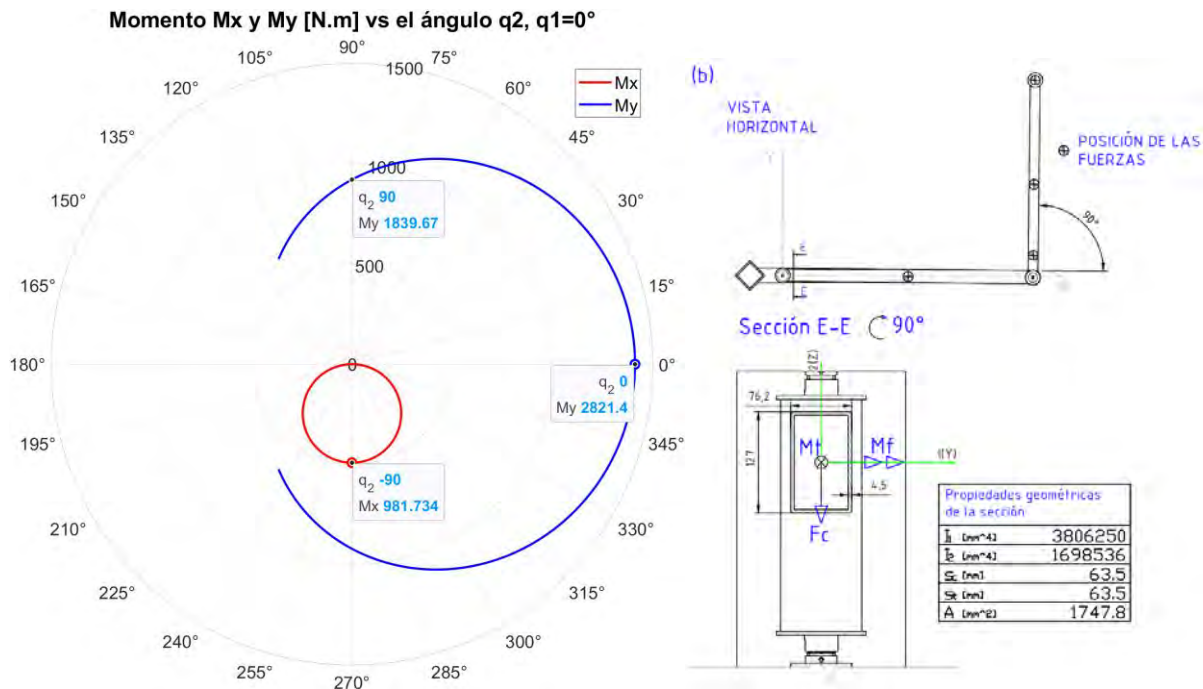


Figura 3.16. **a** Momento vs el ángulo  $q_2$ . **b** Sección resistente del brazo para  $q_2 = 90^\circ$

Se tienen los siguientes datos:

- Momento flector ( $M_f$ ): 1840 N.m
- Momento torsor ( $T$ ): 981 N.m
- Distancia máxima para el momento flector ( $c$ ): 63.5 mm
- Área media ( $A_m$ ): 8783 mm<sup>2</sup>
- Espesor ( $t$ ): 4.5 mm

Esfuerzo máximo flector

$$\sigma_n = \frac{M_f \cdot c}{I_1} = 30.7 \text{ MPa} \quad (3.43)$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_c = \frac{T}{2 \cdot t \cdot A_m} + 1.7 \cdot \frac{F_c}{A} = 12.4 + 1.34 = 13.74 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

Según el criterio de von Mises, el esfuerzo equivalente será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_c)^2} = 38.8 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

Se puede concluir que el  $\sigma_{eq}$  es mucho menor que el esfuerzo del acero ASTM A500 seleccionado con un factor de seguridad de 7 (ver Anexo K; Mott, Vavrek, & Wang, 2018).

### 3.4.5 Análisis de esfuerzos en la articulación principal e intermedia

En esta sección, se realiza un análisis de los esfuerzos a los que están sometidos los ejes en las articulaciones. Estos aspectos se visualizan a través de los diagramas de cuerpo libre presentados en la figura 3.17 y 3.18.

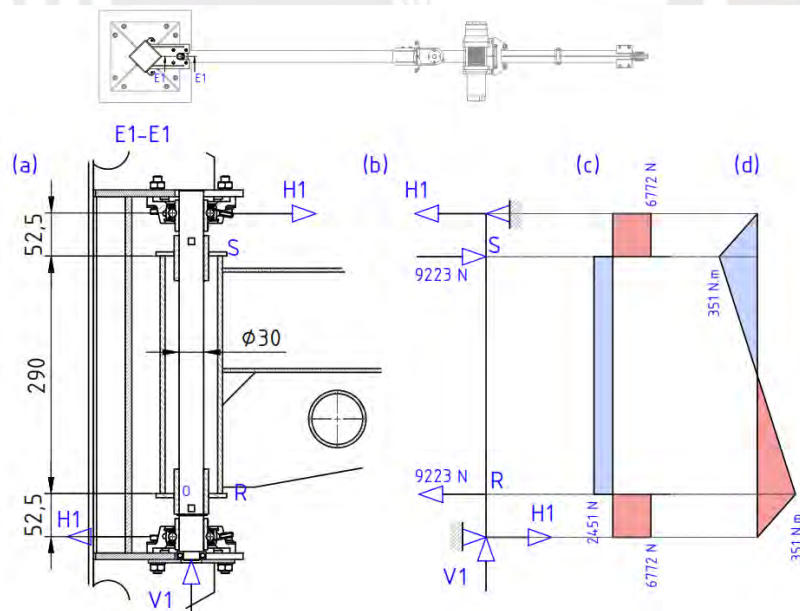


Figura 3.17. **a** Diagrama de fuerzas sobre la articulación principal. **b** Diagrama de fuerzas del eje principal. **c** Diagrama de fuerza cortante. **d** Diagrama de momento flector.

Para el soporte de la *articulación principal*, se tienen los siguientes datos:

- Fuerza radial en eje ( $H1$ ): 6772 N
- Fuerza axial en el eje ( $V1$ ): 1238 N
- Diámetro del eje ( $d1$ ): 30 mm
- Distancia del momento ( $d2$ ): 52.5 mm

Esfuerzo normal en el eje, caso (a)

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot V1}{\pi \cdot d1^2} = 1.75 \text{ MPa} \quad (3.46)$$

Momento de flexión sobre el eje

$$M = H1 \cdot d2 = 354.2 \text{ N.m} \quad (3.47)$$

Esfuerzo de flexión en el eje

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d1^3} = 133.6 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

Esfuerzo equivalente normal

$$\sigma_{eq} = \sigma_f + \sigma_n = 135.35 \text{ MPa} \quad (3.49)$$

De manera análoga para la *articulación intermedia*, se tienen los siguientes datos:

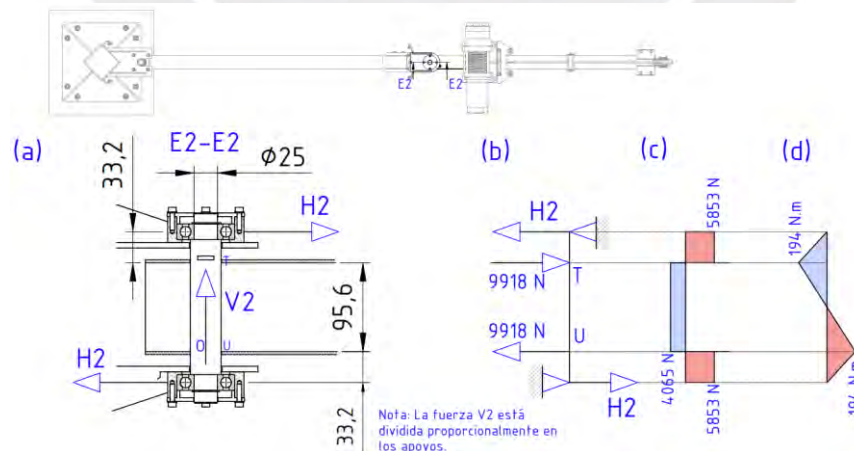


Figura 3.18. **a** Diagrama de fuerzas sobre la articulación intermedia. **b** Diagrama de fuerzas sobre el eje intermedio. **c** Diagrama de fuerza cortante. **d** Diagrama de momento flector .

- Fuerza radial superior ( $H_2$ ): 5853 N
- Fuerza axial en el eje ( $V_2$ ): 982 N
- Diámetro del eje ( $d_1$ ): 25 mm
- Distancia del momento ( $d_2$ ): 33.2 mm
- Reacción en el apoyo T ( $F_T$ ) : 9918 N

Esfuerzo normal en el eje, caso (b)

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d_1^2} = 2 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

Momento crítico sobre el eje

$$M = H_2 \cdot d_2 = 194 \text{ N.m} \quad (3.51)$$

Esfuerzo de flexión en el eje

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d_1^3} = 126 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

Esfuerzo equivalente normal

$$\sigma_{eq} = \sigma_f + \sigma_n = 128 \text{ MPa} \quad (3.53)$$

Tabla 3.5.

*Extracto de propiedades mecánicas de aceros característicos de medio carbono*

Acero	Resistencia a la tracción ( $kg/cm^2$ )	Tensión de fluencia ( $kg/cm^2$ )	Tensión de fluencia (MPa)	Maquinabilidad	
<b>1045</b>	Laminado en caliente	6900	4100	<b>402</b>	56%
	Estirado en frío	7200	6300	618	60%

*Nota.* Tomado del libro “Proyecto de elementos de máquinas”, por M. F. Spotts.

Según la tabla 3.5, las propiedades del acero CK1045 indican que el esfuerzo límite de fluencia supera el esfuerzo equivalente calculado, lo que garantiza un buen desempeño estructural de ambos ejes con un factor de seguridad de 3 (Mott, Vavrek, & Wang, 2018; ver Anexo K).

### Esfuerzo de aplastamiento para la articulación intermedia

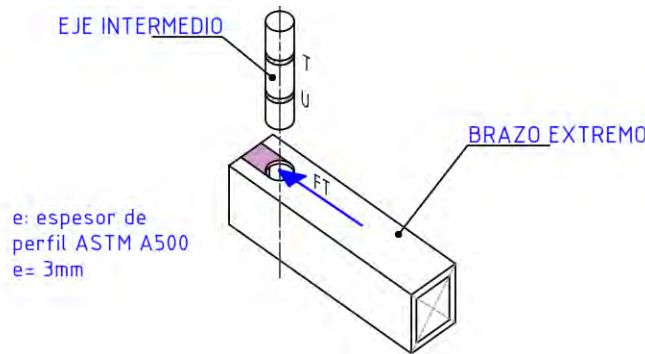


Figura 3.19. Diagrama para el esfuerzo de aplastamiento.

Esfuerzo de aplastamiento (ver figura 3.19)

$$\sigma_a = \frac{F_T}{e \cdot d1} = 132 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

El perfil ASTM A500 presenta un esfuerzo de 270 MPa y un factor de seguridad de 2, cumpliendo con las recomendaciones de diseño (Mott, Vavrek y Wang, 2018; ver Anexo K).

### Selección de rodamientos para la articulación principal e intermedia

Dado que los rodamientos no experimentarán cargas variables ni altas velocidades de rotación, se seleccionaron en base a la matriz del grado de idoneidad, como se aprecia en la figura 3.20, pero sobre todo con referencia al valor de la carga estática.

Suitability of rolling bearings for industrial applications

Symbols	Load carrying capability			Misalignment		Arrangement				Suitable for				
	Radial load	Axial load	Moment load	Static misalignment	Dynamic misalignment (few tenths of a degree)	Locating	Non-locating	Adjusted	Floating	Long grease life	High speed	Low run-out	High stiffness	Low friction
+++ excellent ++ good + fair - poor --- unsuitable +- double direction -- single direction □ non-locating displacement on the seat ■ non-locating displacement within the bearing ✓ yes ✗ no														
Bearing type Deep groove ball bearings Insert bearings Thrust ball bearings	+ + ---	+++ +++ B+++	A-, B+ --- ---	- ++ ---	-- --- ---	+- +- A-- B--	□ +- ✗	✗ ✗ ✗	✓ ✗ ✗	A+++ B+++ +	A+++ B++ ---	A+++ B++ C++ ++	+ + +	+++ ++ +

Figura 3.20. Matriz de características y grado de idoneidad según el uso (SKF, s.f.).

Para la *articulación principal*, tal como se muestra en la figura 3.21, se eligió dos unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos y soporte de fundición de código FY30TF, de la marca SKF.

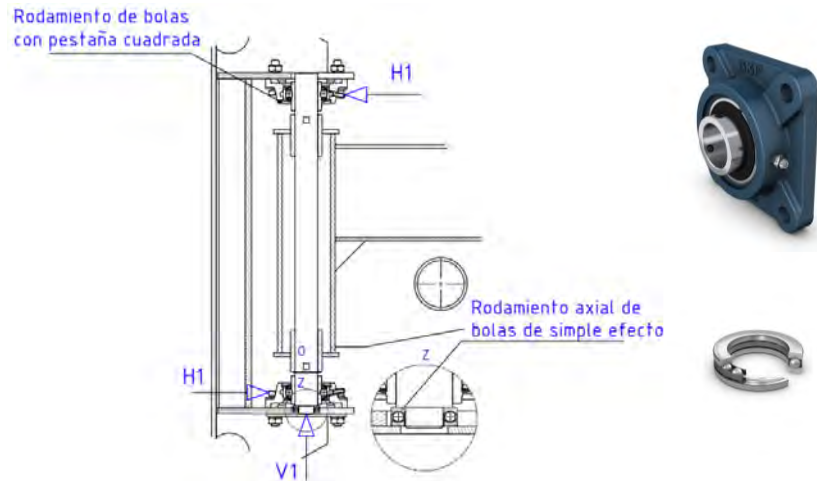


Figura 3.21. Esquema de ubicación de rodamientos en la articulación principal.

Se tienen los siguientes datos:

- Capacidad de carga dinámica básica:  $C = 19.5 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática básica:  $C_0 = 11.2 \text{ kN}$
- Carga límite de fatiga :  $P_u = 0.47 \text{ kN}$
- Fuerza axial calculada :  $F_a = V1 = 1238 \text{ N}$
- Fuerza radial calculada :  $F_r = H1 = 6772 \text{ N}$

$$P_0 = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 4682 \text{ N}, \quad \text{si } P_0 \geq F_r \quad (3.55)$$

$$P_0 = F_r = 6772 \text{ N}, \quad \text{si } P_0 < F_r \quad (3.56)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 1.65 \quad (3.57)$$

También se eligió un rodamiento axial de bolas de simple efecto, ubicado en la base inferior de la articulación principal, de código 51104 de la marca SKF.

Se tienen los siguientes parámetros:

- Capacidad de carga dinámica básica:  $C = 15.1 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática básica:  $C_0 = 29 \text{ kN}$
- Carga límite de fatiga :  $P_u = 1.08 \text{ kN}$
- Fuerza axial calculada :  $F_a = V1 = 1238 \text{ N}$

$$P_0 = F_a = 1238 \text{ N}, \quad \text{si } P_0 < F_r \quad (3.58)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \geq 2.5 \quad (3.59)$$

Finalmente, se eligió dos rodamientos rígidos de bola, para la *articulación intermedia*, como se muestra en la figura 3. 22.

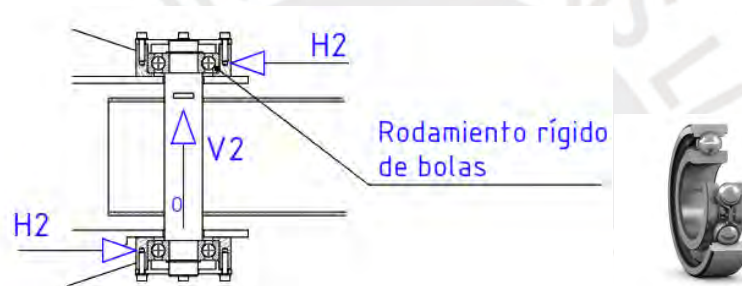


Figura 3.22. Esquema de ubicación de rodamientos de la articulación intermedia.

El código de selección fue 6305. Según el catálogo, se tienen los siguientes datos:

- Capacidad de carga dinámica básica:  $C = 23.4 \text{ kN}$
- Capacidad de carga estática básica:  $C_0 = 11.6 \text{ kN}$
- Carga límite de fatiga :  $P_u = 0.49 \text{ kN}$
- Fuerza axial calculada :  $F_a = 491 \text{ N}$ , considerando el caso crítico aplicado solo a un rodamiento se obtiene:  $F_a = V2 = 982 \text{ N}$
- Fuerza radial calculada :  $F_r = H2 = 5853 \text{ N}$

$$P_0 = 0.6.F_r + 0.5.F_a = 3757 \text{ N}, \quad \text{si } P_0 \geq F_r \quad (3.60)$$

$$P_0 = F_r = 5853 \text{ N}, \quad \text{si } P_0 < F_r \quad (3.61)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 1.9 \quad (3.62)$$

Según los cálculos realizados, los factores de seguridad para la carga estática de los rodamientos seleccionados cumplen adecuadamente con las exigencias de las cargas de trabajo, conforme a las recomendaciones del fabricante (ver anexo K, figura K.2).

### 3.4.6 Análisis en la sección del brazo vertical giratorio

Dentro de los elementos de análisis del *bloque 4* se encuentra brazo vertical, que esta soldado al brazo principal. En la figura 3.23 se muestra la sección de dicha estructura.

Se tienen los siguientes datos:

- Momento flector ( $M_f$ ): 2797 N.m
- Fuerza normal ( $F_n$ ): 1238 N
- Distancia máxima( $y$ ): 38.1 mm

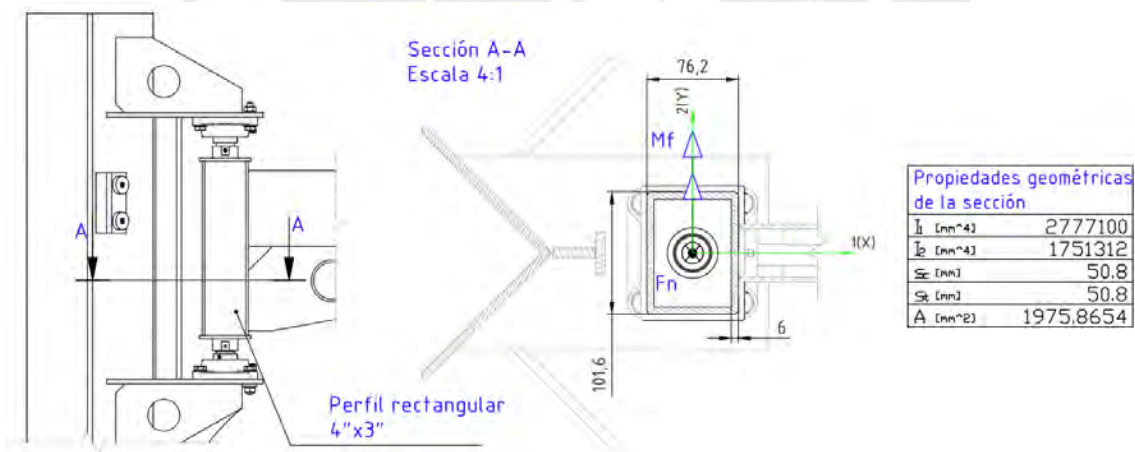


Figura 3.23. Sección crítica de brazo vertical de la articulación principal.

Se plantean las siguientes ecuaciones:

Esfuerzo por flexión

Sea  $I_2$  el momento de inercia del perfil de 4 pulgadas por 3 pulgadas (sección A-A)

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot y}{I_2} = 60.8 \text{ MPa} \quad (3.63)$$

Esfuerzo normal

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = 0.63 \text{ MPa} \quad (3.64)$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_n = \sigma_f + \sigma_n = 61.42 \text{ MPa} \quad (3.65)$$

Se verifica que el esfuerzo equivalente es menor que el esfuerzo admisible del acero estructural ASTM A500 (ver tabla 3.2) con un factor de seguridad de 4 (Mott, Vavrek, & Wang, 2018; ver Anexo K).

### 3.4.7 Análisis de esfuerzos de la columna soporte

Según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 3.24, se calcularán las fuerzas resultantes ( $F_r$ ) y el momento ( $M_r$ ), en el punto de la base del soporte vertical del *bloque 5*.

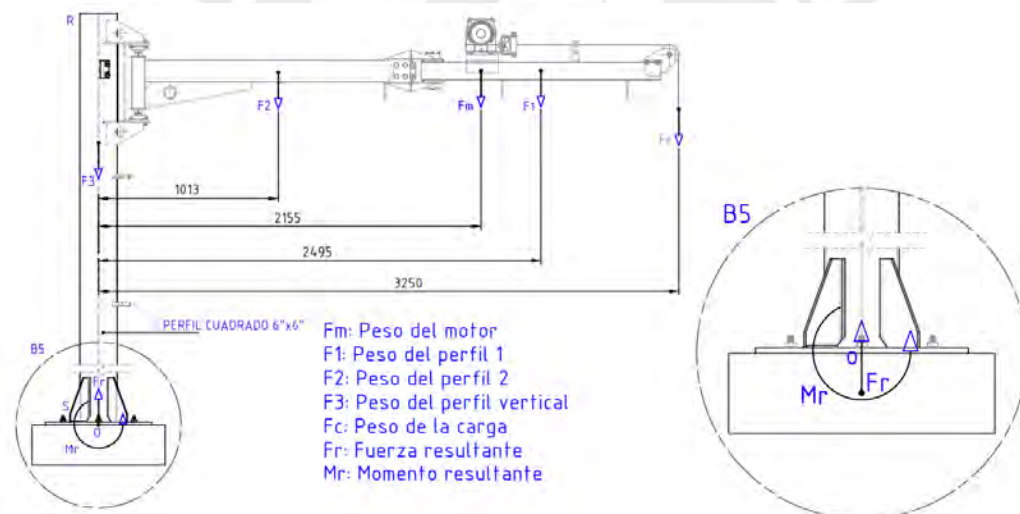


Figura 3.24. Base de la columna soporte.

Utilizando las ecuaciones de equilibrio y de momento se obtuvieron los siguientes resultados:

$$\sum F_z = F_r = F_1 + F_2 + F_3 + F_c + F_m = 2004 \text{ N} \quad (3.66)$$

$$\sum M_0 = M_r = F_1 \cdot 2.495 + F_2 \cdot 1.013 + F_m \cdot 2.155 + F_c \cdot 3.25 = 3094 \text{ N.m} \quad (3.67)$$

Se realizó un corte A-A y se obtuvo la sección mostrada en la figura 3.25. Además, se muestran las posiciones del brazo para un ángulo  $q_1$  variable y el ángulo  $q_2$  constante con un valor de  $0^\circ$  (ver anexo E, ecuación E5).

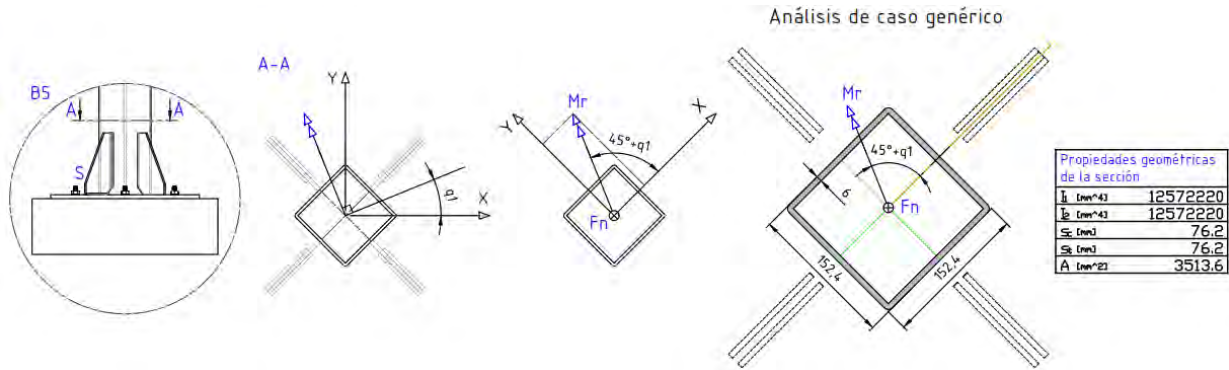


Figura 3.25. Análisis de momentos en la sección de la columna soporte.

Al rotar  $45^\circ$  los ejes X e Y, como se muestra en la figura anterior, se determinan los nuevos ejes principales de inercia.

Según los valores de las ecuaciones 3.66 y 3.67, se obtienen los siguientes datos:

- Momento resultante ( $M_r$ ): 3094 N.m
- Fuerza normal de compresión ( $F_n$ ): 2004 N

A continuación, se plantea la ecuación para la carga axial excéntrica.

$$\sigma_z = -M_r \cdot \sin(45 + q_1) \cdot \frac{x}{I} + M_r \cdot \cos(45 + q_1) \cdot \frac{y}{I} - \frac{F_n}{A} \quad (3.68)$$

$$\sigma_z = -246 \cdot 10^6 \cdot \sin(45 + q_1) \cdot x + 246 \cdot 10^6 \cdot \cos(45 + q_1) \cdot y - 570355.2 \quad [Pa] \quad (3.69)$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} = 0.107 \text{ m}, \quad \gamma = \tan^{-1} \frac{y}{x}, \quad (3.70)$$

$$\sigma_z = -246 \cdot 10^6 \cdot r \cdot \sin(45 + q_1 - \gamma) - 570355 \quad [Pa] \quad (3.71)$$

Para evaluar el esfuerzo en los puntos extremos de la sección (ver figura 3.26), consideremos los puntos  $r_1, r_2, r_3$  y  $r_4$ , estos puntos permiten determinar los esfuerzos locales e identificar el esfuerzo máximo, que también puede calcularse maximizando la ecuación 3.71 de manera directa.

Al maximizar la función  $\sigma_{z \max}$  se tiene:

$$\sigma_{z \max} = -26.73 \text{ MPa} \quad (3.72)$$

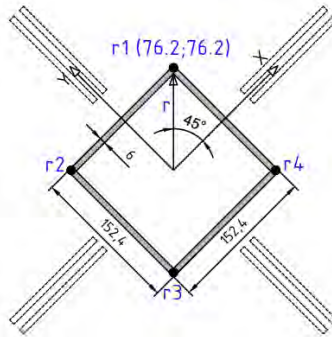


Figura 3.26. Sección de la columna con las coordenadas del punto r1.

Finalmente, se observa que la zona a compresión del  $\sigma_{z \max}$  es menor al esfuerzo de fluencia del perfil cuadrado de acero estructural ASTM A500, con un factor de seguridad de 10.

Cuando el brazo se encuentra con el ángulo  $q_1 = 0^\circ$  y  $q_2 = 90^\circ$ , actúan dos momentos flectores como se muestra en la figura 3.27 (a), al cambiar este momento en los otros eje principales de inercia 3.27 (b), se obtienen, finalmente, las componentes en los nuevos ejes principales de inercia 3.27(c).

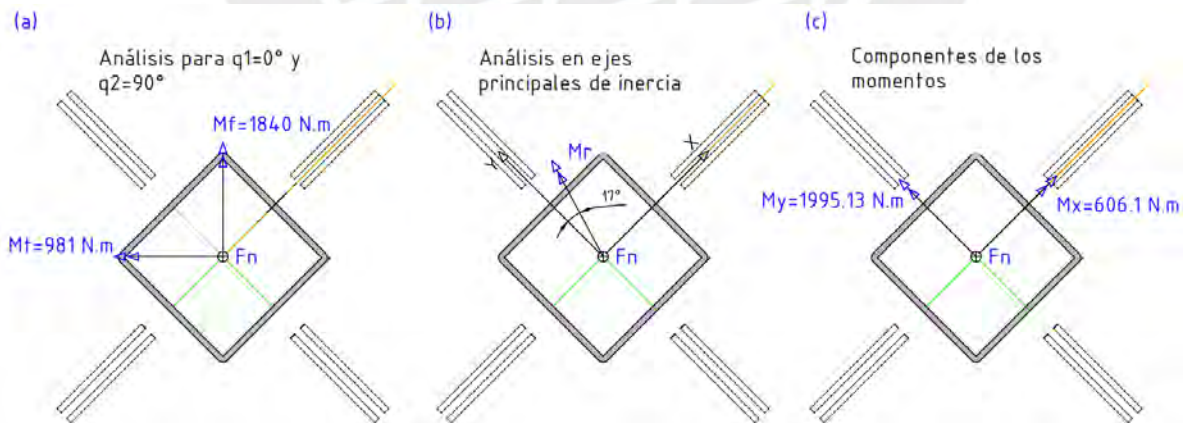


Figura 3.27. Momentos flectores en la sección de la columna, cuando el brazo se encuentra en la posición  $q_1 = 0^\circ$  y  $q_2 = 90^\circ$ .

De manera análoga al caso anterior, se plantea la siguiente ecuación para la carga excéntrica:

$$\sigma_z(x, y) = -158.69 \cdot x + 48.2 \cdot y - 0.57 \quad (3.73)$$

$$\sigma_{z \max} = \sigma_z(76.2 ; -76.2) = -16.33 \text{ MPa} \quad (3.74)$$

Finalmente, se observa que dicho resultado es menor al esfuerzo de fluencia del acero estructural ASTM A500, con un factor de seguridad de 16.

### 3.4.8 Verificación de la placa, base de cimentación y selección de pernos de anclaje

Para el análisis de los elementos del *bloque 6*, se han considerado los valores de los momentos flectores máximos en dos posiciones críticas: cuando los brazos están en la posición  $q_1 = 0^\circ$  y  $q_2 = 0^\circ$  y cuando  $q_1 = 90^\circ$  y  $q_2 = 0^\circ$ . Aunque estos valores son independientes, por ser dos posiciones diferentes, para un análisis práctico y crítico se considerarán ambos momentos flectores máximos  $M_{fy}$  y  $M_{fx}$ . En ambos casos, los momentos poseen el valor de 3094 N.m.

En la figura 3.28 se aprecia el diagrama de esfuerzos, así como la representación de las zonas de tracción y compresión a la que está sometida la placa.

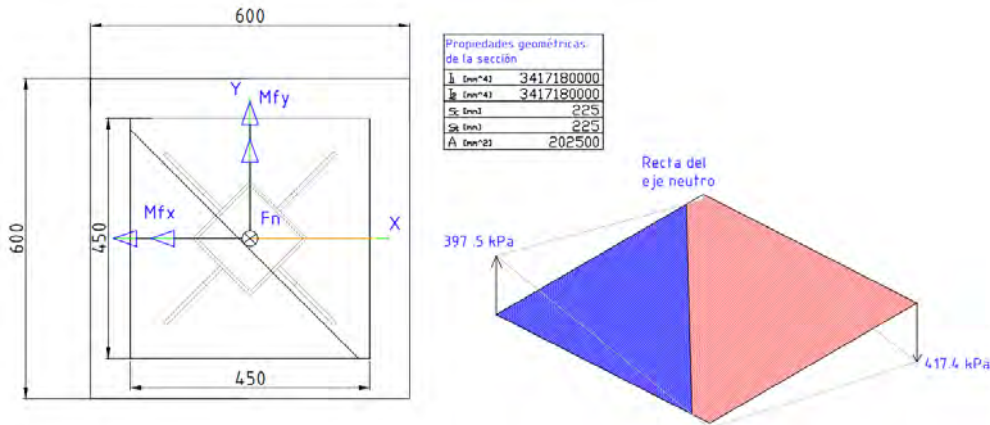


Figura 3.28. Dimensiones y diagrama de esfuerzos en la placa base.

Se tiene las siguientes ecuaciones de la carga excéntrica:

$$\sigma_z = -M_{fy} \cdot \frac{x}{I} - M_{fx} \cdot \frac{y}{I} - \frac{F_n}{A} \quad (3.75)$$

$$\sigma_z = -905425 \cdot x - 905425 \cdot y - 9896.3 \quad [Pa] \quad (3.76)$$

$$\sigma_z(x, y) = -905425 \cdot (x + y) - 9896.3 \quad [Pa] \quad (3.77)$$

Evaluado la función  $\sigma_z(x,y)$ , en los puntos en los extremos de la placa, según las coordenadas mostradas en la tabla 3.6 se obtiene:

Tabla 3.6.

*Esfuerzo de compresión y tracción máximos sobre la placa*

X [m]	Y[m]	$\sigma_z$ [Pa]	$\sigma_z$ [kPa]
0.225	0.225	-417338	<b>-417.4</b>
-0.225	0.225	-9896.3	-0.989
-0.225	-0.225	397545	<b>397.5</b>
0.225	-0.225	-9896.3	-0.989

De acuerdo con la tabla anterior, el esfuerzo máximo de compresión es de 417.4 kPa, mientras que el esfuerzo máximo de tracción es de 397.5 kPa. El esfuerzo de compresión ejercido sobre la placa debe ser transmitido a la cimentación. Por lo tanto, es necesario evaluar si la cimentación de concreto puede soportar esta carga. Para realizar esta evaluación, según el *Manual de diseño en acero (2004)*, se disponen de los siguientes datos:

- Área a compresión ( $A_1$ ): 0.10125 m<sup>2</sup>
- Área de la base de la cimentación ( $A_2$ ): 0.36 m<sup>2</sup>
- Esfuerzo del concreto a compresión  $f_c$ : 210  $\frac{kg}{cm^2}$  (21 MPa)

$$F_c = 0.35 \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{A_1}{A_2}} \leq 0.7 \cdot f_c = 147 \frac{kg}{cm^2} \quad (3.78)$$

$$F_c = 0.35 \cdot 210 \cdot \sqrt{\frac{0.10125}{0.36}} = 38.9 \frac{kg}{cm^2} \quad (3.79)$$

$$F_c \leq 0.7 \cdot f_c \quad (3.80)$$

Por lo tanto, se verifica que el área de la cimentación soporta el esfuerzo de compresión.

## Verificación de pernos de anclaje

Para el análisis de la fuerza en los pernos de anclaje, es esencial observar el comportamiento de los momentos en los ejes  $X$  e  $Y$ , en función del ángulo de giro  $q_1$ . Tal como se muestra en la figura 3.29, se puede verificar que, cuando una de las componentes,  $M_x$  o  $M_y$ , alcanza su valor máximo, la otra es nula.

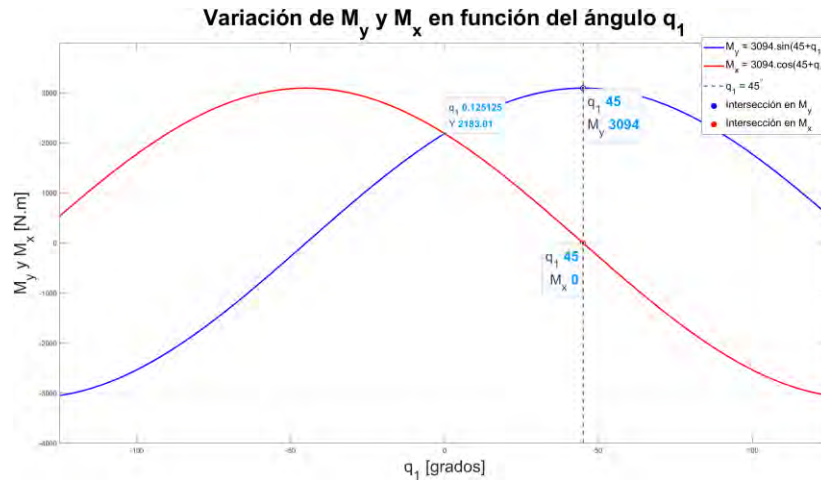


Figura 3.29. Variación de los momentos en función del ángulo  $q_1$ .

Este análisis nos indica que las excentricidades para los valores máximos se dan de manera independiente, actuando en un solo eje. Para ello se realizan los esquemas mostrados en la figura 3.30.

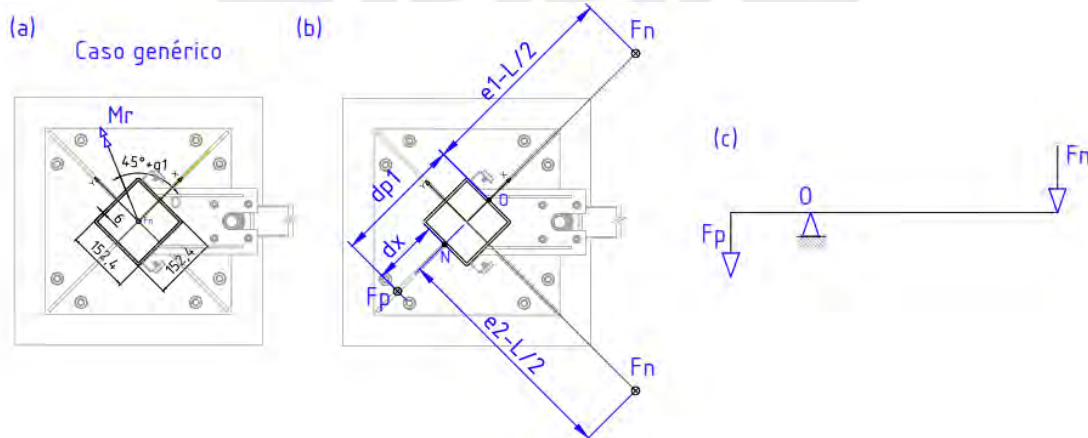


Figura 3.30. **a** Caso genérico del momento resultante. **b** Diagrama equivalente con las excentricidades. **c** Diagrama de cuerpo libre de los puntos de apoyo.

- Fuerza de compresión ( $F_n$ ): 2004 N
- Momento flector máximo ( $M_{fx}$ ): 3094 N.m
- Momento flector máximo ( $M_{fy}$ ): 3094 N.m
- Excentricidad eje x ( $e_1$ ): 1544 mm
- Excentricidad eje y ( $e_2$ ): 1544 mm
- Diámetro del perno ( $d$ ) : 15.88 mm (5/8 in)
- Cantidad de pernos, en el eje de la excentricidad ( $n$ ) : 2
- Distancia del perno a la cara del perfil más cercano ( $dx$ ): 161 mm
- Distancia del perno a la cara del perfil más alejado ( $dp1$ ): 313 mm

Sumatoria de momento respecto al punto O

$$\sum M_o = F_p \cdot dp1 - F_n \cdot (e1 - \frac{L}{2}) = 0 \quad (3.81)$$

Se obtiene la fuerza a tracción sobre la zona de los pernos de anclaje

$$F_p = \frac{F_n \cdot (e1 - \frac{L}{2})}{dp1} = 9372 \text{ N} \quad (3.82)$$

Fuerza de tracción de cada perno

$$F_{p/u} = \frac{F_p}{n} = 4686 \text{ N} \quad (3.83)$$

Esfuerzo de tracción

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_n \cdot (e1 - \frac{L}{2})}{n \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (dx + L)} = 23.66 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

Tras obtener un esfuerzo de 24 MPa de manera analítica, se han especificado pernos de anclaje fabricados con acero ASTM A36, estos poseen un esfuerzo de fluencia de 250 MPa, logrando así un factor de seguridad de 10.

### Verificación de los pernos de anclaje por adherencia

A continuación, se realizará el cálculo de la longitud necesaria de los pernos de anclaje. En la figura 3.31, se muestra el diagrama de los parámetros involucrados.

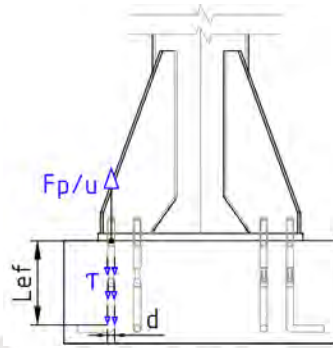


Figura 3.31. Dimensiones y diagrama de fuerza.

Se tienen los siguientes datos:

- Esfuerzo de adherencia (Nonnast Manchón, 1993). ( $\tau_a$ ): 0.4 MPa
- Factor seguridad ( $f_s$ ): 1.2

Se plantea el equilibrio fuerzas se obtiene:

$$L_{ef} = \frac{f_s \cdot F_{p/u}}{\tau_a \cdot \pi \cdot d} = 282 \text{ mm} \quad (3.85)$$

Según el *Manual del constructor de maquinaria (1991) en pernos de cimentación*, se tiene:

$$\begin{aligned} 15 \cdot d < L_{ef} < 20 \cdot d \\ 238 \text{ mm} < L_{ef} < 318 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.86)$$

Se eligieron pernos de cimentación de una longitud efectiva de 300 mm, adicionalmente debido a las cargas de flexión que se encuentra sometida la base de la estructura, se recomienda emplear anclajes tipo J, como se muestra en la figura 3.32. Estos anclajes están diseñados con una zona curvada que proporciona una mayor área de contacto con el concreto, lo que ayuda a minimizar los puntos de concentración de esfuerzos.

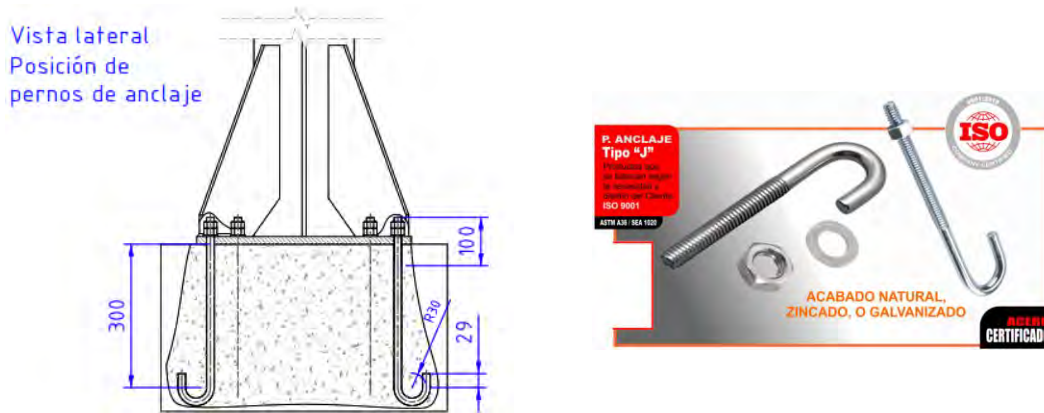


Figura 3.32. Anclaje tipo J, fabricados según diseño. (Corepsa Peru, s.f.).

### Verificación del espesor de la plancha

Para verificar si la plancha cumple con el espesor requerido, se necesitan los siguientes datos:

- Longitud del perfil ( $L$ ): 152.4 mm
- Espesor de la placa base ( $e$ ): 16 mm

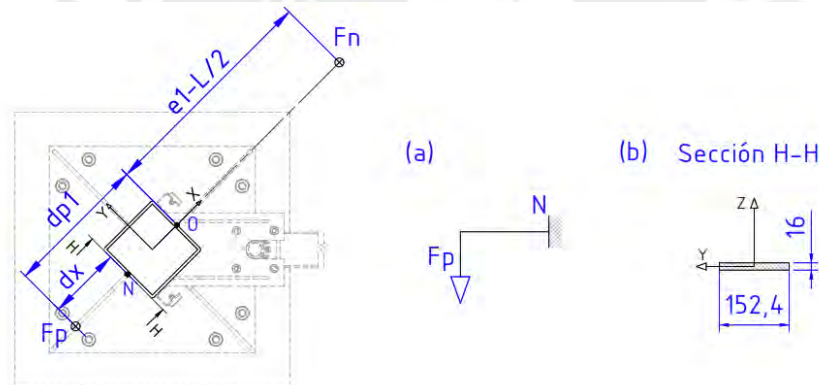


Figura 3.33. **a** Fuerza del perno en el extremo de la placa. **b** Sección resistente de la placa.

Esfuerzo por flexión en el punto N

$$\sigma_p = \frac{6 \cdot F_p \cdot dx}{L \cdot e^2} = 230 \text{ Mpa} \quad (3.88)$$

Se verificó que la plancha está sometida a un esfuerzo inferior al del material ASTM A36, con un factor de seguridad de 1.1. Aunque este factor es mayor que 1, se ha propuesto añadir rigidizadores de manera simétrica en las líneas de acción de la fuerza del perno, como se muestra en la figura 3.34. Esto aumentará la rigidez de la base del perfil con la placa base.

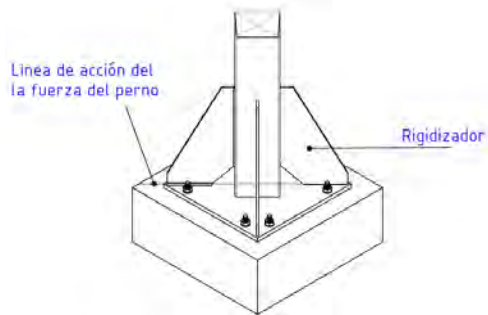


Figura 3.34. Placa base con los rigidizadores distribuidos de manera simétrica

### 3.4.9 Análisis de esfuerzos en uniones soldadas

#### Sección resistente en el soporte fijo de la articulación principal

Consideraciones:

- El análisis se realiza cuando el brazo se posiciona en los ángulos  $q_1 = 0^\circ$  y  $q_2 = 0^\circ$ .
- La carga será desplazada a velocidad constante, tangente al radio máximo de giro.

En el análisis de esfuerzos, se consideró que el momento total  $M_s$  se aplica en la superficie de soldadura de una cara del perfil, como se muestra en la figura 3.35. No obstante, la sección resistente efectiva de la soldadura es el doble, lo que implica que estamos evaluando el escenario más crítico.

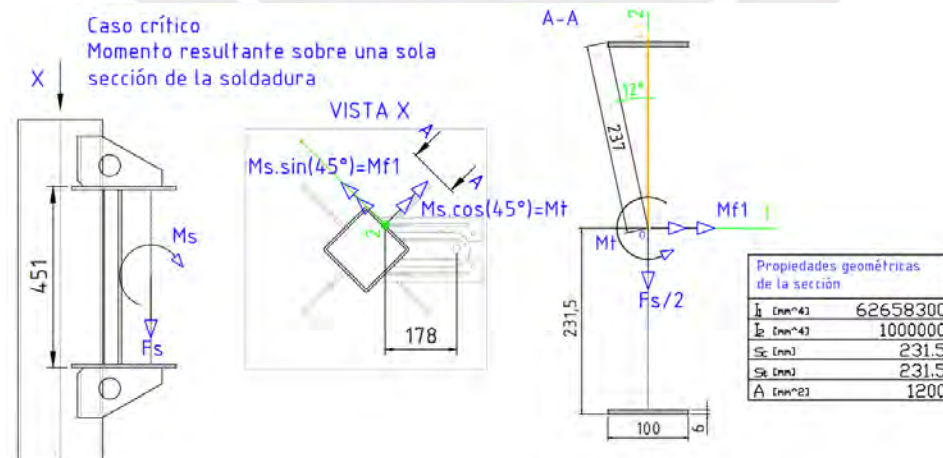


Figura 3.35. Esquema de fuerzas y momentos equivalentes en la unión soldada entre la estructura vertical y el soporte fijo.

Según el Eurocódigo 3, para poder desarrollar el análisis de esfuerzos en las uniones soldadas, primero se deben calcular, dichos esfuerzos, en el cateto de la soldadura y luego en el plano de la garganta, para ello se necesitarán los siguientes parámetros:

- Fuerza vertical total ( $F_s$ ): 1238 N
- Momento flector total ( $M_s$ ): 2797 N.m
- Momento flector aplicado a las superficies ( $M_f1$ ): 1978 N.m
- Momento torsor aplicado a las superficies ( $M_t$ ): 1978 N.m
- Distancia máxima para el momento flector. ( $c$ ): 231.5 mm
- Distancia máxima para el momento torsor. ( $r$ ): 237 mm
- Momento polar de inercia ( $J$ ):  $J = I_1 + I_2$

Por otra parte, se deben tener las propiedades del material base, según la selección, se utilizarán planchas de acero estructural ASTM A36, este acero posee características similares a las del acero S235. En la tabla 3.7 se muestra el factor  $\beta_w$  seleccionado, además se tomó como factor de seguridad  $\gamma_w$  igual a 2.

Tabla 3.7.

*Datos de acero*

Acero	$\sigma_f(N/mm^2)$	$\sigma_B(N/mm^2)$	$\beta_w$
<b>S235</b>	<b>235</b>	<b>360</b>	<b>0.8</b>
S275	275	430	0.85
S355	355	520	0.90

*Nota.* Tomado de “Elementos de máquinas, uniones soldadas”, por Paulsen K, 2017.

Con los parámetros definidos, a continuación, se realiza el cálculo de los esfuerzos que soportan las uniones soldadas.

Esfuerzo normal por flexión y esfuerzo cortante por torsión

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot c}{I_1} = 7.3 \text{ MPa}, \quad \tau = \frac{Mt \cdot r}{J} = 7.36 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

Esfuerzo normal y esfuerzo cortante

$$\sigma_n = 0, \quad \tau_c = \frac{Fs/2}{A} = 0.516 \text{ MPa} \quad (3.90)$$

Esfuerzo normal en el plano del cateto

$$n = \sigma_n + \sigma_f = 7.308 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

Esfuerzo cortante en el plano del cateto

$$t_n = \tau_c + \tau \cdot \sin 12 = 2.047 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

Esfuerzo paralelo al plano del cateto

$$ta1 = \tau \cdot \cos 12 = 7.2 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

Esfuerzo normal en plano de la garganta

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 6.62 \text{ MPa} \quad (3.94)$$

Esfuerzo cortante en el plano de la garganta

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 3.72 \text{ MPa} \quad (3.95)$$

Esfuerzo paralelo en el plano de la garganta

$$\tau a1 = ta1 = 7.2 \text{ MPa} \quad (3.96)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + ta1^2)} = 15.2 \text{ MPa} \quad (3.97)$$

Según los datos del acero seleccionado, se tiene

$$\sigma_b = 360 \text{ MPa}$$

Los parámetros extraídos de la tabla 3.7 son :  $\beta\omega = 0.8$ ,  $\gamma\omega = 2$

Verificación de las siguientes condiciones

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_b}{\beta\omega * \gamma\omega} = 225 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 1} \quad (3.98)$$

$$\sigma_n \leq 0.9 \cdot \frac{\sigma_b}{\gamma\omega} = 162 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 2} \quad (3.99)$$

### Sección resistente de unión soldada del brazo principal

En la figura 3.36, se presenta la sección de unión soldada que se encuentra en el brazo principal conectada a la base del eje de giro. Para este análisis, se considera el brazo completamente extendido con el fin de obtener el máximo momento flector.

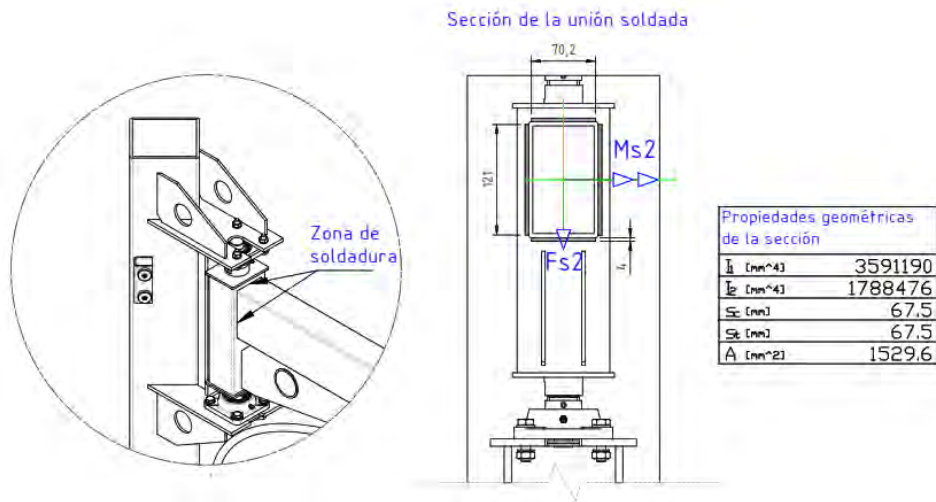


Figura 3.36. Esquema de fuerzas y momentos en la sección soldada del brazo articulado principal.

Sobre el área resistente de la soldadura, se tiene los siguientes valores:

- Fuerza vertical total ( $F_{s2}$ ): 1238 N
- Momento flector total ( $M_{s2}$ ): 2797 N.m
- Distancia máxima para el momento flector ( $d$ ): 67.5 mm

Esfuerzo normal por flexión y esfuerzo cortante por torsión

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot d}{I_1} = 52.6 \text{ MPa}, \quad \tau = \frac{Mt \cdot r}{J} = 0 \quad (3.100)$$

Esfuerzo normal y esfuerzo cortante

$$\sigma_n = 0, \quad \tau_c = \frac{Fs}{A} = 0.809 \text{ MPa} \quad (3.101)$$

Esfuerzo normal en el plano del cateto

$$n = \sigma_n + \sigma_f = 52.6 \text{ MPa} \quad (3.102)$$

Esfuerzo cortante en el plano del cateto

$$t_n = \tau_c = 0.809 \text{ MPa} \quad (3.103)$$

Esfuerzo paralelo al plano del cateto

$$ta1 = 0 \text{ MPa} \quad (3.104)$$

Esfuerzo normal en plano de la garganta

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 37.75 \text{ MPa} \quad (3.105)$$

Esfuerzo cortante en el plano de la garganta

$$tn1 = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 35.6 \text{ MPa} \quad (3.106)$$

Esfuerzo paralelo en el plano de la garganta

$$\tau a1 = ta1 = 0 \text{ MPa} \quad (3.107)$$

Esfuerzo equivalente, según Eurocódigo 3

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(t1^2 + ta1^2)} = 73.8 \text{ MPa} \quad (3.108)$$

Según los datos del acero seleccionado, se tiene:

$$\sigma_b = 360 \text{ MPa}$$

Los parámetros extraídos de la tabla 3.7 son :  $\beta\omega = 0.8$  ,  $\gamma\omega = 2$

Verificación de las siguientes condiciones

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma b}{\beta \omega * \gamma \omega} = 225 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 1} \quad (3.109)$$

$$\sigma_n \leq \frac{0.9 \cdot \sigma b}{\gamma \omega} = 162 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 2} \quad (3.110)$$

### Sección de la unión soldada entre los rigidizadores y la placa base

Del mismo modo, se analiza la configuración del brazo articulado para un ángulo constante  $q_2$  de cero grados. Con el objetivo de abordar las situaciones críticas, se asumirá que los momentos solo tendrán efecto en una zona soldada específica, como se ilustra en la figura 3.37.

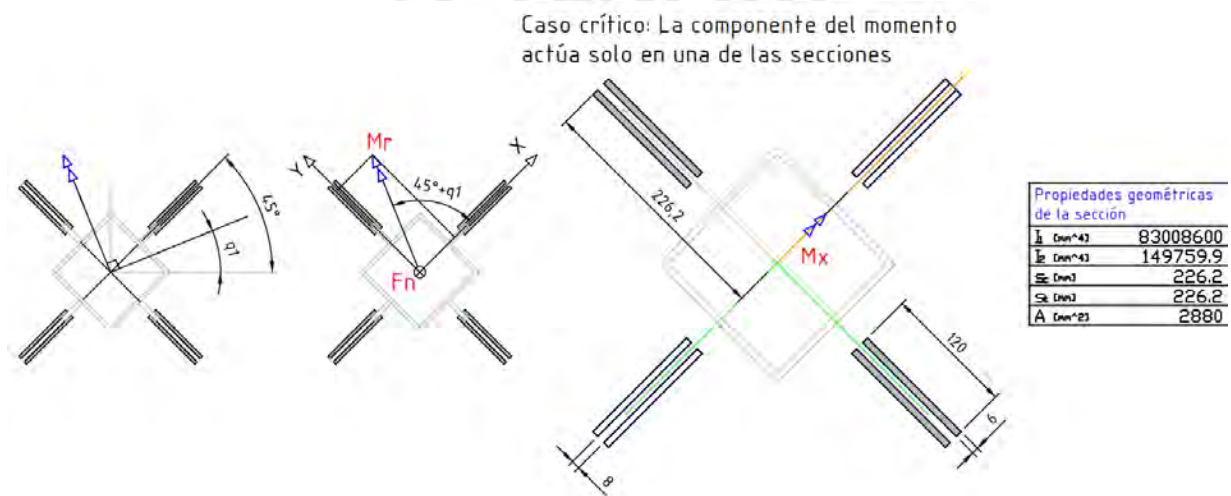


Figura 3.37. Diagrama de la sección soldada entre la placa y los rigidizadores.

- Momento flector  $M_r$ : 3094 N.m
- Distancia máxima para el momento flector  $c$ : 226.2 mm

Vector momento resultante

$$\overline{M}_r = (M_r \cdot \cos(45 + q_1), M_r \cdot \sin(45 + q_1)) \quad (3.111)$$

Según los ángulos los valores máximos de los momentos se dan cuando  $q_1 = 45^\circ$  y  $q_1 = -45^\circ$  y sus valores simétricos

$$M_{max}(45^\circ) = (0, M_r) \quad \text{y} \quad M_{max}(-45^\circ) = (M_r, 0) \quad (3.112)$$

Esfuerzo normal por flexión y esfuerzo cortante por torsión

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \cdot c}{I_1} = 8.43 \text{ MPa}, \quad \tau = \frac{Mt \cdot r}{J} = 0 \text{ MPa} \quad (3.113)$$

Esfuerzo normal y esfuerzo cortante, se tiene que la fuerza normal ( $f_n$ ) es 2004 N

$$\sigma_n = \frac{f_n}{A} = 0.7 \text{ MPa}, \quad \tau_c = 0 \text{ MPa} \quad (3.114)$$

Esfuerzo normal en el plano del cateto

$$n = \sigma_n + \sigma_f = 9.13 \text{ MPa} \quad (3.115)$$

Esfuerzo cortante en el plano del cateto

$$t_n = \tau_c + \tau = 0 \text{ MPa} \quad (3.116)$$

Esfuerzo paralelo al plano del cateto

$$ta1 = \tau = 0 \text{ MPa} \quad (3.117)$$

Esfuerzo normal en plano de la garganta

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 5.93 \text{ MPa} \quad (3.118)$$

Esfuerzo cortante en el plano de la garganta

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 5.93 \text{ MPa} \quad (3.119)$$

Esfuerzo paralelo en el plano de la garganta

$$\tau a1 = ta1 = 0 \text{ MPa} \quad (3.120)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + ta1^2)} = 11.9 \text{ MPa} \quad (3.121)$$

Según los datos del acero seleccionado, se tiene

$$\sigma_b = 360 \text{ MPa}$$

Los parámetros extraídos de la tabla 3.3 son:  $\beta\omega = 0.8$ ,  $\gamma\omega = 2$

Verificación de las siguientes condiciones:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma b}{\beta \omega * \gamma \omega} = 225 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 1} \quad (3.122)$$

$$\sigma_n \leq 0.9 \cdot \frac{\sigma b}{\gamma \omega} = 162 \text{ MPa}, \quad \text{cumple la condición 2} \quad (3.123)$$

### 3.5 Sistema de elevación

#### 3.5.1 Análisis de la fuerza de tensión producida por la carga suspendida

- **Posición inicial**

El sistema inicial incluye la unidad de sujeción, el tablero de control y la estructura soporte, equilibrados a una altura específica. Considerando el peso de estos componentes se estima una masa total estimada de 10 kilogramos. En este contexto, se formula el equilibrio en el eje Z, como se muestra en la figura 3.38(a), obteniéndose:

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow T1 = m1 \cdot g = 10 \cdot (9.81) = 98.1 \text{ N} \quad (3.124)$$

- **Posición de descenso**

El usuario mediante un control manual llevará el sistema de sujeción hasta el nivel de referencia donde se encuentra la carga, considerando una aceleración de  $0.5 \text{ m/s}^2$ , se plantea la segunda ley de Newton. Dicha posición se aprecia en la figura 3.38 (b).

$$\sum F_Z = m1 \cdot a \rightarrow T2 = m1(g - a) = 10(9.8 - 0.5) = 93 \text{ N} \quad (3.125)$$

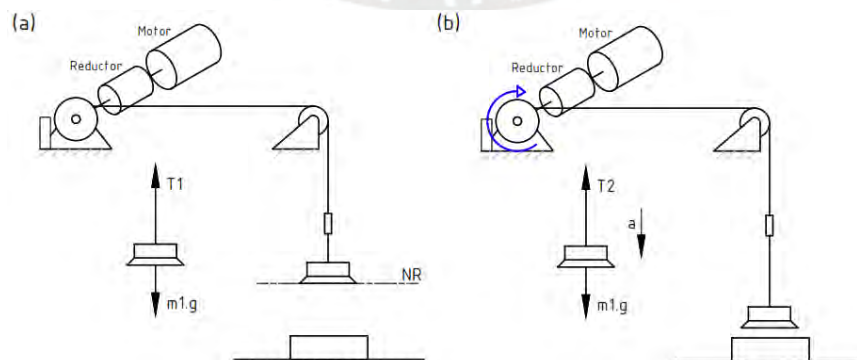


Figura 3.38. **a** Posición inicial. **b** Posición del descenso hacia la carga.

- **Posición de máxima tensión**

Una vez alcanzada la posición final, se sujeta el cemento de 42.5 kg de masa, teniendo en cuenta además los 10 kg adicionales de los elementos de sujeción. Luego, se eleva el conjunto a una posición relativa y estable para el usuario, como se representa en la figura 3.39 (c).

$$\sum F_z = (m1 + M).a \rightarrow T3 = (m1 + M).(a + g) = 52.5.(9.81 + 0.5) = 541.3 N \quad (3.126)$$

- **Posición final**

En la figura 3.39 (d), se muestra cuando se llega al nivel de referencia final para la descarga del cemento, ya sea a la tolva de un camión o al apilado de un bloque en un almacén. En este punto, la aceleración es cero, y se obtiene el siguiente resultado como valor de tensión.

$$\sum F_y = (m1 + M).a \rightarrow T4 = (m1 + M).g = 514.5 N \quad (3.127)$$

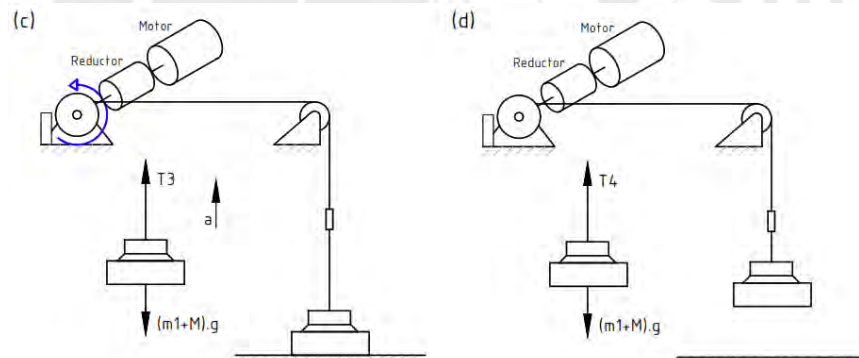


Figura 3.39. **c** Diagrama de cuerpo libre de máxima tensión. **d** Diagrama de cuerpo libre de la posición final.

### 3.5.2 Análisis de movimiento del sistema polea, reductor y motor

Datos de la polea

- Masa ( $m$ ): 3 kg,
- Ancho ( $b$ ): 1 cm
- Diámetro ( $d$ ): 10 cm

- **Posición inicial**

El sistema se encuentra detenido debido a que se encuentra suspendido y en equilibrio, tal como se representa en la figura 3.40 (a). Se plantea la sumatoria de momentos, se obtiene:

$$\sum M_t = 0 \rightarrow M1 = T1 \cdot \frac{d}{2} = 4.9 \text{ N.m} \quad (3.128)$$

- **Posición previa a la carga**

La polea comienza a girar en sentido horario debido a que el usuario debe llevar el sistema de sujeción hacia la carga, en esta configuración, tal como se muestra en la figura 3.40 (b), el momento actuante debe ser de frenado debido al peso existente de los elementos de sujeción (estructura, tablero y ventosa)

Aceleración angular

$$\alpha = \frac{a_t}{r} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (3.129)$$

Segunda ley de newton en un sistema rotacional

$$\sum M_t = I \cdot \alpha \rightarrow M2 + T2 \cdot r = \frac{m \cdot r^2}{2} \cdot \alpha \quad (3.130)$$

$$M2 = \frac{m \cdot r^2}{2} \cdot \alpha - T2 \cdot r = -4.56 \text{ N.m (frenando sin carga)}$$

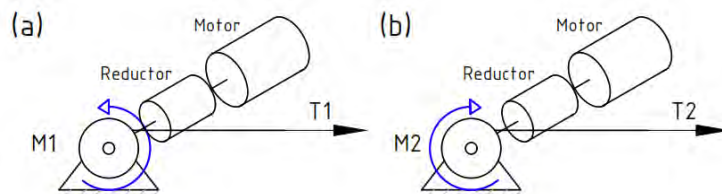


Figura 3.40. **a** Posición de la polea de arrastre sin carga. **b** Polea en la posición previa a la carga.

- **Posición de máximo momento**

El sistema debe elevar la carga hasta la altura que el usuario requiera, debido a ello el motor debe girar en sentido antihorario, como se representa en la figura 3.41 (c).

$$\sum M_t = I \cdot \alpha \rightarrow M3 = \frac{m \cdot r^2}{2} \cdot \alpha + T3 \cdot r = 27.1 \text{ N.m} \quad (3.131)$$

- **Posición final**

En la figura 3.41 (d), se muestra, cuando el sistema llega a la posición final de descarga la polea deja de girar y se encuentra en equilibrio estático.

$$\sum M_t = 0 \rightarrow M4 = T4 \cdot r = 514.5 \cdot (0.05) = 25.7 \text{ N.m} \quad (3.132)$$

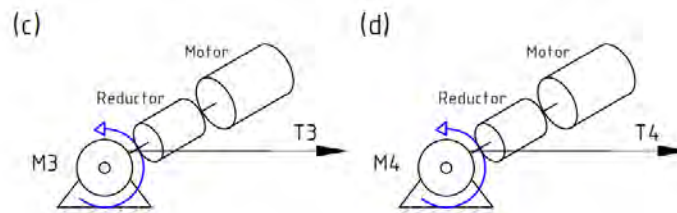


Figura 3.41. **c** DCL en la posición de máximo momento. **d** DCL de la posición final

### 2.1.1.1. Selección de motor

- Velocidad promedio de elevación de carga registrada ( $v$ ):  $38 \frac{cm}{s}$  ( $23 \frac{m}{min}$ )
- Momento máximo de elevación ( $T_C$ ):  $30 \text{ N.m}$  (ver ecuación 3.131)
- Eficiencia mecánica ( $n_m$ ): 0.8

Velocidad angular de la polea

$$\omega = v/r = 7.6 \text{ rad/s}, \quad n = 72 \text{ rpm} \quad (3.133)$$

Potencia en la polea de arrastre

$$P_a = T_C \cdot \omega = 228 \text{ W} \quad (3.134)$$

Torque necesario en el motor

$$T_m = \frac{T_C \cdot \omega}{n_m \cdot \omega_m} = 1.5 \text{ N.m} \quad (3.135)$$

Según Alexandrov en Máquinas de Elevación y Transporte, se recomienda que el torque medio de arranque en estos equipos, debe cumplir la siguiente expresión:

$$T_{arr} \geq 1.5.T_m \rightarrow T_{arr} \geq 2.25 N.m \quad (3.136)$$

Considerando un torque de 3 N.m y un motor de 4 polos a 60 Hz, se obtiene la potencia teórica  
Potencia del motor

$$P_m = T_{m\acute{a}x} \cdot \omega = 570 w = 0.8 HP \quad (3.137)$$

Inicialmente, se requiere un motor de 1800 RPM con una reducción de 1:25 y una potencia de 1 caballo de fuerza. Sin embargo, debido a la presencia de un torque variable y la necesidad de rotación en ambos sentidos (horario y antihorario), es esencial disponer de un motor con capacidad de frenado instantáneo de manera eficiente. Todas estas características se encuentran en equipos compactos y comerciales denominados winches eléctricos, cuyas especificaciones, para la selección, se detallan en la figura 3.42 y en la tabla 3.8.

	Model	Rated Capacity Single/double (kg)	Rated Volt (V)	Motor Power(W)	Lifting Speed(m/min)	Lifting Height (m)	Packing Size (mm)
Basic Model	PA200	100/200	AC 220/230/240 50/60Hz	510	10/5	12	370*140*220
	PA300	150/300	AC 220/230/240 50/60Hz	600	10/5	12	370*140*220
	PA400	200/400	AC 220/230/240 50/60Hz	980	10/5	12	430*160*250
	PA500	250/500	AC 220/230/240 50/60Hz	1020	10/5	12	430*160*250
	PA600	300/600	AC 220/230/240 50/60Hz	1200	10/5	12	430*160*250
	PA800	400/800	AC 220/230/240 50/60Hz	1300	10/5	12	430*160*250
	PA1000	500/1000	AC 220/230/240 50/60Hz	1600	8/4	12	550*250*300
	PA1200	600/1200	AC 220/230/240 50/60Hz	1800	8/4	12	550*250*300
Fast Speed	DS-HGS-BK200 PA-200L	100/200	AC 220/230/240 50/60Hz	1020	20/10	12/6	520x420x170
	DS-HGS-BK300 PA-300L	150/300	AC 220/230/240 50/60Hz	1300	20/10	12/6	520x450x170
	DS-HGS-BK400 PA-500L	200/400	AC 220/230/240 50/60Hz	1600	20/10	12/6	520x450x170
	DS-HGS-BK500 PA-500L	250/500	AC 220/230/240 50/60Hz	1800	20/10	12/6	560x250x350

Figura 3.42. Catálogo de winche eléctrico de Dawson Group LTD.

Tabla 3.8.

*Características del winche eléctrico seleccionado*

Especificación	Valor
Potencia	1020 W (1.5 HP)
Voltaje/frecuencia	220 V/60 Hz
Tipo	Monofásico
Capacidad de carga	100/200 kg
Velocidad Baja/Alta	10 m/min / 20m/min
Grado de protección	IP40

Es crucial tener en cuenta que estos sistemas están equipados con un tope de fin de carrera, como se ilustra en la figura 3.43 (b), lo que asegura un control efectivo sobre la altura máxima de izaje. Además, las conexiones se realizan directamente a un alimentador de energía, simplificando así su instalación.

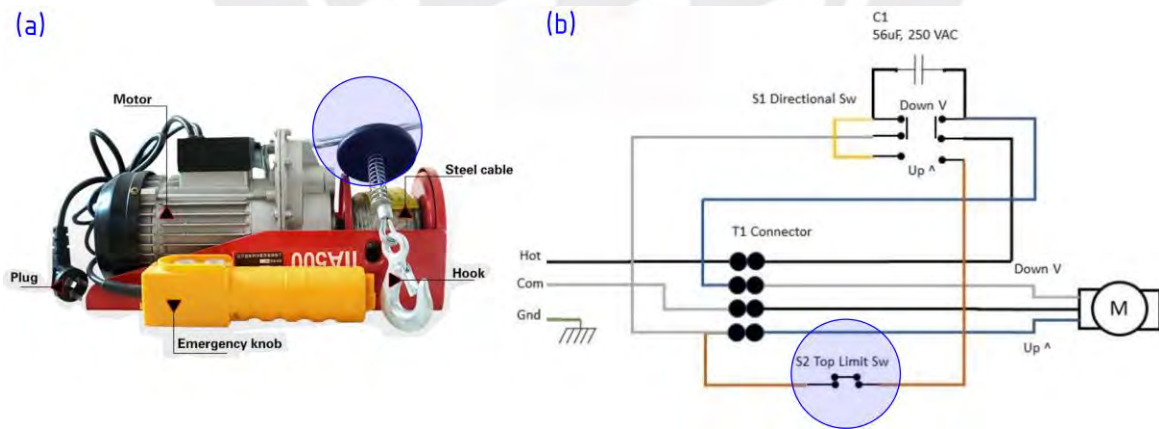


Figura 3.43. **a** Partes del winche eléctrico. **b** Diagrama eléctrico interno para la inversión de giro.

## Capítulo 4

# Ensayos y pruebas de prototipo

El modelo fabricado validó los principios básicos que se describieron en la estructura de funciones del capítulo 2 de la presente tesis. En la figura 4.1 se ilustran los componentes mecánicos y eléctricos de los sistemas de rotación, sujeción y elevación

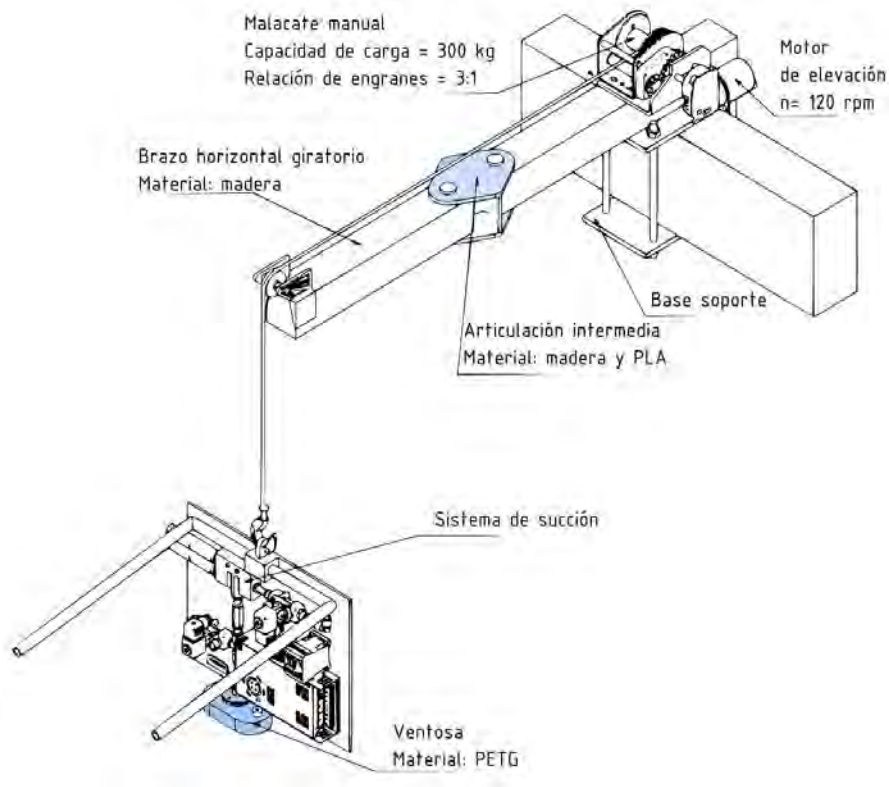


Figura 4.1. Esquema de prototipo.

## 4.1 Sistema de rotación y elevación

Este sistema cuenta con un brazo horizontal y una articulación intermedia, diseñados para permitir el giro libre de la carga. En la sección empotrada se instaló un soporte destinado a alojar un motor de corriente continua de 24 V, así como una fuente de alimentación conmutada DC/AC de 24V y 15A. Por último, se utilizaron guías para el enrutamiento del cableado eléctrico y la conexión neumática. Estos elementos se pueden apreciar en la figura 4.2.



Figura 4.2. Brazo horizontal del sistema de elevación.

Para el ensayo de prueba se realizó el empaquetado de cemento a granel de un peso de 4.25 kg, esto significa que el sistema fue dimensionado, en capacidad de carga, respecto al sistema real en una escala de 1:10, tal como se muestra en la figura 4.3.

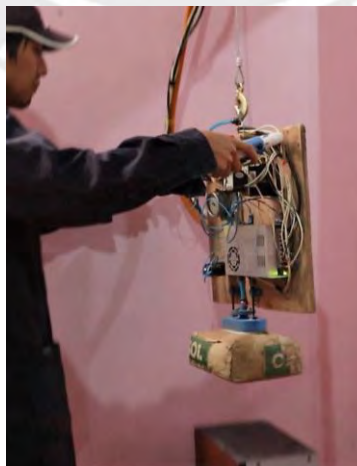


Figura 4.3. Ensayo de prueba de la elevación de una bolsa de cemento de 4.25 kg.

## 4.2 Manufactura y ensamble de los elementos principales

En cuanto a la fabricación y montaje, se emplearon materiales económicos, destacando la madera, la cual se utilizó en la construcción de las estructuras de los brazos, el soporte para el motor y las bases del empotramiento. Además, se incorporó la manufactura aditiva para la fabricación de engranajes reductores en la salida del motor y finalmente, se adaptó y ensambló un malacate manual para la elevación de la carga, como se muestra en la figura 4.4.



Figura 4.4. Motor de corriente continua con un sistema reductor de velocidad.

## 4.3 Sistema de sujeción

### 4.3.1 Manufactura de ventosas de succión

Se crearon los moldes y modelos para la fabricación de las ventosas, como se aprecia en la figura 4.5. Los moldes se elaboraron mediante manufactura aditiva, considerando aspectos como la facilidad de desmoldeo, la incorporación de conductos para la expulsión de burbujas de aire en la cavidad y la búsqueda de simetría. Los modelos, por su parte, se confeccionaron utilizando materiales como el caucho de silicona Rtv de dureza de 40-A, caucho de poliuretano y poliuretano termoplástico (TPU).



Figura 4.5. Moldes y modelos para ventosas de silicona.

### 4.3.2 Proceso iterativo de fabricación

Se utilizaron diferentes prototipos de moldes debido a la geometría compleja de la ventosa, y se realizaron mejoras debido a problemas como la presencia de burbujas luego del vaciado, o cavidades debido al mal llenado y roturas, producto del desmoldeo, tal como se muestra en la figura 4.6.

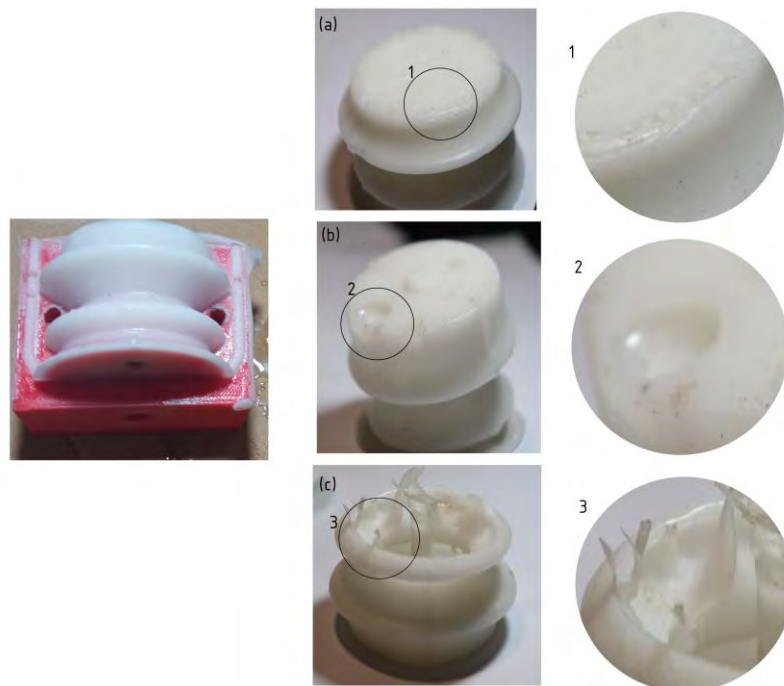


Figura 4.6. Problemas de manufactura en las ventosas. **a** Presencia de burbujas. **b** cavidad debido a vaciado incorrecto y **c** desgarro en el desmoldeo.

### 4.3.3 Mejoras y resultados

Durante este proceso, se llevaron a cabo mejoras en aspectos como la distribución de los agujeros de ventilación, la implementación de técnicas de desmoldeado segmentado y la refinación de los acabados de los moldes. Estas mejoras resultaron en la obtención de ventosas herméticas y compactas, lo que a su vez incrementó la resistencia al desgarro.

Sin embargo, después de llevar a cabo una serie de pruebas de ensayo y error, se observó que la ventosa tipo 2, como se muestra en la figura 4.7, ofrecía una mayor estabilidad y seguridad en el transporte del producto en comparación con la otra opción. Esto se debió a su mayor área de contacto a lo largo del producto y su baja deformación bajo el peso de la carga.

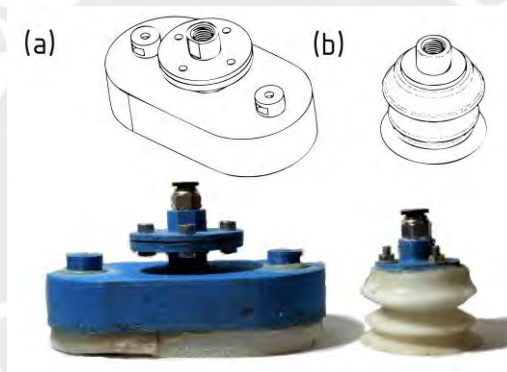


Figura 4.7. a Modelo de ventosa tipo 2. b Modelo de ventosa tipo 1.

### 4.3.4 Equipos modificados para los ensayos.

Para llevar a cabo los ensayos necesarios, se requirió la utilización de dos equipos y adaptaciones específicas. En primer lugar, se utilizó un motor de 1 caballo de fuerza con velocidad nominal de 1800 revoluciones por minuto para transmitir potencia y accionar un compresor de camión que contaba con un embrague electromagnético de 24 voltios, ello sirvió para alimentar de aire presurizado al sistema de succión.

Además, se utilizó un compresor de refrigerador adaptado a las necesidades del proyecto. Se diseñó y construyó una cámara hermética de fabricación casera para generar un vacío controlado, eliminando así las burbujas en las siliconas usadas en la fabricación de las ventosas. Los detalles de ambos equipos se pueden apreciar en la figura 4.8.



Figura 4.8. *Izquierda* Sistema adaptado con compresor de refrigerador para generar vacío.  
*Derecha* Motor y compresor de aire con embrague electromagnético.

#### 4.4 Sistema básico de control

En este sistema, se empleó una plancha de madera como base de soporte para los componentes eléctricos y neumáticos, como se ilustra en la figura 4.9. Además, se instaló un brazo en forma de C destinados a alojar los pulsadores de arranque del motor y las funciones de presurización y corte del suministro de aire comprimido.

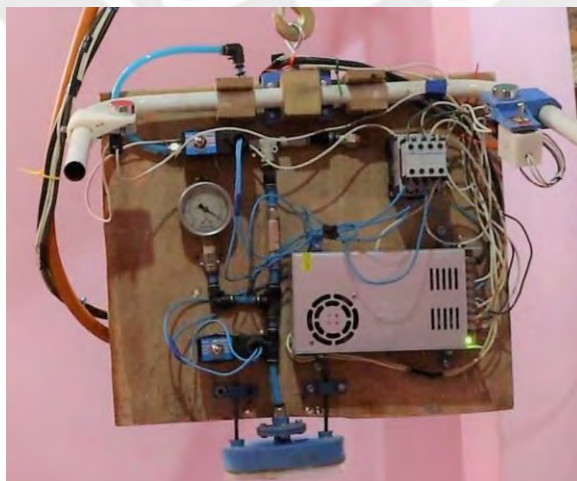


Figura 4.9. Sistema de control neumático.

# Capítulo 5

## Planos y costos de fabricación

### 5.1 Lista de plano de ensamble y despiece

Para el presente capítulo, se realizó un listado de los planos codificados, tal como se muestra en la tabla 5.1, para los elementos de máquina ya sean de ensamble (EN) y despiece (DES). Los planos especificarán los detalles necesarios para la fabricación e inmediata instalación de la máquina de carga de cementos (MC).

Tabla 5.1.

*Planos de ensamble y despiece.*

<b>Código</b>	<b>Tipo de plano</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Título</b>
MC-EN-01	Ensamble	A1	Ensamble general
MC-EN-02	Ensamble	A1	Ensamble del sistema de succión
MC-EN-03	Ensamble	A2	Estructura vertical
MC-EN-04	Ensamble	A3	Estructura de brazo extremo
MC-EN-05	Ensamble	A3	Estructura de brazo principal
MC-EN-06	Ensamble	A1	Estructura soporte del sistema de succión
MC-DES-01	Despiece	A3	Ventosa

MC-DES-02	Despiece	A3	Eje de polea, eje base de giro y polea.
MC-DES-03	Despiece	A3	Eje de la articulación principal y eje de la articulación intermedia
MC-DES-04	Despiece	A3	Bases de poleas y tope de giro
MC-DES-05	Despiece	A2	Articulación intermedia.
MC-DES-06	Despiece	A3	Base de gancho de sujeción inferior y superior
MC-ES-01	Esquema	A3	Esquema neumático-eléctrico.
MC-ES-02	Esquema	A1	Posición relativa de los brazos estructurales.

## 5.2 Estimación de costos

A continuación, se presentará un desglose de los costos vinculados al proceso de diseño en ingeniería, así como a la fabricación y ensamblaje de la máquina. Este análisis abarcará estimaciones de costos relacionados con el diseño, equipos, adquisición de piezas, elementos de fijación, y componentes mecánicos, neumáticos y de control.

### 5.2.1 Costo de diseño en ingeniería

Para calcular estos costos, se tomarán en cuenta las horas estimadas para la concepción del diseño inicial, el proceso de prototipado y la elaboración de los planos de fabricación, como se detalla en la tabla 5.2.

Tabla 5.2.

*Estimación de tiempos y costo de diseño*

Concepto	Horas	Costo hora hombre [S/.]	Costo total [S/.]
Elaboración del diseño y planos de ingeniería	360	20	7200
Fabricación y pruebas de prototipo	100	25	2500
<b>Subtotal 1</b>			9700

### 5.2.2 Costo de los equipos

Este costo abarca el equipo utilizado para la elevación de la carga, tal como se muestra en la tabla 5.3.

Tabla 5.3.

*Costo de equipos*

<b>Equipos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio [S/.]</b>
Winche eléctrico 1.5 HP monofásico 220V	1	2500
<b>Subtotal 2</b>		2500

Es fundamental considerar que un requisito indispensable para la instalación de la máquina es la disponibilidad de una línea de aire comprimido que asegure un caudal de 30 CFM, a una presión de trabajo de 6 bar.

### 5.2.3 Costo de adquisición de piezas y servicios de fabricación

Los costos presentados en la tabla 5.4 incluyen el costo de los materiales y la manufactura de los elementos estructurales, así como los despieces. Estas estimaciones se basaron en las dimensiones de las planchas y los perfiles, además de la consulta realizada acerca de los servicios requeridos para llevar a cabo la fabricación de dichos elementos.

Tabla 5.4.

*Costo de adquisición y fabricación de elementos estructurales y despiece*

<b>Elementos estructurales y de despiece</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo/Servicio [\$/.]</b>	<b>Total</b>
Ensamble estructura vertical (perfil 6 in x 6 in)	1	2500	2500
Ensamble brazo extremo (perfil 4 in x 3 in)	1	1400	1400
Ensamble brazo principal (perfil 5 in x 3 in)	1	1400	1400
Ensamble del sistema de sujeción	1	1300	1300
Eje principal y eje intermedio	1 c/u	310	310
Tubo soporte	1	50	50
Base tipo oreja 1	1	65	65
Base tipo oreja 2	1	65	65
Base giratoria	1	220	220
Base giratoria de apoyo	1	120	120
Polea central	1	85	85
Articulación intermedia	1	170	170
Base de rodamiento axial	1	50	50
Cartela central de pivote	1	30	30
Barra de fijación en pivote	1	25	25
Barra de fijación	1	35	35
Tapa de rodamiento	2	135	270
Base de polea LI	1	75	75
Soporte de polea LD	1	60	60
Polea extrema	1	75	75
Eje de polea extrema	2	85	170
Estructura soporte de vestosas	1	850	850
<b>Subtotal 3</b>			<b>9325</b>

*Nota.* Los materiales utilizados se encuentran en sus respectivos planos de fabricación (ver tabla 5.1 y anexo L).

#### 5.2.4 Costo de elementos neumáticos, mecánicos y eléctricos

En la tabla 5.5, se presentan los costos estimados relacionados con los elementos de sujeción y control de la carga, además de los costos de las piezas mecánicas que se adquieren directamente a través del catálogo del fabricante.

Tabla 5.5.

Costos de elementos neumáticos, mecánicos y eléctricos

<b>Elementos y accesorios neumáticos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario [\$/.]</b>	<b>Total</b>
Unidad de mantenimiento LFR-1/2	1	180	180
Manguera de aire comprimido	8 m	8	64
Conector rápido de aire	1	15	15
Tubería flexible 12 mm	2	8	16
Eyector de vacío serie ZL	1	480	480
Electroválvula ON/OFF 24V/DC	2	120	240
Válvula antirretorno	1	85	85
Vacuómetro análogo Winters	1	70	70
Esponja de adhesión	1	25	25
Conectores de aire (ver plano MC-EN-02)		90	90
Ventosa	1	250	250
<b>Elementos y accesorios mecánicos</b>			
Rod. rígido de bolas SKF6305	2	90	180
Chumacera de pared FY 30 TF	2	110	220
Rod. axial de bolas SKF51104	1	60	60
Rodamiento rígido de bolas SKF16004	2	160	320
Manubrio	2	10	20
Resorte	4	4	16
Base de mando de control LD	1	30	30
Base de mando LI	1	30	30
Pin de resorte	4	15	60

<b>Elementos y accesorios eléctricos y de control</b>			
Tablero de control	1	480	480
Fuente de alimentación 24V 25 A	1	95	95
Lámpara piloto elevación y descarga	2	8	16
Pulsador up/down	2	6	12
Interruptor	1	5	5
Contactador CHNT NC1-18-DC 24V	1	75	75
<b>Subtotal 4</b>			<b>3134</b>

*Nota.* Las medidas estándar de los elementos neumáticos, se encuentran en sus respectivos planos de fabricación (ver tabla 5.1 y anexo L).

### 5.2.5 Costo de elementos de unión

En la tabla 5.6, se muestra el cuadro a detalle de los costos en tornillería y elementos de fijación. Se obtuvo un valor total de 350 soles.

Tabla 5.6.

Costos de tornillería y elemento de fijación

<b>Item</b>	<b>Precio Unitario (S/.)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Parcial (S/.)</b>
Anillo de seguridad 19x1.2	1	2	2
Anillo de seguridad 25x1.2	1.2	2	2.4
Anillo de seguridad 29x1.5	1.5	1	1.5
Anillo de seguridad 34 x 1.5	1.8	2	3.6
Anillo de seguridad 42 x 1.75	2.2	2	4.4
Arandela de presión.A5	0.3	6	1.8
Arandela de presión.A6	0.4	2	0.8
Arandela de presión.A8	0.6	4	2.4
Arandela de presión A10	0.8	8	6.4
Arandela de presión.A12	0.9	2	1.8
Arandela de presión.A14	1	11	11
Arandela plana A4.3	0.2	22	4.4
Arandela plana A5.3	0.4	22	8.8
Arandela plana A6.4	0.7	4	2.8

Arandela plana A8.4	0.8	4	3.2
Arandela plana A10.5	0.9	8	7.2
Arandela plana A13	1	2	2
Arandela plana A15	1.2	11	13.2
Prisionero M6 x.6	0.5	4	2
Tornillo Allen M4 x.16	0.4	4	1.6
Tornillo Allen M4 x.20	0.5	2	1
Tornillo Allen M4 x.35	0.6	2	1.2
Tornillo Allen M5 x.10	0.5	8	4
Tornillo Allen M5 x.16	0.7	2	1.4
Tornillo Allen M5 x.20	0.8	6	4.8
Tornillo Allen M5 x.25	0.9	4	3.6
Tornillo Allen M6 x.20	1.1	2	2.2
Tornillo hexagonal M5 x.16	1	2	2
Tornillo hexagonal M6 x.40	1.4	2	2.8
Tornillo hexagonal M8 x.20	1.2	4	4.8
Tornillo hexagonal M10 x.35	1.4	4	5.6
Tornillo hexagonal M10 x.40	1.6	4	6.4
Tornillo hexagonal M12 x.28	1.2	2	2.4
Tornillo hexagonal M12 x.30	1.4	4	5.6
Tornillo hexagonal M12 x.85	1.8	1	1.8
Tornillo hexagonal M12 x.110	3.2	5	16
Tuerca hexagonal.M4	0.3	8	2.4
Tuerca hexagonal.M5	0.35	18	6.3
Tuerca hexagonal.M6	0.4	4	1.6
Tuerca hexagonal.M8	0.6	4	2.4
Tuerca hexagonal.M10	0.7	8	5.6
Tuerca hexagonal.M12	0.8	14	11.2
1.5 metros varilla roscada.M5	10	1	10
Pernos de anclaje 5/8 tipo J	8	20	160
<b>Subtotal 5</b>			<b>348.4</b>

### 5.2.6 Costos adicionales de ensamblaje y puesta en planta

Para calcular este costo, tomamos como referencia la tarifa por hora de mano de obra de un operario para el apoyo en el ensamblaje y la unión de algunos elementos adicionales en el sitio de operación de la máquina. Establecimos una tarifa de 15 soles por hora, durante un total de 16 horas, considerando que la mayoría de los elementos requeridos se encuentren prefabricados. Como resultado, se estimó un costo total de 240 soles.

### 5.2.7 Costo total y algunas consideraciones

Es importante tener en cuenta que esta tesis se ha enfocado exclusivamente en los costos de los elementos de la máquina, su fabricación y la instalación en el lugar de operación. No se incluyen aspectos como la construcción de las zapatas de cimentación y los gastos de transporte al emplazamiento. El valor total obtenido es de 16519 soles, según se muestra en la tabla 5.7.

Tabla 5.7.

*Costo total de la máquina*

<b>Costos de máquina</b>	<b>Valor [S/.]</b>
Costo de diseño (10% Subtotal 1)	970
Costo de equipos (Subtotal 2)	2500
Costo de adquisición de piezas y servicios de fabricación (Subtotal 3)	9325
Costo de elementos neumáticos, mecánicos y eléctricos (Subtotal 4)	3134
Costo de elementos de unión y fijación (Subtotal 5)	350
Otros gastos	240
<b>Total</b>	<b>16519</b>

### 5.2.8 Comparación de tiempos de carga entre un colaborador y máquina de elevar sacos de cemento.

Con el fin de realizar pruebas y obtener mediciones de eficiencia de la máquina, es fundamental contar con el tiempo de operación del colaborador, lo que implica estimar el tiempo real requerido para las operaciones de carga y descarga, dependiendo del proceso específico.

En la tabla 5.8 se presentan los parámetros que se han tomado en cuenta para el cálculo de estos valores.

Tabla 5.8.

*Comparación de tiempos en un ciclo de carga de una bolsa de cemento.*

Ciclo de trabajo	Tiempo estimado[s]	Tiempo estimado [s]
	Operario	Máquina
Sujetar y elevar	12	8
Traslado al punto de la tolva	5	3
Tiempo de acomodado y colocación	15	2
Tiempo de descanso	6	2
Tiempo parcial total	38	15
Velocidad media unitaria $\left[\frac{\text{cemento}}{s}\right]$	$\frac{1}{38}$	$\frac{1}{15}$

Los resultados obtenidos revelan que, al cargar un camión de una capacidad nominal de 4 toneladas, el cual transporta entre 50 y 70 sacos de cemento, dependiendo de la inclinación del terreno, se observa una notable diferencia en eficiencia. Tomando como referencia el tiempo estimado de carga de 50 sacos de cemento, se logra un tiempo de 32 minutos, mientras que, con la ayuda de la máquina, este tiempo se reduce significativamente a 13 minutos. Esto implica un ahorro de tiempo de 19 minutos, cerca del 60% lo que se traduce en una mejora sustancial en la eficiencia del proceso.

### 5.2.9 Evaluación de costos en la automatización de elevar sacos de cemento

En la tabla 5.9, se muestra los valores del costo del consumo de energía eléctrica, así como el costo estimado del operario para realizar el trabajo de elevar 100 bolsas de cemento.

Tabla 5.9.

*Comparación de costos para elevar 100 sacos de cemento.*

Máquina	Unidad	Costo consumo eléctrico	Hombre	Unidad	Costo estimado de personal
Potencia de compresor	[hp]	10			
Tiempo estimado de trabajo	[min]	26	Tiempo estimado de trabajo	[min]	64
Costo consumo energía eléctrica	$\left[\frac{\text{soles}}{\text{kW} \cdot \text{hr}}\right]$	0.6	Costo hr/hombre	$\left[\frac{\text{soles}}{\text{hr}}\right]$	20
Total	[soles]	1.95	Total	[soles]	21.3

El análisis muestra que operar la máquina para elevar 100 sacos de cemento cuesta 2 soles, en comparación con los 21.5 soles del proceso manual, lo que representa un ahorro de 19.5 soles por cada 100 sacos. Según las estimaciones registradas, una empresa en este sector puede trasladar entre 100 y 180 sacos diarios, lo que podría traducirse en un ahorro anual de entre 7,020 y 12,636 soles.

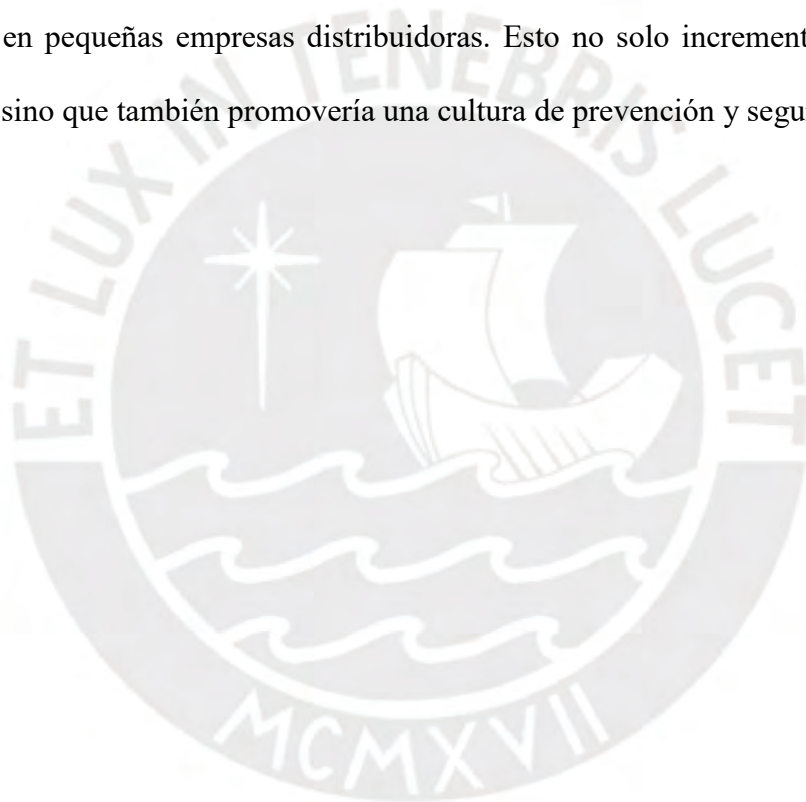
Aunque estos datos pueden variar con el tiempo y no incluyen los costos de mantenimiento, es importante destacar que el sistema de izaje ofrece una ventaja significativa debido a su versatilidad, facilitando la elevación de otros productos como rollos de cable, alambres y cajas.

## Conclusiones

- Hemos logrado desarrollar un diseño que cumple con los requisitos para elevar cargas de hasta 50 kg mediante la generación de vacío, manteniendo una presión de  $-40\text{ kPa}$  y una presión de trabajo de 6 bar. Además, diseñamos una estructura que permite un ángulo de barrido de  $270^\circ$  y un brazo articulado con un alcance máximo de 3 metros. Por otra parte, se logró rediseñar, mediante la validación del prototipo, el sistema de sujeción para convertirlo en un mecanismo ergonómico que facilita la maniobrabilidad a diferentes alturas y ángulos de inclinación.
- En la fabricación del prototipo, validamos parámetros de diseño como la presión de succión, adherencia y la capacidad de sujetar la carga. Enfrentamos desafíos en la adquisición de equipos para sistemas de vacío debido a la limitada disponibilidad y altos costos. Sin embargo, encontramos oportunidades de ahorro en las ventosas mediante manufactura aditiva. Estos hallazgos son vitales, ya que la importación de ventosas puede incrementar significativamente los costos de la máquina.
- La máquina diseñada tiene un costo estimado de 16519 soles. Cada componente se ha cotizado en el mercado nacional, lo que facilita la adaptación a necesidades específicas y el mantenimiento local. Su implementación reducirá aproximadamente un 60% del tiempo

de carga y descarga, mejorando significativamente la eficiencia. Estos beneficios se extienden tanto a micro y pequeñas empresas como a distribuidoras de mayor capacidad de venta de bolsas de cemento, anticipando una rápida recuperación de la inversión.

- Además de centrarnos en la optimización de los tiempos de despacho de bolsas de cemento en camiones de hasta 5 toneladas, pretendemos proponer a UNACEM, como proveedor de cemento, que respalde y promueva el uso de maquinaria para la manipulación de su producto en pequeñas empresas distribuidoras. Esto no solo incrementaría la eficiencia logística, sino que también promovería una cultura de prevención y seguridad laboral.



## Recomendaciones

- **Realizar pruebas de resistencia de las bolsas de cemento:** Aunque se estima la resistencia del papel Kraft, estos valores no reflejan el comportamiento real debido a que el empaque presenta múltiples capas y una lámina de plástico interna. Además, factores como el envejecimiento del papel y las condiciones de temperatura afectan dicha resistencia. Por ello, se recomienda crear un banco de pruebas para evaluar la resistencia de las bolsas de cemento, proporcionando un valor de esfuerzo límite que garantice la integridad del material durante la elevación.
- **Modificación de las conexiones eléctricas del sistema de elevación:** Es necesario adaptar la conexión del limit switch, del winche eléctrico, para que se ubique por debajo del brazo extremo, tal como se muestra en el plano general de ensamble. También se debe extender el cable del control manual para facilitar las operaciones de elevación y descenso. Estas modificaciones pueden implementarse durante la fase de instalación y pruebas en vacío.
- **Explorar una línea de investigación sobre sistemas de vacío para máquinas de elevación y transporte:** Se sugiere la posibilidad de establecer una línea de investigación centrada en sistemas de vacío para experimentar y prototipar nuevas técnicas de agarre y superficies de adherencia, así como formas de ahorro energético mediante el control de parámetros a través de la implementación de sensores de carga, proximidad y otros. Asimismo, explorar el campo de los sistemas mecánicos ingravidos y su control autónomo.

## Bibliografía

Alexándrov, M. (1976). *Aparatos y máquinas de elevación y transporte* (traducido del ruso por José Puig). Editorial Mir.

Barriga, E. B. (2018). *Neumática*. Lima, Perú.

Barriga, E. B. (2017). *Métodos de diseño en ingeniería mecánica*. Lima, Perú.

Beumer Group. (s.f.). *Autopac®: Automated Loading and Palletising of Bagged Goods* [PDF]. Retrieved October 30, 2023, from <https://www.beumergroup.com/pd/loading-technology/autopac-loading-palletising/>

Decker, K-H. (1980). *Elementos de máquinas*. Bilbao, España: URMO, S. A. DE EDICIONES.

E. Kroemer, K. H. (1997). *Ergonomic Design of Material Handling Systems*. Florida, Estados Unidos: Taylor and Francis Group.

Elliott, B. S. (2006). *Compressed Air Operations Manual*. New York, Estados Unidos: McGraw-Hill.

Esposito, A. (2014). *Fluid power with applications*. Harlow, Inglaterra: Pearson Education Limited.

FLSmidth (2016). *Manual and automatic truck and wagon loaders, FLSmidth* [PDF]. <https://www.flsmidth.com/en-gb/products/truck-and-wagon-loading>

Hesse, S. (2004). *Las pinzas y sus aplicaciones*. Festo

Hibbeler, R. C. (2012). *Análisis estructural* (8va. Edición). Naucalpan de Juárez, México: Pearson Education.

Indeva Group (n.d.). *Industrial manipulators and Load Manual Handling Solutions* [PDF]. Retrieved October 30, 2023, from [https://www.indevagroup.com/industrial-manipulators/?\\_gl=1\\*yr1p4w\\*\\_ga\\*NjYzNzk1MTUwLjE2OTg3NzkyMTQ.\\*\\_ga\\_5WRWMSH2HH\\*MTY5ODc3OTIxMy4yLjAuMTY5ODc3OTIxMy4yLjAuMA](https://www.indevagroup.com/industrial-manipulators/?_gl=1*yr1p4w*_ga*NjYzNzk1MTUwLjE2OTg3NzkyMTQ.*_ga_5WRWMSH2HH*MTY5ODc3OTIxMy4yLjAuMTY5ODc3OTIxMy4yLjAuMA).

Kulwiec R. A. (1985). *Materials Handling Handbook* (2da, Edición). Canadá: Wiley.

Li, A., Shi, Y., Zhang, J., & Zhang, Y. (2021). Comparative analysis of the physical and mechanical properties of kraft paper and watercolor paper. *Maderas. Ciencia y tecnología*, 23(45), 1-12. <https://doi.org/10.4067/s0718-221x2021000100445>

Manual del Constructor de Maquinaria. (1991). *Manual del Constructor de Maquinaria* (Vol. I, Traducido del ruso por J. Aquesolo Alonso). URSS

Monkman, G. J., Hesse, S., Steinmann, R., y Schunk, H. (2007). Robot Grippers. In *Robot Grippers*. Weinheim, Alemania: WILEY-VCH. <https://doi.org/10.1002/9783527610280>

Mott, R. L., Vavrek, E. M., & Wang, J. (2018). *Machine Elements in Mechanical Design* (6th ed.). Pearson Education

Nonnast Manchón, R. (1993). *El proyectista de estructuras metálicas: Tomo I* (18. ed.). Paraninfo.

P.C. GOPE. (2012). *Machine Design: Fundamentals and Applications*. New Delhi, India: PHI Learning Private Limited.

Pacific Hoists. (n.d.). *Pacific electric winch CWG30151 - Pacific Hoists* [PDF]. Retrieved October 30, 2023, from <https://www.pacifichoists.com.au/products/item/pacific-electric-winch500kg-24v-lv-control415v-cwg30151/>

Paulsen, K (2017). *Elementos de máquinas I*. Lima: Editorial Pontificia Universidad Católica del Lima, Perú. Consulta: 31 de septiembre del 2022.

Salam, A. (2022). Fundamentals of Pneumatics and Hydraulics. In *Fundamentals of Pneumatics and Hydraulics*. Kitchener, Canadá: Springer Nature. <https://doi.org/10.1007/978-981-19-0855-2>.

Siddhartha Ray. (2008). *Introduction to materials handling*. Calcuta, India: New Age International Publishers.

SKF. (n.d.). *Tipo de rodamiento y disposición / SKF* [PDF]. Retrieved October 30, 2023, from <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-type-and-arrangement>

SMC Corporation. (n.d.). *ZHV, Caudal de vacío / SMC Perú* [PDF]. Retrieved October 28, 2023, from <https://www.smc.eu/es-pe/productos/zhv~173868~nav>

SMC Corporation. (n.d.). *ZH-A, Eyector de vacío, Modelo caja/ Modelo montaje individual, Sistema métrico / SMC Perú* [PDF]. Retrieved October 28, 2023, from <https://www.smc.eu/es-pe/productos/zh-a~138195~nav?productId=138197>

SMC Corporation. (n.d.). *Sin marcas ranurada - ZP3E / SMC Peru* [PDF]. Retrieved October 30, 2023, from <https://www.smc.eu/es-pe/productos/sin-marcas-ranurada-zp3e~138707~cfg>

SMC Corporation. (n.d.). *ZL112A, Eyector de vacío multietapa / SMC España* [PDF]. Retrieved October 31, 2023, from <https://www.smc.eu/es-es/productos/zl1-3-6~31359~nav?productId=161680>

Spotts M.F. (1982). *Proyecto de elementos de máquinas*. Barcelona, España: Editorial Reverté.

Vanegas, U. (2018). *Diseños de elementos de máquinas*. Pereira, Colombia: Editorial Universidad Tecnológica de Pereira.

Zetina Muñoz, J. R. (2004). *Manual del diseño en acero*. México.



# ANEXOS

## A. Cuadro comparativo de ventajas y desventajas de un eyector de vacío y una bomba de vacío

Tabla A.1.

*Ventajas y desventajas de eyector Venturi y bomba de vacío*

Eyector Venturi		Bomba de vacío	
Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas
No necesitan partes móviles	Capacidad de vacío limitada	Mayor capacidad de vacío	Costo inicial elevado
Integración directa al punto de vacío	Requiere una fuente de aire comprimido	Menor consumo de energía en aplicaciones continuas	Vacío permanente, pérdida de energía para sistemas no continuos.
Costo inicial bajo	Menos control preciso	Bajo mantenimiento	

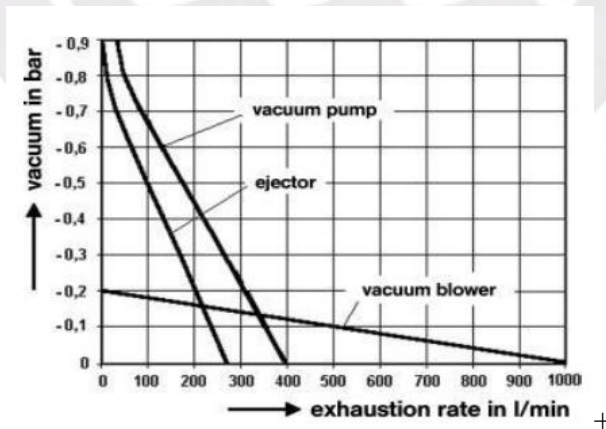


Figura A.1. Comparación de presión de vacío vs caudal de una bomba de vacío y un eyector (Monkman et al., 2007).

## B. Cálculo con datos experimentales y equivalencia con catálogo

### B.1. Fuerza de succión teórica para modelo de ventosa tipo 1

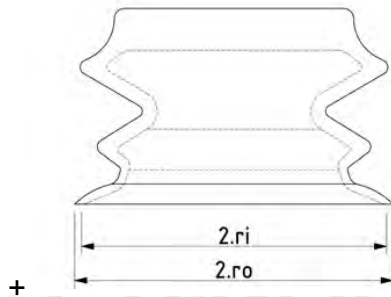


Figura B.1. Dimensiones de prototipo de ventosa tipo 1.

Para obtener la fuerza de succión, se necesitan los siguientes parámetros:

- Radio exterior de ventosa ( $r_o$ ) : 3.25 cm
- Radio interior de ventosa ( $r_i$ ) : 3 cm
- Número de ventosas ( $z$ ) : 1
- $P_{atm} = 101.3 \text{ kPa}$
- $P_{succ} = -40.5 \text{ kPa}$  (presión registrada según vacuómetro)
- Masa de la carga, según el prototipo ( $m$ ) : 4.5 kg

$$A_o' = \pi r_o^2 = 33.18 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.1})$$

$$A_i' = \pi r_i^2 = 28.27 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.2})$$

$$P_{succ(abs)} = P_{atm} + P_{succ} = 60.8 \text{ kPa} \quad (\text{B.3})$$

$$F = A_o \cdot P_{atm} - A_i \cdot P_{succion(abs)} = 164.2 \text{ N} \quad (\text{B.4})$$

Dado que desconocemos la rugosidad del material, aplicamos un factor de seguridad de 3 y luego comparamos con la carga real.

$$F_c = \frac{F}{S} = 54.7 \text{ N} \quad (\text{B.5})$$

Sea  $F_{cr}$  la carga a elevar, según el prototipo se obtiene:

$$F_{cr} = m \cdot g = 42.5 \text{ N} \quad (\text{B.6})$$

$$F_c > F_{cr}$$

## B.2. Comparación del cálculo según catálogo

Se desarrolló, el cálculo según los pasos mostrados en el catálogo de selección de SMC Corporation. Para ello, se consideró la carga real equivalente calculada de la ecuación B.6.

- Factor de seguridad recomendada( $t$ ): 4
- Presión de vacío (P):  $-40.5 \text{ kPa}$

$$\text{Fuerza de elevación} = \text{Fuerza teórica} \cdot \frac{1}{t} \quad (\text{B.7})$$

De la ecuación B.2, se tiene el área interior de la cavidad de la ventosa. El objetivo será calcular el número de ventosas que se requiere para elevar un cargar real de 42.5 kilogramos.

$$F_{elev} = P \cdot S \cdot (0.1) \cdot \frac{1}{t} \quad (\text{B.8})$$

Sea  $F_{cr1}$  la carga real a elevar

$$F_{cr1} = m \cdot g = 425 \text{ N} \quad (\text{B.9})$$

Cálculo del número de ventosas necesarias ( $n$ )

$$425 = 40.5 \cdot (n \cdot 28.27) \cdot 0.1 \cdot \frac{1}{4} \quad (\text{B.10})$$

$$n = 15 \text{ ventosas}$$

Se determinó que se necesitan 15 ventosas de un área de  $28.3 \text{ cm}^2$  o el equivalente al área de  $425 \text{ cm}^2$ . Según el cuadro de la figura B.2, se observa que se pueden realizar múltiples combinaciones, según el área; por ejemplo, se podría elegir una ventosa de diámetro de 250 mm, o 4 ventosas de diámetro de 125 mm.

Diámetro de ventosa (ø63 a ø340)		(N)							
Diámetro de ventosa (mm)	ø63	ø80	ø100	ø125	ø150	ø250	ø300	ø340	
Área de ventosa S (cm <sup>2</sup> )	31.2	50.2	78.5	122.7	176.6	490.6	706.5	907.5	
Presión de vacío (kPa)	-85	265	427	667	1043	1501	4170	6005	7714
	-80	250	402	628	982	1413	3925	5652	7260
	-75	234	377	589	920	1325	3680	5299	6806
	-70	218	351	550	859	1236	3434	4946	6353
	-65	203	326	510	798	1148	3189	4592	5899
	-60	187	301	471	736	1060	2944	4239	5445
	-55	172	276	432	675	971	2698	3886	4991
	-50	156	251	393	614	883	2453	3533	4538
	-45	140	226	353	552	795	2208	3179	4084
	-40	125	201	314	491	706	1962	2826	3630

Figura B.2. Cuadro de selección de ventosa según (SMC Corporation, s.f.).

### B.3. Fuerza de sujeción teórica para modelo de ventosa tipo 2

De manera análoga se calculó la fuerza de sujeción de la ventosa tipo 2, mostrada en la figura

B.3.

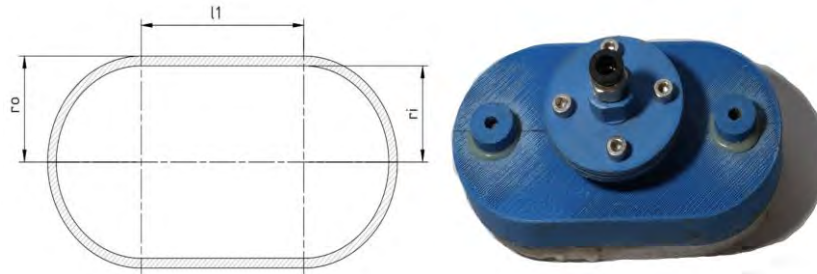


Figura B.3. Dimensiones de prototipo de ventosa tipo 2.

- Radio exterior de ventosa ( $r_o$ ) : 3.65cm
- Radio interior de ventosa ( $r_i$ ) : 2.75 cm
- Lado exterior ( $2 \cdot r_o$ ) : 7.3 cm
- Lado interior ( $2 \cdot r_i$ ) : 5.5 cm
- Lado 1 ( $l_1$ ) : 6.5 cm
- Número de ventosas ( $z$ ) : 1
- $P_{atm} = 101.3 \text{ kPa}$
- $P_{succ} = -40.8 \text{ kPa}$
-

$$A_{o'} = \pi r_o^2 = 41.85 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.11})$$

$$A_{i'} = \pi r_i^2 = 23.75 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.12})$$

$$A_{lo} = 2 \cdot r_o \cdot l_1 = 94.9 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.13})$$

$$A_{li} = 2 \cdot r_i \cdot l_1 = 71.5 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.14})$$

$$A_o = A_{o'} + A_{lo} = 136.75 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.15})$$

$$A_i = A_{i'} + A_{li} = 95.25 \text{ cm}^2 \quad (\text{B.16})$$

$$F = A_o \cdot P_{atm} - A_i \cdot P_{succ(abs)} = 809.01 \text{ N} \quad (\text{B.17})$$

Considerando un factor de seguridad de 4, debido a que podría existir movimientos verticales y horizontales

$$F_c = \frac{F}{S} = 202 \text{ N} \quad (\text{B.18})$$

$$F_{cr} = m \cdot g = 42.5 \text{ N} \quad (\text{B.19})$$

$$F_c > F_{cr}$$

Por lo tanto, se concluye que el modelo tipo 2 de la ventosa diseñada, puede sujetar una carga de hasta 20 kg.

#### **B.4. Caudal promedio de succión del eyector de vacío**

- Diámetro de la tubería ( $D$ ) : 0.8 cm
- Longitud de la tubería ( $L$ ) : 50 cm
- Volumen de la cavidad de la ventosa, tipo 2 ( $V_v$ ) :  $238 \text{ cm}^3$
- Tiempo estimado de adsorción ( $t_a$ )<sup>1</sup>: 2 s

---

<sup>1</sup> El tiempo estimado de adsorción se estima según los requerimientos del proceso, establecido por el cliente.

Volumen de la conexión neumática

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot (0.001) = 0.025 L \quad (\text{B.20})$$

Volumen total del conexionado, considerado desde el punto de inicio del vacío

$$V_t = V_v + V = 0.263 L \quad (\text{B.21})$$

Caudal, según el tiempo estimado de adsorción

$$Q = \frac{V_t}{t_a} \cdot 60 = 7.89 L/min \quad (\text{B.22})$$

- Caudal requerido, según catálogo de ventosas modelo ZP3 (SMC Corporation, s.f.)

$$Q_{max} = (2 \text{ a } 3) \cdot Q = 23.67 L/min \quad (\text{B.23})$$

Se debe elegir un eyector cuyo caudal máximo de succión sea mayor al  $Q_{max}$  calculado, a partir de ello se seleccionó el eyector de vacío de código ZH13DS.

### B.5. Verificación del tiempo de adsorción

Según la gráfica mostrada en la figura B4, en la curva de caudal se observa que para una presión de 0 kPa, se obtiene un caudal máximo de 40 litros por minuto, este valor será necesario para estimar el caudal de succión del eyector, considerando las pérdidas.

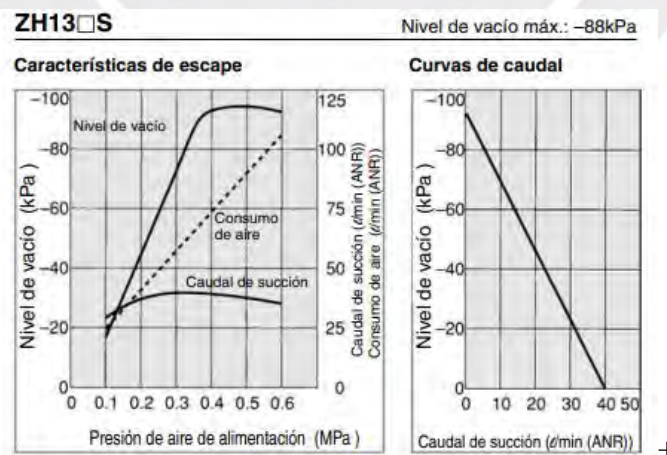


Figura B.4. Curva de caudal del eyector ZH13 (SMC Corporation, s.f.).

Caudal máximo de succión

$$Q_{max} = 40 \text{ L/min} \quad (\text{B.24})$$

Caudal de succión del eyector

$$Q_1 = \left(\frac{1}{2} \text{ a } \frac{1}{3}\right) Q_{max} = 20 \text{ a } 13.3 \text{ L/min} \quad (\text{B.25})$$

### B.6. Volumen de fuga a través de la prueba de adsorción

De acuerdo a los ensayos realizados, se obtuvo una presión manométrica de  $-40 \text{ kPa}$ . Utilizando este valor y la gráfica presentada en la figura B4, en la curva de caudal, se determina un flujo aproximado de 21 litros por minuto.

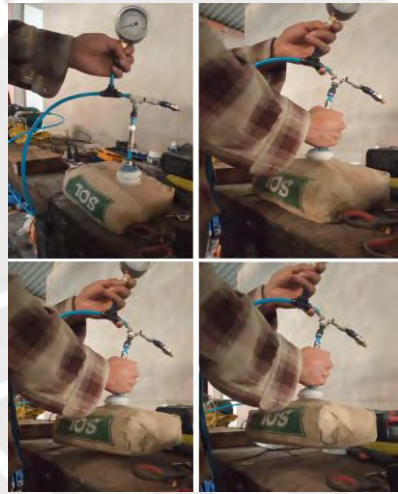


Figura B.5. Prueba de adsorción

El caudal de succión del eyector  $Q_2$  servirá posteriormente para ser comparado con el caudal de la ecuación B.25.

Caudal a una presión de vacío de  $-40 \text{ kPa}$

$$Q_2 = 21 \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad (\text{B.26})$$

## B.7. Tiempo de respuesta de adsorción

Para calcular el tiempo de adsorción, es necesario estimar el tiempo requerido para alcanzar el 63% y el 95% de vacío, como se muestra en la figura B.6. Siguiendo las recomendaciones del fabricante, se debe seleccionar el caudal menor entre  $Q1$  y  $Q2$ . En este caso, el caudal seleccionado es de 13.3 litros por minuto.

Tiempo para alcanzar el vacío al 63 %

$$t_1 = \frac{Vt. 60}{Q1} = 1186 \text{ ms} \quad (\text{B.27})$$

Tiempo para alcanzar el vacío al 95%

$$t_2 = 3. t_1 \cong 3.5 \text{ s} \quad (\text{B.28})$$

Se determinó que se necesitan aproximadamente 4 s para llenar la cavidad de la ventosa tipo 2 con un caudal de 13.3 litros por minuto en el ejector.

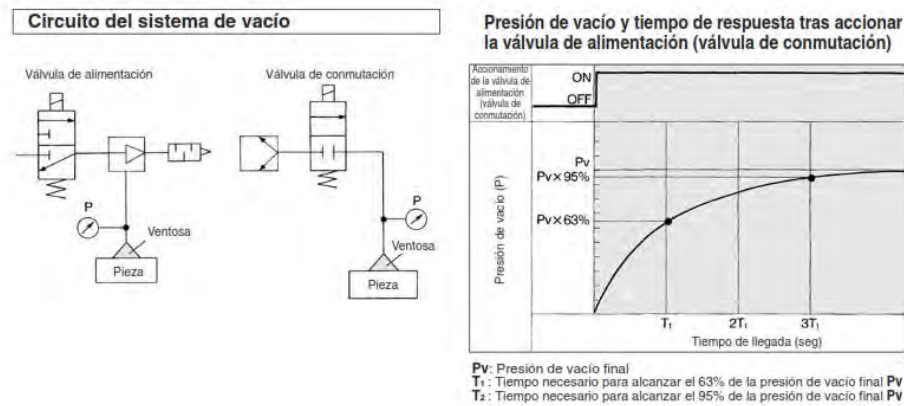


Figura B.6. Gráfica de presión de vacío vs tiempo de respuesta de adsorción (SMC Corporation, s.f.).

## C. Estimación de consumo de caudal, según ensayos de prueba.

Para estimar el caudal necesario del eyector de vacío, registramos la presión de entrada y la presión en la zona de succión, como se muestra en la figura C.1 (a).

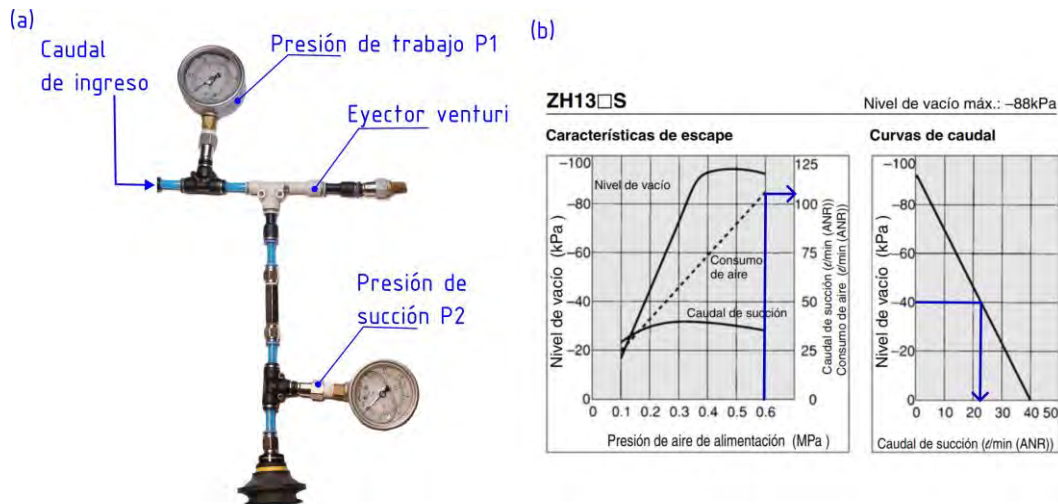


Figura C.1. a Diagrama de conexiones para ensayo experimental b Curvas características de caudal y presión.

- Presión de ingreso ( $P_1$ ): 6 bar
- Presión de salida ( $P_2$ ): - 0.4 bar
- Diámetro de ingreso del flujo ( $D$ ): 8 mm
- Diámetro del eyector ( $d$ ): 1.3 mm

De acuerdo con las curvas características, el consumo de aire es de 105 L/min, equivalente a 3.7 CFM. Esto indica que el compresor debe suministrar un caudal igual o superior al estimado.

A continuación, se presentan los datos obtenidos con los equipos utilizados:

- Potencia de motor monofásico, utilizado en los ensayos ( $P_m$ ): 1 HP
- Cantidad de ventosa ( $n$ ): 1
- Caudal estimado según capacidad de compresor ( $Q_x$ ): 4 CFM

- Carga máxima a elevar del prototipo, ventosa tipo 2:  $C_{proto} = 6 \text{ kg}$
- Carga a elevar:  $C_{real} = 42.5 \text{ kg}$

Estimación del factor de consumo de caudal

$$f = \frac{Q_x}{C_{proto}} = 0.67 \frac{CFM}{kg} \quad (C.3)$$

Según la carga a elevar, se estima que se necesita, una capacidad de caudal requerido

$$Q_1 = f \cdot C_{real} = 28.5 \text{ CFM} = 807 \frac{L}{min} \quad (C.4)$$

Caudal promedio de consumo en el eyector, según catálogo de SMC Corporation (s.f.)

$$Q_e = \left(\frac{1}{2} \text{ a } \frac{1}{3}\right) Q_1 = 404 \text{ a } 269 \frac{L}{min} \quad (C.5)$$

Ratio de potencia en relación caudal entregado por el compresor

$$r = \frac{P_m}{Q_x} = 0.25 \frac{HP}{CFM} \quad (C.6)$$

Potencia necesaria del compresor

$$P_c = r \cdot Q_1 = 7.5 \text{ HP} \quad (C.7)$$

Según los resultados obtenidos, se necesita un compresor con una potencia mayor o igual a  $7.5 \text{ HP}$  con un suministro de caudal de  $30 \text{ CFM}$  y una presión de trabajo de  $6 \text{ bar}$ .

## D.Cálculo y análisis estructural de diseño

Para el cálculo de fuerzas en la estructura del brazo horizontal, se realizaron las siguientes consideraciones:

- El apoyo en el punto N restringen la translación en el eje X y Z.
- El apoyo en el punto M restringe la traslación en eje X.
- Los pesos de las estructuras ( $F_1, F_2$ ) se consideraron como cargas puntuales en su centro de masa. Se deprecia los pesos del perfil MN y apoyo RS.
- En la figura D.1, se muestra, el caso b, un apoyo adicional para rigidizar la base del soporte.

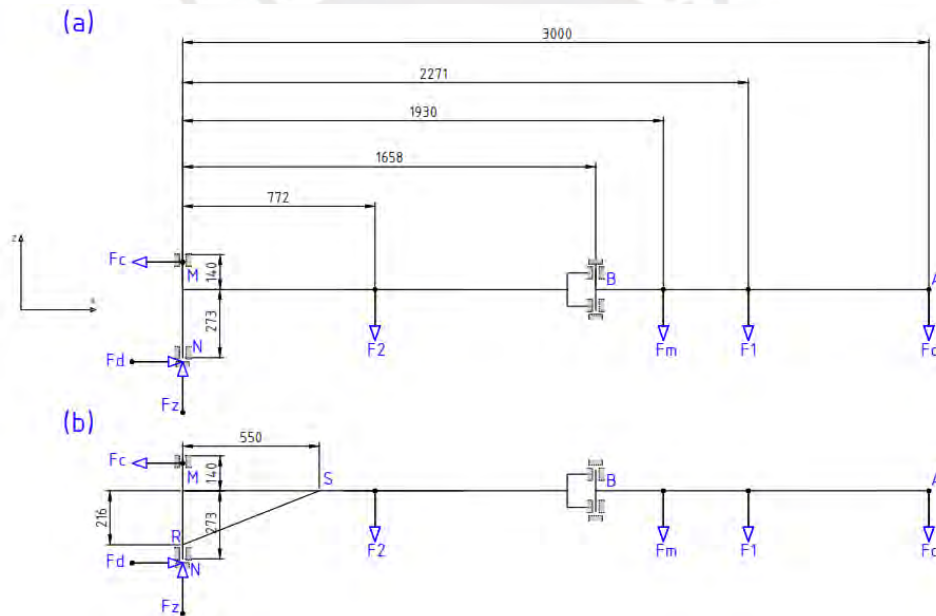


Figura D.1. **a** Diagrama de cuerpo libre de la estructura horizontal. **b** Diagrama de cuerpo libre de la estructura horizontal con el apoyo RS

Luego, planteamos el equilibrio y la sumatoria de momento respecto al punto N, se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = F_c - F_d = 0 \rightarrow F_c = F_d = 6772 \text{ N} \quad (\text{D.1})$$

$$\sum F_z = F_2 + F_m + F_1 + F_c - F_z = 0 \rightarrow F_z = 1238 \text{ N} \quad (\text{D.2})$$

$$\sum M_N = F_2 \cdot 772 + F_m \cdot 1930 + F_1 \cdot 2271 + F_c \cdot 3000 = F_c \cdot (273 + 140) \quad (D.3)$$

$$F_c = 6772 \text{ N}$$

- Verificación del cálculo mediante software SAP 2000, con el apoyo RS.

Con el propósito de determinar el punto de aplicación de la carga neta, se procedió a calcular el centro de masa de las fuerzas a lo largo del eje X mediante el empleo de la ecuación D.4. Posteriormente, se dispuso la carga total del eje Z, siguiendo el esquema simplificado, representado en la figura D.2 (a).

$$\sum X_{CM} = \frac{\sum M_i \cdot x_i}{\sum M_i} = 2259 \text{ mm} \quad (D.4)$$

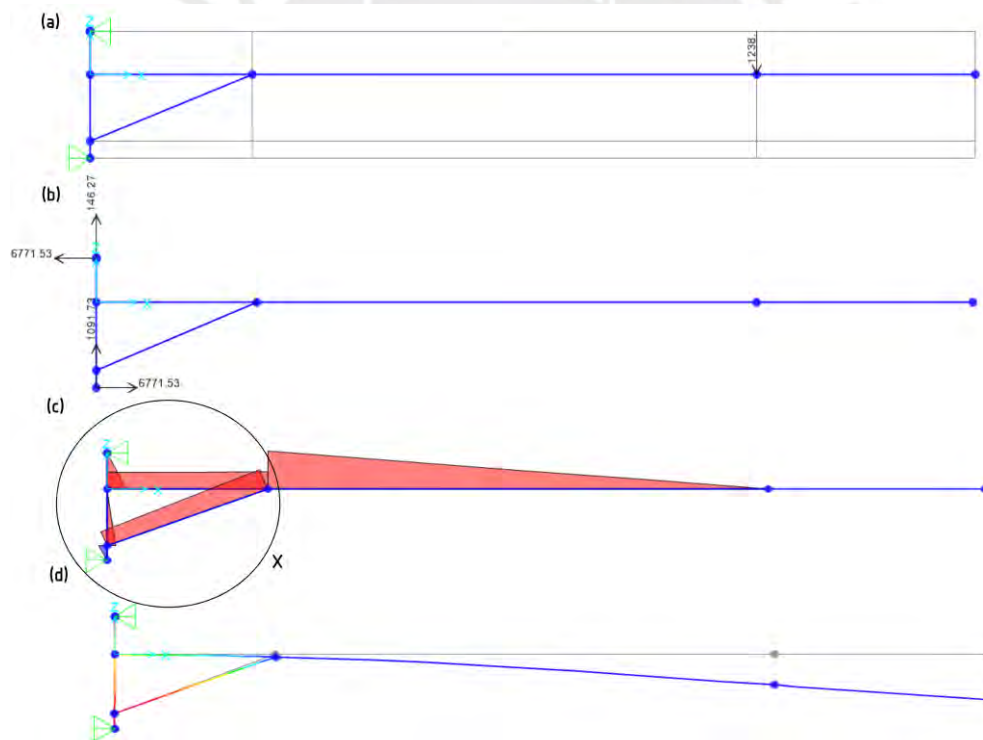


Figura D.2. **a** Colocación de carga neta. **b** Fuerzas resultantes en los apoyos. **c** Diagrama de momentos. **d** Diagrama de deflexión.

Se analizó la zona donde se presentan los mayores momentos y fuerzas sobre la estructura, para ello se amplió la imagen del brazo de la estructura vertical MN, tal como se muestra en la figura D.3

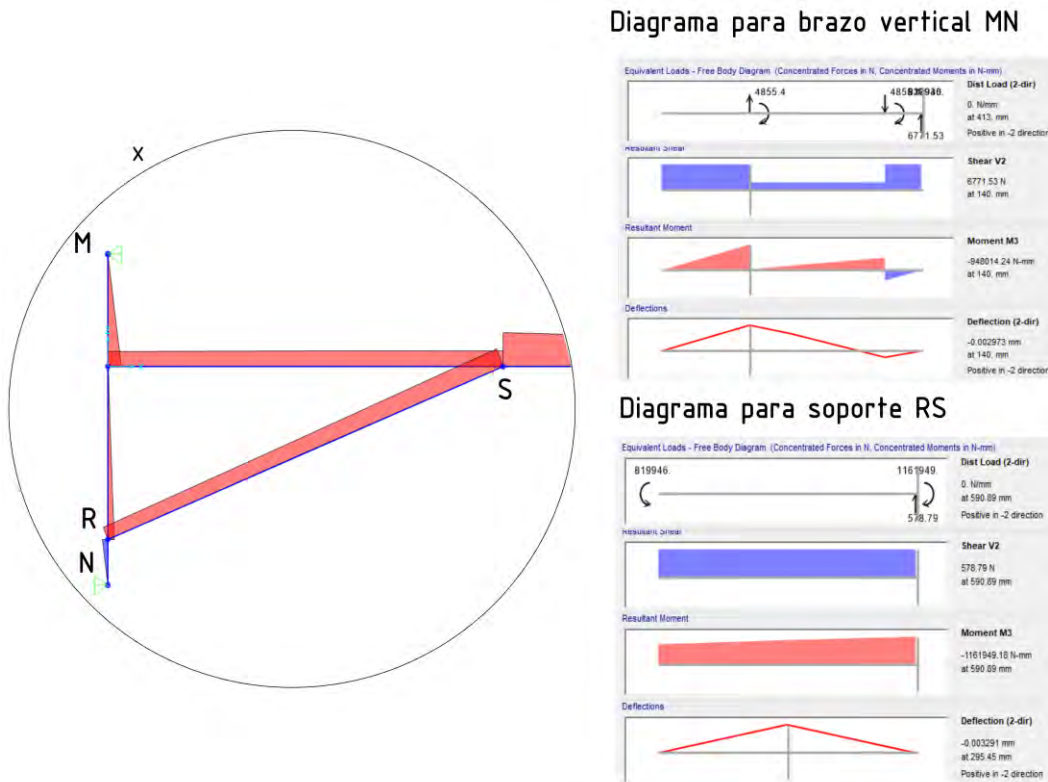


Figura D.3. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y deflexión del brazo vertical MN y soporte RS.

Se observó que las zonas críticas de mayor momento flector y fuerza cortante, en el brazo MN se presentan a 140 mm del punto M, cuya ubicación es la intersección con la base del perfil horizontal. De igual forma, el punto R presenta los valores máximos de momento flector y cortante en el brazo de apoyo RS.

Adicionalmente, se llevó a cabo un análisis de elementos finitos de dichas estructuras. Para ello, se redujo la cantidad de elementos de manera práctica y se procedió a examinar el brazo estructural principal junto con el soporte, tal como se muestra en la figura D.4.

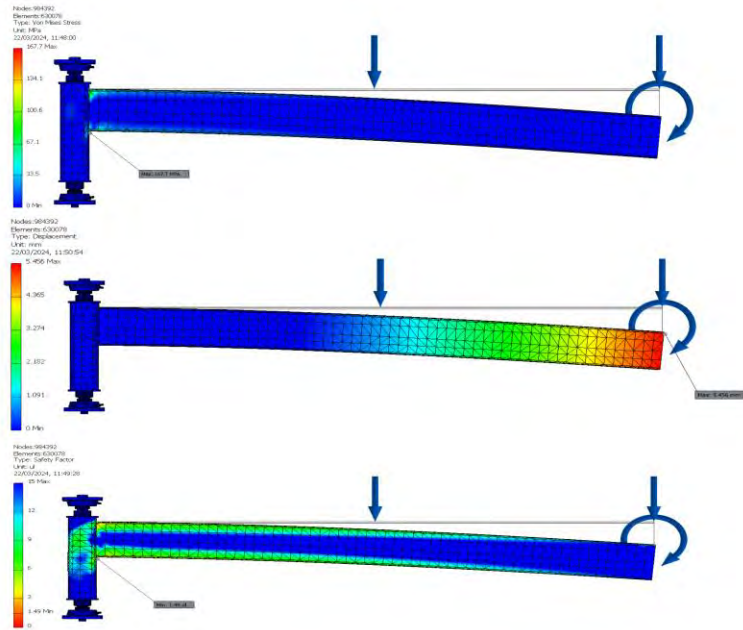


Figura D.4. Estructura horizontal sin soporte.

Los resultados muestran un factor de seguridad de 1.5 en la zona más crítica, como se aprecia en la figura D.4. Para ello, se rigidizó la base de la estructura cercana al punto de giro en el soporte del brazo vertical, según se detalla en la figura D.5, obteniendo así un factor de 3.2.

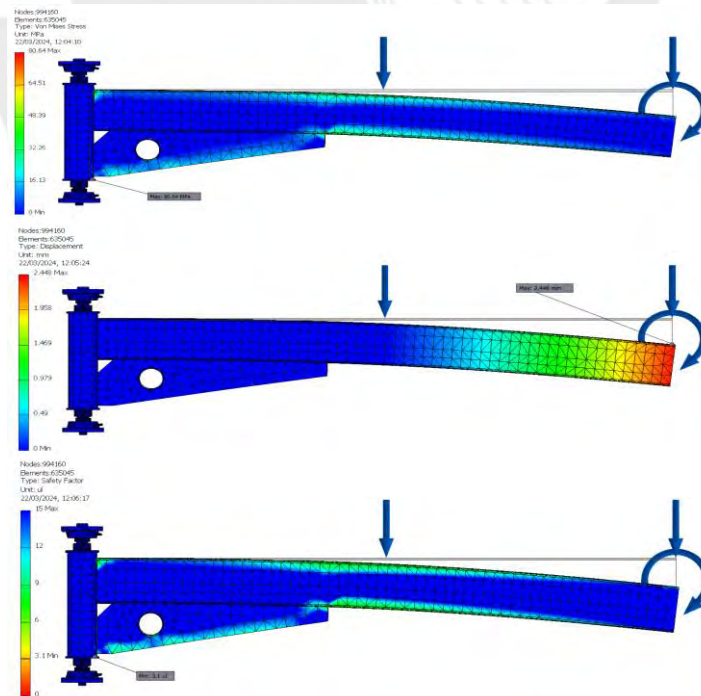


Figura D.5. Estructura horizontal con soporte.

## Análisis de eje de la articulación principal

Asimismo, se realizó un análisis de elementos finitos en el eje de la articulación ubicado en la estructura vertical MN. Para simular las condiciones críticas de carga, se aplicó en sus extremos una fuerza equivalente al momento flector máximo. Los parámetros de la simulación se detallan en la figura D.6.

Material(s)		
Name	Steel, Carbon	
General	Mass Density	7.85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	350 MPa
	Ultimate Tensile Strength	420 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.29 ul
	Shear Modulus	77.5194 GPa
Part Name(s)	Shaft ANILLO.ipt	

Force:1		Force:2		Force:3	
Load Type	Force	Load Type	Force	Load Type	Force
Magnitude	6672.000 N	Magnitude	6672.000 N	Magnitude	1238.000 N
Vector X	0.000 N	Vector X	0.000 N	Vector X	-1238.000 N
Vector Y	6672.000 N	Vector Y	-6672.000 N	Vector Y	-0.000 N
Vector Z	0.000 N	Vector Z	0.000 N	Vector Z	-0.000 N

Figura D.6. Material y fuerzas para el análisis del eje.

Los resultados principales se muestran en la figura D7.

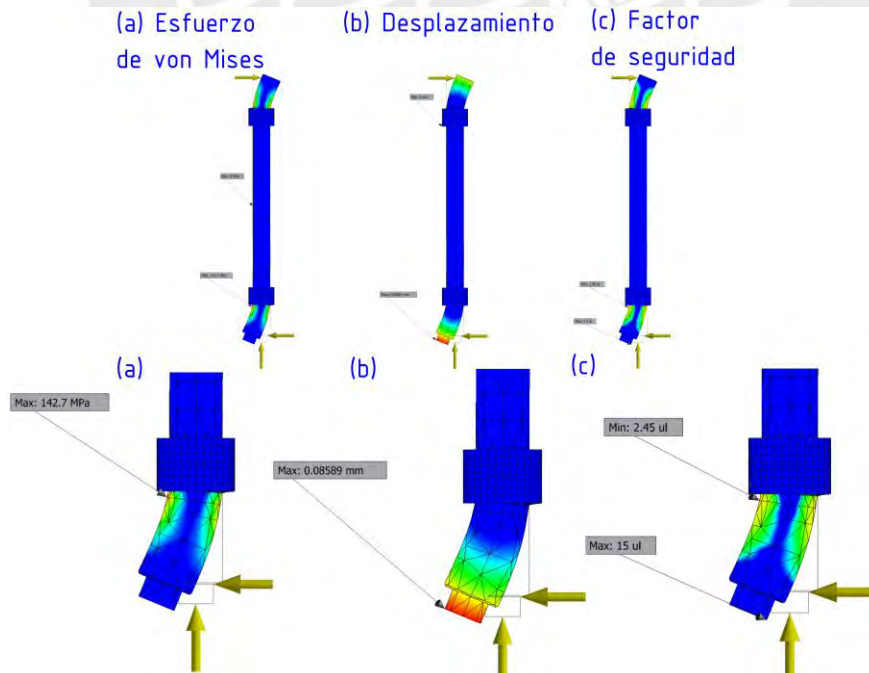


Figura D.7. Esfuerzo equivalente, desplazamiento y factor de seguridad.

## E. Análisis de zonas de momentos máximos

- Centro de masa de las cargas según el ángulo  $q_1$  y  $q_2$  de giro

Para realizar el análisis de los momentos resultantes, se procederá a determinar la ubicación del centro de masa. En este proceso, se tendrán en cuenta los ángulos variables  $q_1$  y  $q_2$  tal como se ilustra en la figura E1.

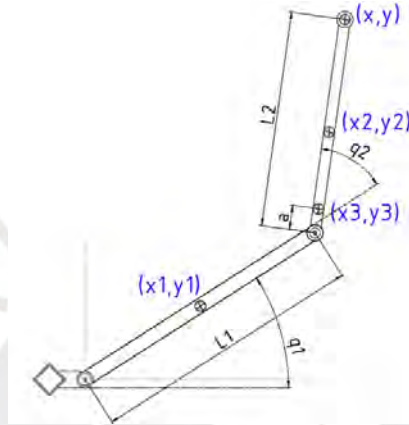


Figura E.1. Centro de masa en función de los ángulos  $q_1$  y  $q_2$ .

Desarrollando y acomodando las ecuaciones se tienen los siguientes resultados:

Posición de la abscisa del centro de masa

$$X_{cm} = \frac{(m_1 \cdot \frac{L1}{2} + m_M \cdot L1 + m_2 \cdot L1 + m_c \cdot L1) \cdot \cos q_1 + (m_M \cdot a + m_2 \cdot \frac{L2}{2} + m_l \cdot L2) \cdot \cos(q_1 + q_2)}{\sum m_i} \quad (E.1)$$

Posición de la ordenada del centro de masa

$$Y_{cm} = \frac{(m_1 \cdot \frac{L1}{2} + m_M \cdot L1 + m_2 \cdot L1 + m_c \cdot L1) \cdot \sin q_1 + (m_M \cdot a + m_2 \cdot \frac{L2}{2} + m_l \cdot L2) \cdot \sin(q_1 + q_2)}{\sum m_i} \quad (E.2)$$

Vector posición del centro de masa

$$\vec{r}_t = (X_{cm}, Y_{cm}, 0) \quad (E.3)$$

Vector de la carga total vertical

$$\vec{F}_r = (0, 0, -1238) \text{ N} \quad (E.4)$$

Utilizando las ecuaciones E.3 y E.4, se obtiene :

$$\overline{M}_r = \overline{r}_t \times \overline{F}_r = \begin{bmatrix} -1238. ((1.486. \sin q_1 + 0.793. \sin(q_1 + q_2)))^t \\ 1238. ((1.486. \cos q_1 + 0.793. \cos(q_1 + q_2))) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (E.5)$$

A continuación, con el propósito de ilustrar algunos ejemplos, se presentarán los valores del momento en los ejes X e Y en relación al ángulo  $q_2$ , para los ángulos fijos  $q_1 = 45^\circ$  y  $q_1 = 120^\circ$ , ambas gráficas en las figuras E.2 y E.3, respectivamente.

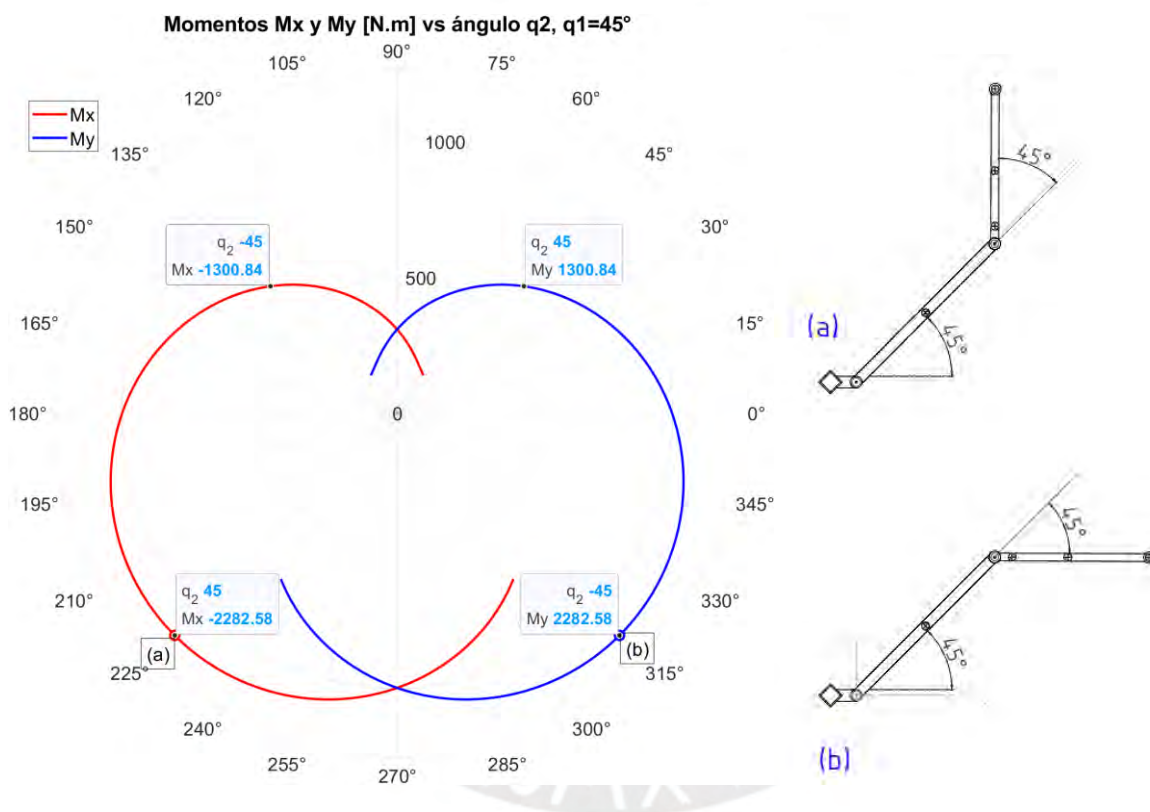


Figura E.2. **a** Máximo momento Mx ( $q_1 = 45^\circ$ ). **b** Máximo momento My ( $q_1 = 45^\circ$ ).

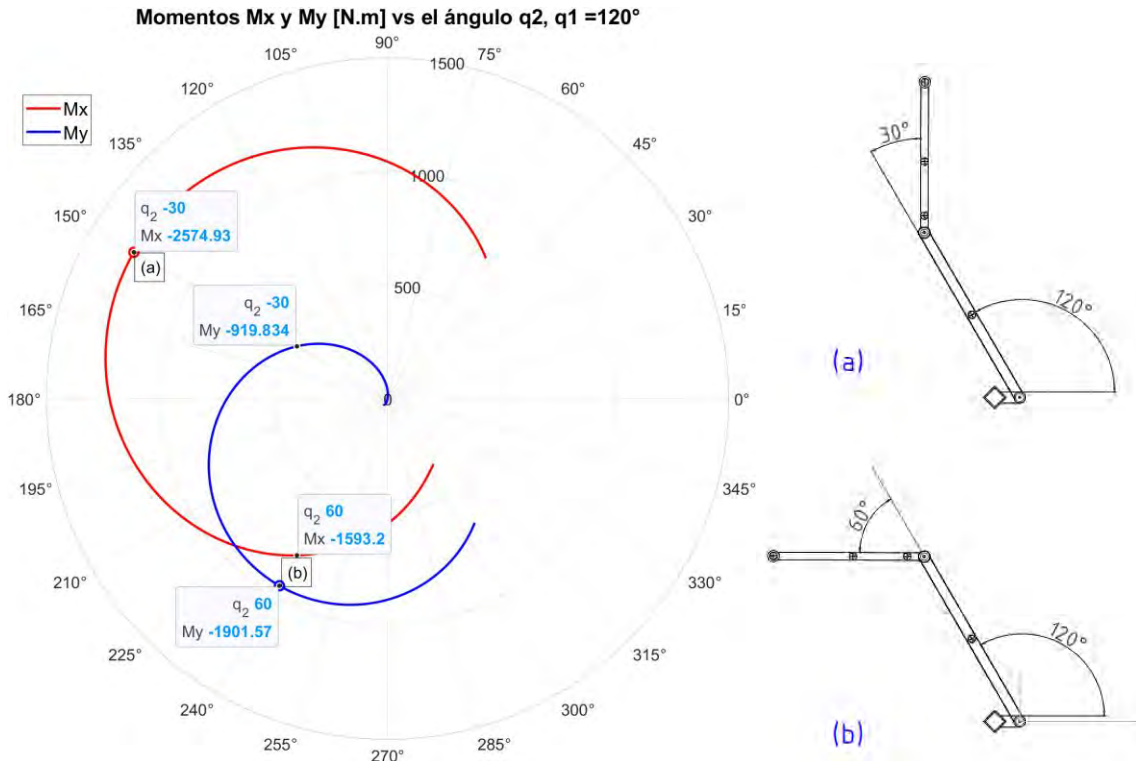


Figura E.3. **a** Máximo momento  $M_x$  ( $q_1 = 120^\circ$ ). **b** Máximo momento  $M_y$  ( $q_1 = 120^\circ$ ).

Las gráficas permiten identificar los valores del momento flector máximo, para lo cual se plantea la siguiente ecuación:

Módulo del vector  $\overline{M_r}$

$$M_r(q_2) = 1238 \cdot \sqrt{X_{cm}^2 + Y_{cm}^2} = 1238 \cdot \sqrt{2.837 + 2.3568 \cdot \cos q_2} \quad (E.6)$$

Según la ecuación, se obtiene que el módulo del momento resultante no depende del ángulo  $q_1$  y se hace máximo cuando el ángulo  $q_2$  es igual a cero.

El momento máximo

$$M_r(0^\circ) = 2821 \text{ N.m} \quad (E.7)$$

## F. Análisis de la unión soldada en función del ángulo

### ▪ Resistencia de la unión soldada

Esta unión está ubicada en la posición observada desde la sección A-A, tal como se ilustra en la figura F.1. Esta soldadura representa la unión entre la base del brazo giratorio y la estructura vertical fija. Para el análisis de los esfuerzos actuantes, se consideran los momentos máximo, eso significa cuando  $q_2$  es cero y  $q_1$  varía.

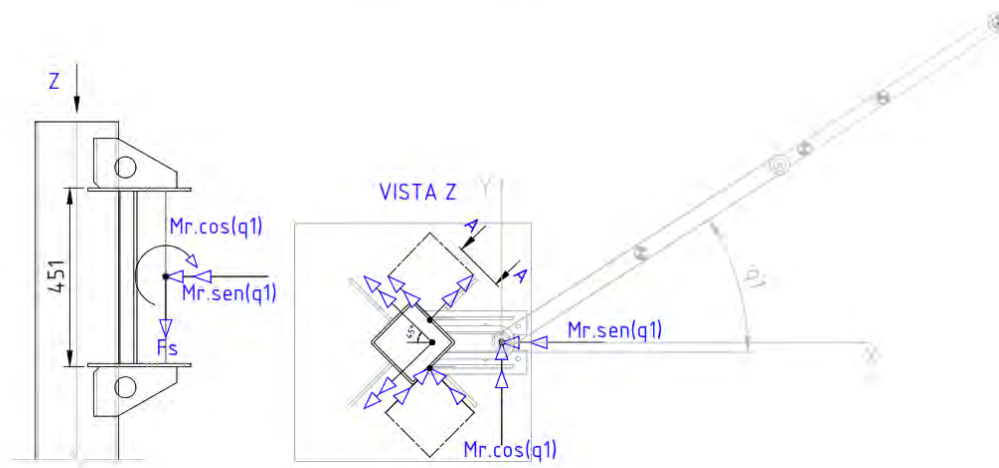


Figura F.1. Zona en posición de máximo momento, según el ángulo  $q_1$ .

Se plantean las siguientes ecuaciones:

Vector del momento genérico, utilizando la ecuación E.5 cuando  $q_2 = 0^\circ$ , se obtiene:

$$\overline{M}_s = (-M_r \cdot \sin(q_1), M_r \cdot \cos(q_1)) = (M_x, M_y) \quad (\text{F.1})$$

Fuerza cortante

$$F_c = F_r \quad (\text{F.2})$$

Momento flector en la zona 1 (lado derecho)

$$M_{fd} = M_x \cdot \frac{\cos(45^\circ)}{2} + M_y \cdot \frac{\sin(45^\circ)}{2} \quad (\text{F.3})$$

Momento torsor en la zona 1 (lado derecho)

$$M_{td} = M_y \cdot \frac{\cos(45^\circ)}{2} \quad (\text{F.4})$$

Resolviendo las ecuaciones, el vector momento sobre los ejes de la soldadura

$$\overline{M}_r = (M_{t_d}, M_{f_d}, 0) = (M_{x'}, M_{y'}, 0) \quad (F.5)$$

Módulo del vector Mr

$$M_r = 997.52 \cdot \sqrt{(1.414 \cdot \sin(45^\circ - q_1))^2 + (\cos q_1)^2} \quad (F.6)$$

En la figura F.2, se muestra la gráfica de los momentos máximos sobre la sección soldada, según el ángulo de posición del brazo, para ello se utilizó la ecuación F.6

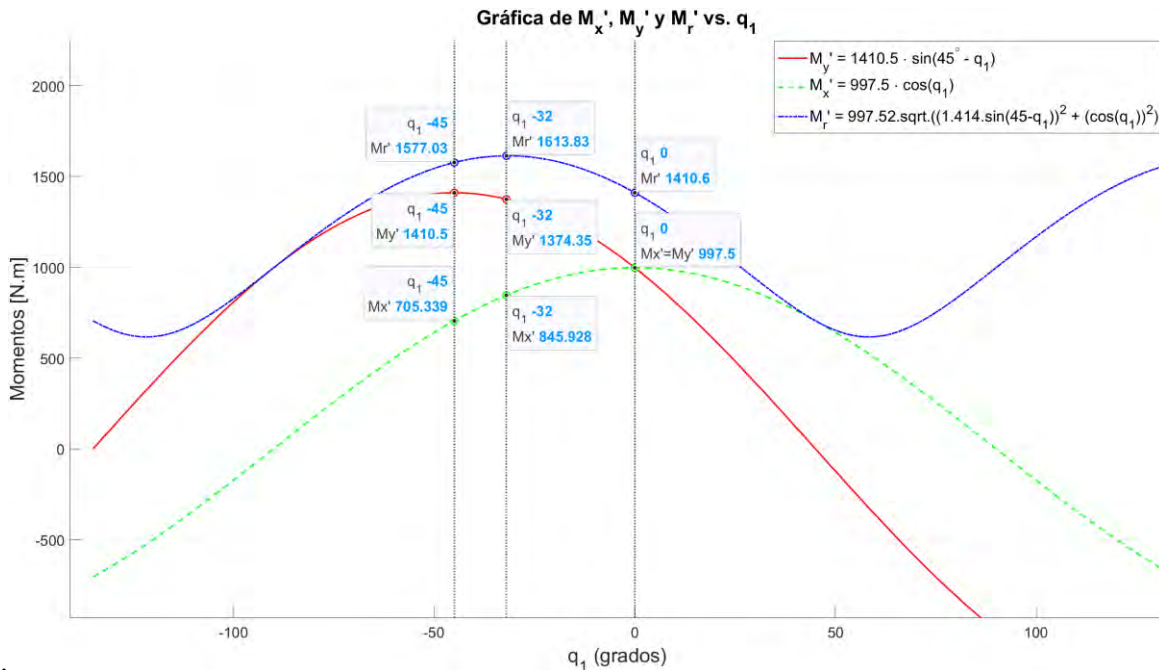


Figura F.2. Variación del momentos en los ejes X y Y según el ángulo de giro  $q_1$ .

Según la gráfica presentada, se verifica que el momento torsor más significativo ocurre a  $0^\circ$ , mientras que el mayor momento flector se registra a  $-45^\circ$ . No obstante, el momento resultante máximo se alcanza con un ángulo de  $-32^\circ$ . Para abordar el escenario más crítico, se considerará la zona soldada sometida a torsión y flexión, ambos con el valor máximo del momento resultante de 1614 N.m.

# G. Evaluación y comprobación de rigidez estructural

## Rigidez de los brazos estructurales

Para determinar el desplazamiento crítico, se realizó un análisis utilizando el método de energía de deformación aplicando el teorema de Castigliano. Es crucial destacar que se debe colocar una carga ficticia  $P$  en el extremo A, tal como se muestra en el esquema de la figura G1.

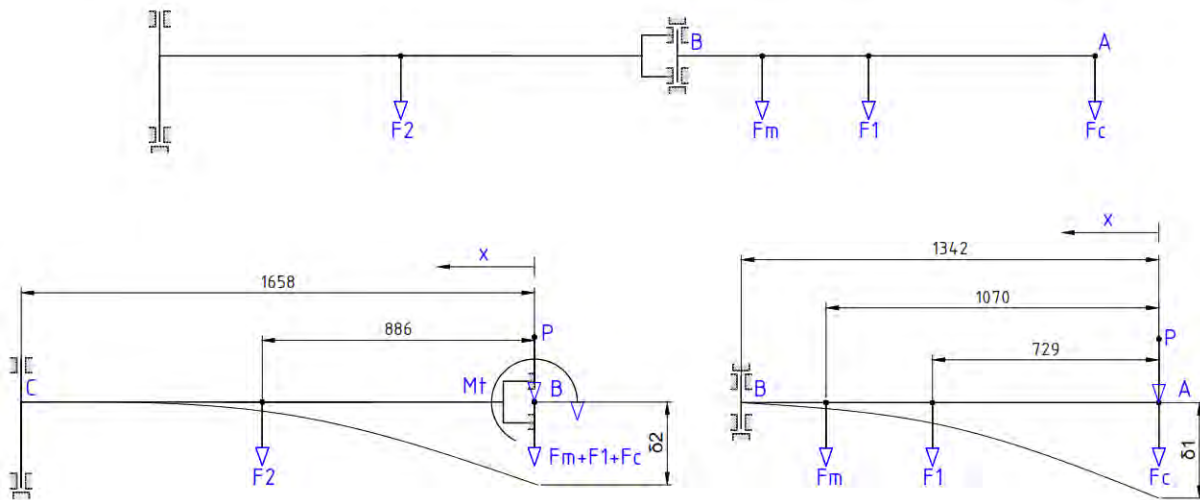


Figura G.1. Esquema de cargas, por tramos, del brazo horizontal.

A continuación, se muestran las ecuaciones de los momentos, en función de  $x$ , en los tramos AB y BC.

- Tramo AB

$$M(x) = \begin{cases} -(600 + P) \cdot x, & 0 < x < 729 \\ -(600 + P) \cdot x - 182(x - 729), & 729 < x < 1070 \\ -(600 + P) \cdot x - 182(x - 729) - 200 \cdot (x - 1070), & 1070 < x < 1342 \end{cases}$$

- Tramo BC

$$M(x) = \begin{cases} -(982 + P) \cdot x - 971166, & 0 < x < 886 \\ -(982 + P) \cdot x - 971166 - 256 \cdot (x - 886), & 886 < x < 1658 \end{cases}$$

Se observa que la derivada del momento respecto a la carga  $P$ , en ambos tramos es  $-x$ , para todo el dominio. De manera directa al multiplicar se obtiene:

- Tramo AB

$$\int \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx = \begin{cases} 600 \cdot x^2, & 0 < x < 729 \\ 600 \cdot x^2 + 182(x^2 - 729 \cdot x), & 729 < x < 1070 \\ 600 \cdot x^2 + 182(x^2 - 729 \cdot x) + 200 \cdot (x^2 - 1070 \cdot x), & 1070 < x < 1342 \end{cases}$$

- Tramo BC

$$\int \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx = \begin{cases} 982 \cdot x^2 + 971166 \cdot x, & 0 < x < 886 \\ 982 \cdot x^2 + 971166 \cdot x + 256 \cdot (x^2 - 886 \cdot x), & 886 < x < 1658 \end{cases}$$

Luego, se calcula los desplazamientos verticales

- Tramo AB

$$\delta_1 = \frac{1}{E \cdot I_1} \cdot \left( \int_0^{729} \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx + \int_{729}^{1070} \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx + \int_{1070}^{1342} \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx \right)$$

- Tramo BC

$$\delta_2 = \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot \left( \int_0^{886} \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx + \int_{886}^{1658} \frac{\partial M(x)}{\partial P} \cdot M(x) \cdot dx \right)$$

Considerando que el módulo de elasticidad del acero ASTM A500 es 210 *GPa*, y la inercia del tramo AB es  $I_1$  de 1036202  $mm^4$  y la segunda sección, del tramo BC, es  $I_2$  de 3806250  $mm^4$  por el principio de superposición, se obtiene el valor del desplazamiento total  $\delta_t$ .

$$\delta_t = \delta_1 + \delta_2 = 6.11 \text{ mm} \quad (\text{G.1})$$

Según las recomendaciones del fabricante de grúas pluma *Gorbel*, el desplazamiento máximo permitido para una viga en voladizo es  $L/150$ . Sin embargo, adoptando un enfoque más conservador Nonnast Manchón (1993) en *El proyectista de estructuras metálicas* establece que este valor debe ser  $L/250$ .

$$\delta_t < \frac{L}{250} = 6.11 \text{ mm} < 12 \text{ mm} \quad (\text{G.2})$$

El valor calculado del desplazamiento total es menor que el recomendado, por lo tanto, la estructura horizontal cuenta con buena rigidez.

## Rigidez de columna

En la figura G.2 se presenta el diagrama utilizado para el análisis de pandeo de la columna de 3 metros de altura.

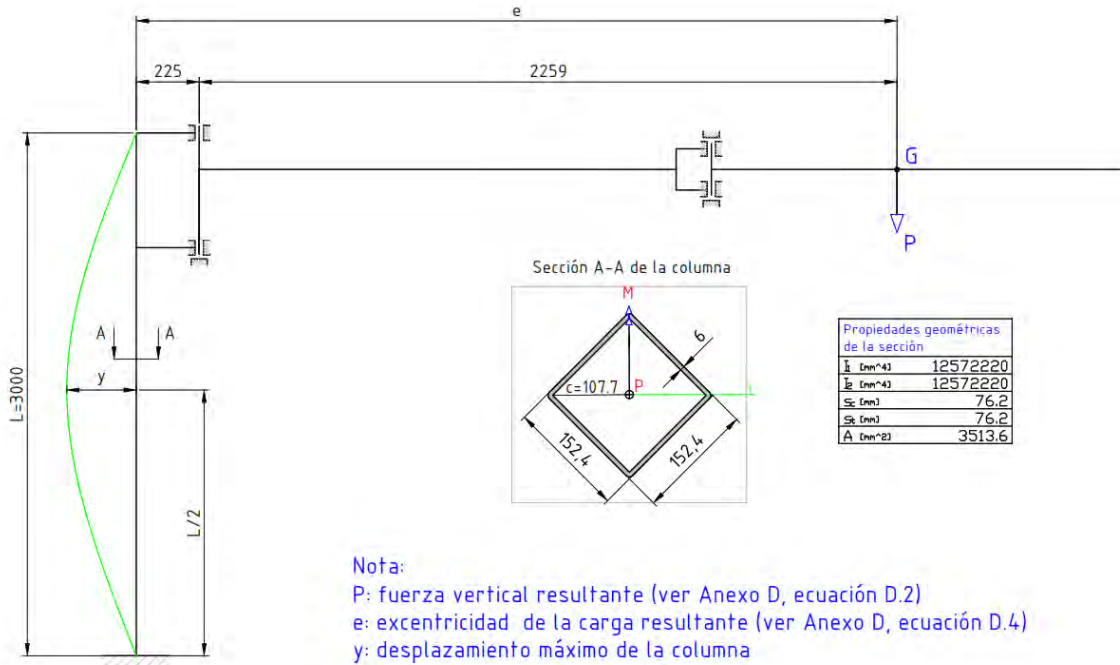


Figura G.2. Esquema de columna con carga excéntrica.

Se presenta de manera general la ecuación diferencial G.4 para el caso de una columna sometida a carga excéntrica.

Momento resultante

$$M = -(P \cdot e + P \cdot y) \quad (G.3)$$

Ecuación diferencial

$$y'' = \frac{M}{E \cdot I} \quad (G.4)$$

Al sustituir el momento en la ecuación diferencial

$$y'' + \frac{P}{E \cdot I} \cdot y = -\frac{P \cdot e}{E \cdot I} \quad (G.5)$$

Resolviendo la ecuación, se obtiene la fórmula de la secante

$$y(x) = e \cdot \left[ \tan\left(\frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}} \cdot x\right) + \cos\left(\sqrt{\frac{P}{E \cdot I}} \cdot x\right) - 1 \right] \quad (G.6)$$

Evaluable para  $x = l/2$

$$y_1 = e \left[ \sec\left(\frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}\right) - 1 \right] \quad (G.7)$$

Considerando la inercia  $I$  de la sección cuadrada de 6 pulgadas del perfil estructural, que es de  $12572220 \text{ mm}^4$ , y el módulo de elasticidad de  $210 \text{ GPa}$ . Se obtiene el pandeo lateral máximo

$$y_1 = 1.31 \text{ mm} \quad (G.8)$$

Según Nonnast Manchón (1993) en *El proyectista de estructuras metálicas*, la relación de pandeo máximo en una viga empotrada en el piso es de  $L/200$ . Se plantea la siguiente relación:

$$y_1 < \frac{L}{200} = 1.31 \text{ mm} \leq 15 \text{ mm} \quad (G.9)$$

Se verifica que la columna cuenta con la rigidez necesaria para soportar las cargas.

Además, se debe analizar el esfuerzo de compresión máxima a la mitad de la longitud, considerando tanto la componente axial como la componente de flexión.

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \cdot \left[ 1 + e \cdot \frac{c}{k^2} \cdot \sec\left(\frac{l}{2 \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{P}{E \cdot A}}\right) \right] \quad (G.10)$$

Considerado los valores de la figura G.2, además del radio de giro  $k = \sqrt{\frac{I}{A}} = 59.8 \text{ mm}$ , se obtiene:

$$\sigma_c = 26.5 \text{ MPa} \quad (G.11)$$

Se verifica que el esfuerzo calculado de la columna es mucho menor que la del material, ASTM A500, con un factor de seguridad de 11.

# H. Datos del eyector seleccionado

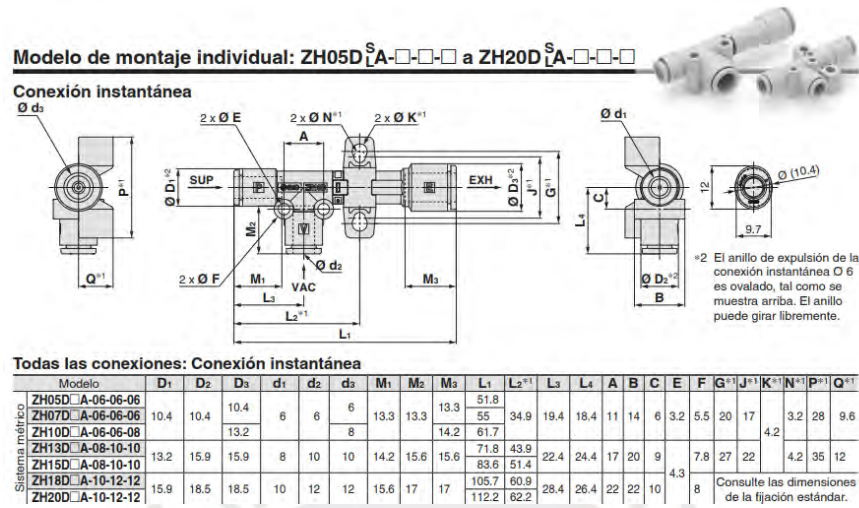


Figura H.1. Eyector, serie ZH, utilizado en el prototipo (SMC Corporation, s.f.).

## Serie ZL3/ZL6



### Dimensiones

ZL6□□□-□□□□ (Con válvula de alimentación o válvula de descarga)  
ZL6 Sin válvula

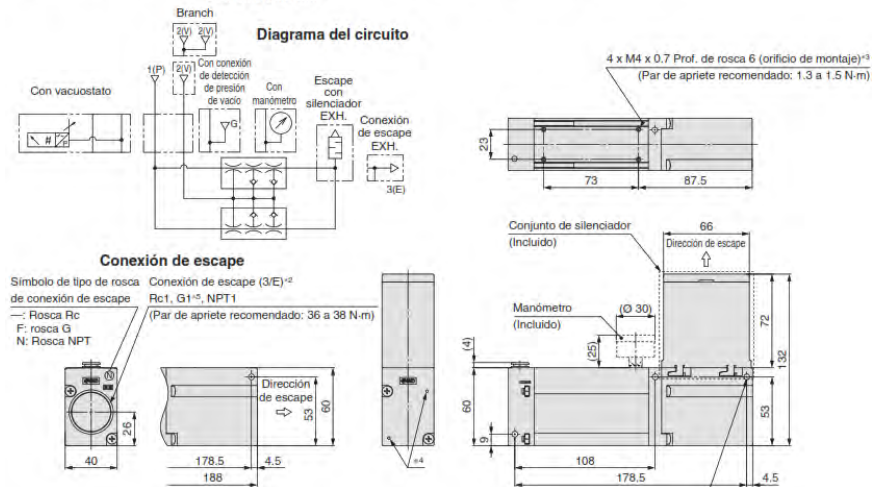


Figura H.2. Eyector multietapa de alto caudal ZL3/ZL6 (SMC Corporation, s.f.).

# I. Datos técnicos del winche eléctrico



Figura I.1. Alternativa 1. Winche eléctrico marca Alen American (mercado nacional).

## Fast Speed Mini Electric Wire Rope Hoist - DAWSON GROUP LTD

Model	Rated Capacity Single/double (kg)	Rated Volt (V)	Input Power (W)	Lifting Speed (m/min)
DS-HGS-BK200 PA-200L	100/200	AC 220/230/240 50/60Hz	1020	20/10
DS-HGS-BK300 PA-300L	150/300		1300	
DS-HGS-BK400 PA-500L	200/400		1600	
DS-HGS-BK500 PA-500L	250/500		1800	

Figura I.2. Alternativa 2. Datos técnicos del winche eléctrico (Dawson Group, s.f.)

# J. Propiedades físicas y mecánica de los perfiles estructurales y planchas

## Norma de fabricación

ASTM A36

## Composición Química

Norma	C máx %	Mn %	P máx %	S máx %	Si máx %
ASTM A36	0.26	-	0.04	0.05	0.40

## Propiedades Mecánicas

Norma	Límite de Fluencia	Resistencia a la tracción	Elongación mín (2")
	Mpa	Mpa	%
ASTM A36	248	400 - 550	15

## Dimensiones y pesos nominales (kg/m)

Espesor (mm)	Ancho (mm)	Largo (mm)	Peso teórico
t	A	B	kg
1.80	1200	2400	40.69
2.00	1200	2400	45.22
2.50	1200	2400	56.52
3.00	1200	2400	67.82
4.00	1200	2400	90.43
4.50	1200	2400	101.74
6.00	1200	2400	135.65
8.00	1200	2400	180.86
9.00	1200	2400	203.47
12.00	1200	2400	271.30
16.00	1200	2400	361.73
19.00	1200	2400	429.55
25.00	1200	2400	565.20
38.00	1200	2400	859.10
45.00	1200	2400	1017.36
50.00	1200	2400	1130.40

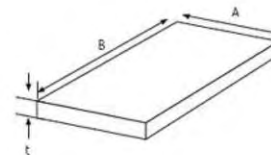


Figura J.1. Propiedades mecánicas de las planchas.

## Composición Química

Norma	C max %	Si max	Mn	P	S
A500 Grado A	0.26	-	1.35	0.04	0.04
A500 Grado B	0.30	-	1.35	0.05	0.06

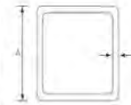
## Propiedades Mecánicas

Norma	Límite de Fluencia	Resistencia a la tracción	Elongación
	Mpa	Mpa	%
A500 Grado A (Cuadrado y Rectangular)	270	510	25
A500 Grado B (Cuadrado y Rectangular)	317	400	23

## Dimensiones y pesos nominales (kg/m)

Tubos Cuadrados

Dimensiones		Espesor (mm)						
Lado A	Lado B	3.00	4.00	4.75	6.00	7.90	9.90	12.90
1"	1"	2.17						
30mm	30mm	2.61						
1 1/2"	1 1/2"		4.89					
40mm	40mm	3.55	5.16					
2"	2"	4.57	5.99	6.68	8.69			
2 1/2"	2 1/2"				11.08			
3"	3"	6.96	9.18	10.27	13.48			
3 1/2"	3 1/2"			12.07	15.87			
4"	4"	9.35	12.37	13.86	18.26	23.68	28.10	36.04
5"	5"	11.75	15.56	17.45	23.05	29.98	35.68	
6"	6"	14.14		21.05	27.84	36.28	43.26	55.99
7"	7"			24.64	32.63	42.59	50.84	65.97
8"	8"	18.99		28.23	37.41	48.89	58.42	75.94
10"	10"			35.41	46.99	61.50	73.58	95.89
12"	12"				56.57	74.11	88.74	115.84
14"	14"						103.90	135.79
16"	16"						119.06	155.74



Tubos Rectangulares

Dimensiones		Espesor (mm)						
Lado A	Lado B	3.00	4.00	4.75	6.00	7.90	9.90	12.90
2"	1"	3.37						
3"	2"	5.76		8.48	11.08			
4"	2"	6.96	9.18	10.27	13.48			
4"	3"	8.16		12.07	15.87			
5"	2"	8.16						
5"	3"	9.35		13.86	18.26			
6"	2"	9.35	12.37	13.86	18.26			
6"	3"	10.55		15.66	20.66			
6"	4"	11.75	15.56	17.45	23.05	29.98	35.68	
7"	5"				27.84			
8"	2"	11.75		17.45				
8"	3"	12.94	17.16	19.25				
8"	4"	14.14		21.05	27.84	36.28	43.26	55.99
8"	6"	16.54		24.64	32.63	42.59	50.84	65.97
10"	3"	15.34		22.84				
10"	4"	17.46		24.64	32.63			
10"	6"			28.24	37.43	48.92	58.45	75.98
12"	4"				37.41			
12"	6"			31.82	42.20	55.20	66.00	85.92
12"	8"			35.41	46.99	61.50	73.58	95.89

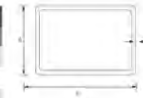


Figura J.2. Propiedades mecánicas de los perfiles estructurales.

## K. Factores de seguridad recomendados

### Ductile Materials

1.  $N = 1.25$  to  $2.0$ . Design of structures under static loads for which there is a high level of confidence in all design data.
2.  $N = 2.0$  to  $2.5$ . Design of machine elements under dynamic loading with average confidence in all design data. (Typically used in problem solutions in this book.)
3.  $N = 2.5$  to  $4.0$ . Design of static structures or machine elements under dynamic loading with uncertainty about loads, material properties, stress analysis, or the environment.
4.  $N = 4.0$  or higher. Design of static structures or machine elements under dynamic loading with uncertainty about some combination of loads, material properties, stress analysis, or the environment. The desire to provide extra safety to critical components may also justify these values.

### Brittle Materials

5.  $N = 3.0$  to  $4.0$ . Design of structures under static loads for which there is a high level of confidence in all design data.
6.  $N = 4.0$  to  $8.0$ . Design of static structures or machine elements under dynamic loading with uncertainty about loads, material properties, stress analysis, or the environment.

Figura K.1. Extracto de factores de seguridad para el diseño de *Machine Elements in Mechanical Design* (Mott, Vavrek, & Wang, 2018).

Certeza del nivel de carga	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente
	Aceptación de deformación permanente			Aceptación de deformación permanente
	Sí	Algunas	No	Sí
<b>Certeza alta</b> Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibración.	0,5	1	2	0,4
<b>Certeza baja</b> Por ejemplo, pico de carga.	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	$\geq 2$	$\geq 1$

Figura K.2. Valores orientativos para el factor de seguridad estática  $S_0$  en rodamientos de bolas (SKF, s.f.).

## L. Ensamble y proceso de fabricación de prototipo

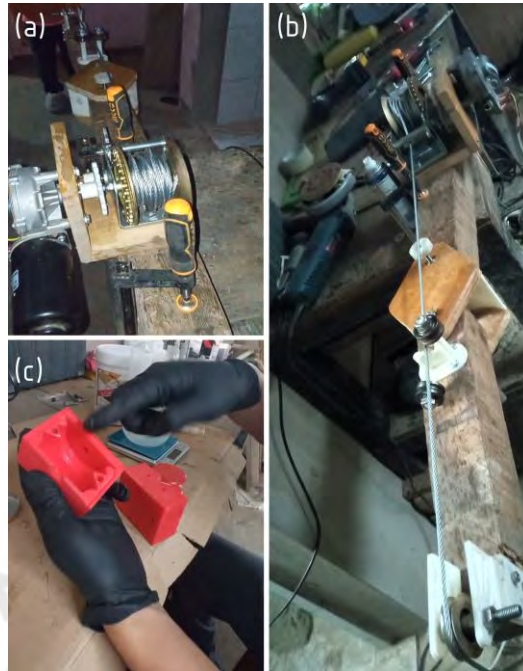


Figura L.1. **a** Ensamble de motor y reductor, **b** ensamble de brazo horizontal, **c** fabricación del molde de ventosa tipo 1.

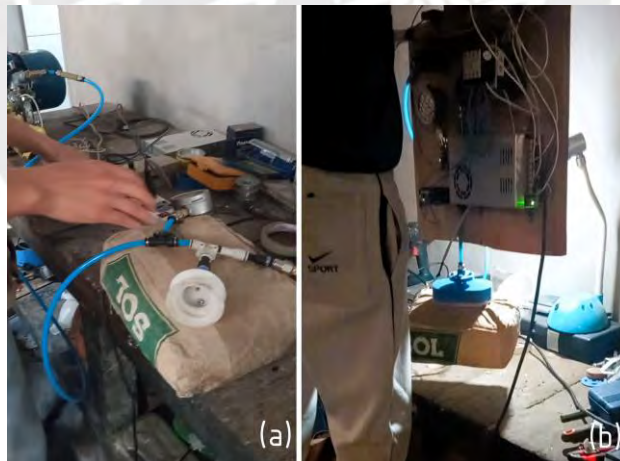
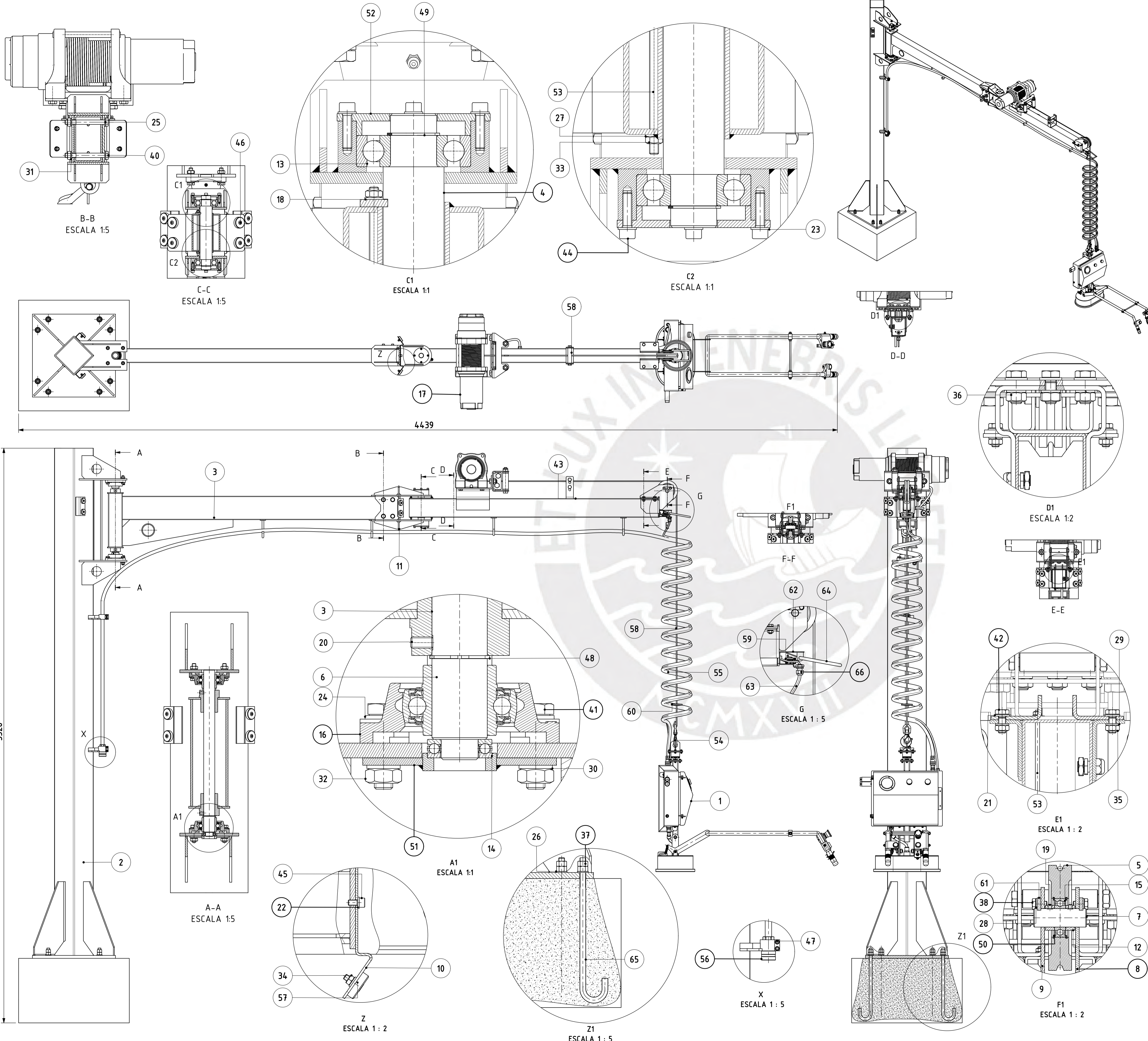


Figura L.2. Pruebas iniciales **a** ventosa tipo 1 y **b** ventosa tipo 2.

## M. Planos de fabricación



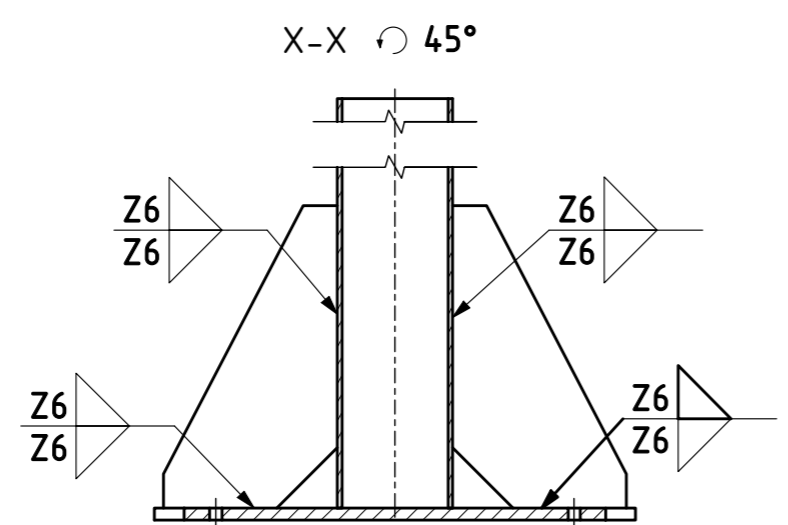
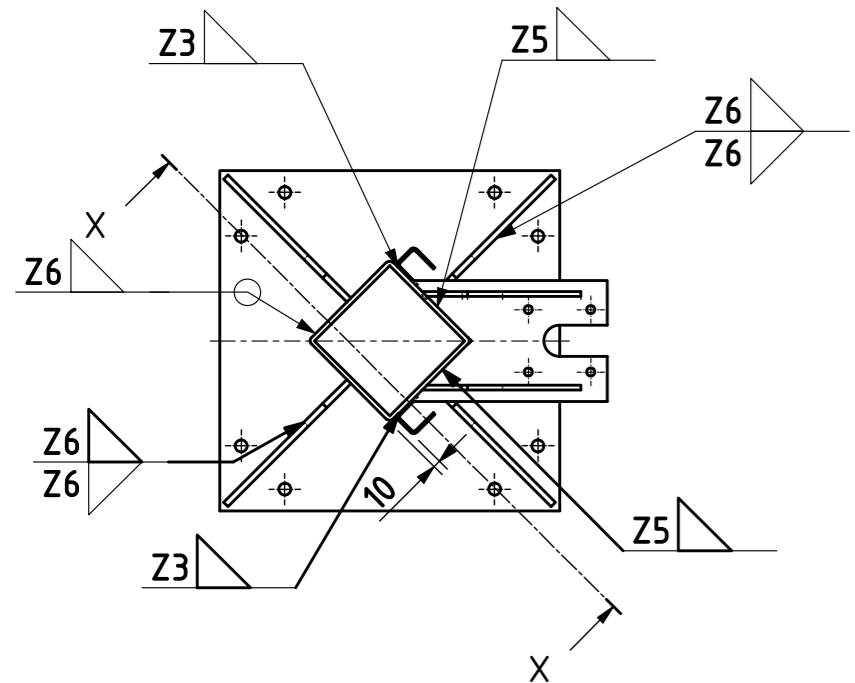


66	2	PRENSAESTOPA HERMÉTICO DE 1/2		PVC	
65	2	PERNOS DE ANCLAJE 5/8		ASTM A36	L=300 mm
64	1	BRAZO DE ACCIONAMIENTO		ASTM A36	
63	1	RED DE CABLEADO ELÉCTRICO			Modificar longitud de cable de mando
62	1	BASE DE LIMITADOR DE ALTURA		ASTM A36	e=25 mm
61	2	BARRA DE FIJACIÓN DE POLEA		ASTM A36	
60	1	CILINDRO LIMITADOR DE ALTURA		PLA+	
59	1	TOPE DE FIN DE CARRERA NC			Adaptar de winche eléctrico
58	2	GUÍA CILÍNDRICA SUPERIOR		PLA+	
57	8	TOPE CILÍNDRICO		TPU	
56	1	ENCHUFE RÁPIDO DE AIRE 1/2			
55	1	MANGUERA DE AIRE COMPRIMIDO 1/2			
54	1	GANCHO DE SUJECIÓN			
53	2	VARILLA ROSCADA M5		8.8	
52	2	TAPA DE RODAMIENTO		AISI SAE 1020	
51	1	BASE DE RODAMIENTO AXIAL		ASTM A36	
50	2	ANILLO DE RETENCIÓN INTERNO 42x1.75mm	DIN 472	SAE 1070	
49	2	ANILLO DE SEGURIDAD 25x1.2	DIN 471	SAE 1070	
48	1	ANILLO DE SEGURIDAD 29x1.5	DIN 471	SAE 1070	
47	4	TORNILLO ALLEN M6 x 25	DIN 912	INOX	
46	8	TORNILLO ALLEN M6 x 16	DIN 912	INOX	
45	2	TORNILLO ALLEN M6 x 12	DIN 912	INOX	
44	8	TORNILLO ALLEN M5 x 20	DIN 912	12.9	
43	2	TORNILLO HEXAGONAL M10 x 100	DIN 931	8.8	
42	4	TORNILLO HEXAGONAL M8 x 20	DIN 933	8.8	
41	8	TORNILLO HEXAGONAL M10 x 40	DIN 933	8.8	
40	4	TORNILLO HEXAGONAL M12 x 110	DIN 931-1	8.8	
39	4	TORNILLO HEXAGONAL M12 x 28	DIN 933	8.8	
38	4	TORNILLO HEXAGONAL M6 x 12	DIN 933	8.8	
37	16	TUERCA HEXAGONAL 5/8	ANSI B18.2.2	GRADO 5	
36	8	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN 934	8	
35	4	TUERCA HEXAGONAL M8	DIN 934	8	
34	12	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934	8	
33	4	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934	8	
32	10	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934	8	
31	8	ARANDELA DE PRESIÓN A12	DIN 128	Sf	
30	8	ARANDELA DE PRESIÓN A10	DIN 128	Sf	
29	4	ARANDELA DE PRESIÓN A8	DIN 128	Sf	
28	4	ARANDELA DE PRESIÓN A6	DIN 128	Sf	
27	2	ARANDELA DE PRESIÓN A5	DIN 128	Sf	
26	8	ARANDELA PLANA A 17	DIN 125	Sf	
25	8	ARANDELA PLANA A 13	DIN 125	Sf	
24	8	ARANDELA PLANA A 10.5	DIN 125	Sf	
23	10	ARANDELA PLANA A 5.3	DIN 125	Sf	
22	18	ARANDELA PLANA A 6.4	DIN 125	Sf	
21	4	ARANDELA PLANA A 8.4	DIN 125	Sf	
20	2	PRISIONERO M6 x 12	DIN 913	8.8	
19	2	PRISIONERO M4 x 5	DIN 913	8.8	
18	1	BARRA DE FIJACIÓN		ASTM A36	
17	1	WINCHE ELÉCTRICO 1020 W - 20 m/min			DAWSON GROUP
16	2	CHUMACERA DE PARED FY 30 TF			SKF
15	1	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6004			SKF
14	1	RODAMIENTO AXIAL DE BOLAS 51104			SKF
13	2	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6305			SKF
12	2	ANILLO DE EJE POLEA		BRONCE	
11	1	ARTICULACIÓN INTERMEDIA			REF. PLANO MC-DES-05
10	1	BASE DE LIMITADOR DE GIRO CENTRAL		ASTM A36	REF. PLANO MC-DES-04
9	1	BASE DE POLEA LI		ASTM A36	REF. PLANO MC-DES-04
8	1	BASE DE POLEA LD		ASTM A36	REF. PLANO MC-DES-04
7	1	EJE DE POLEA		CK45	REF. PLANO MC-DES-03
6	1	EJE DE LA ARTICULACIÓN PRINCIPAL		CK45	REF. PLANO MC-DES-03
5	1	POLEA		NYLON	REF. PLANO MC-DES-02
4	1	EJE DE LA ARTICULACIÓN INTERMEDIA		CK45	REF. PLANO MC-DES-02
3	1	ENSAMBLE BRAZO HORIZONTAL			REF. PLANO MC-EN-04 / MC-EN-05
2	1	ENSAMBLE ESTRUCTURA VERTICAL			REF. PLANO MC-EN-03
1	1	ENSAMBLE DEL SISTEMA DE SUJECIÓN			REF. PLANO MC-EN-02
REF	CANT	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

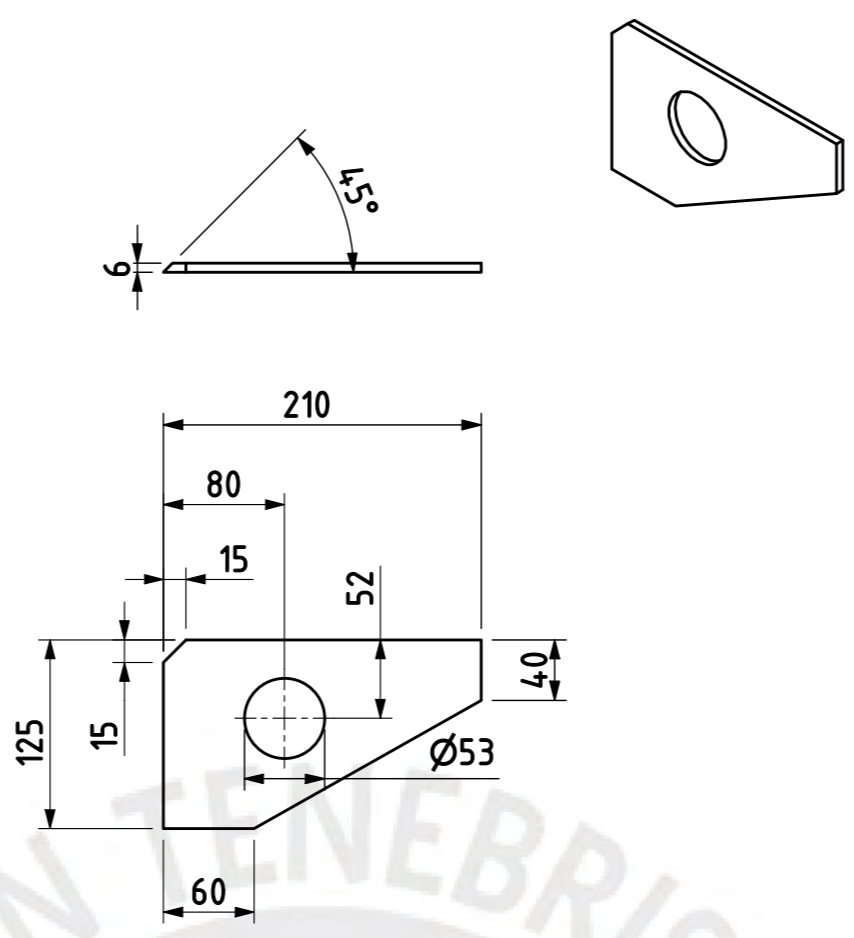
**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO <b>ENSAMBLE GENERAL</b> (MC-EN-01)	ESCALA <b>1:10</b>
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.05
		LÁMINA: A1

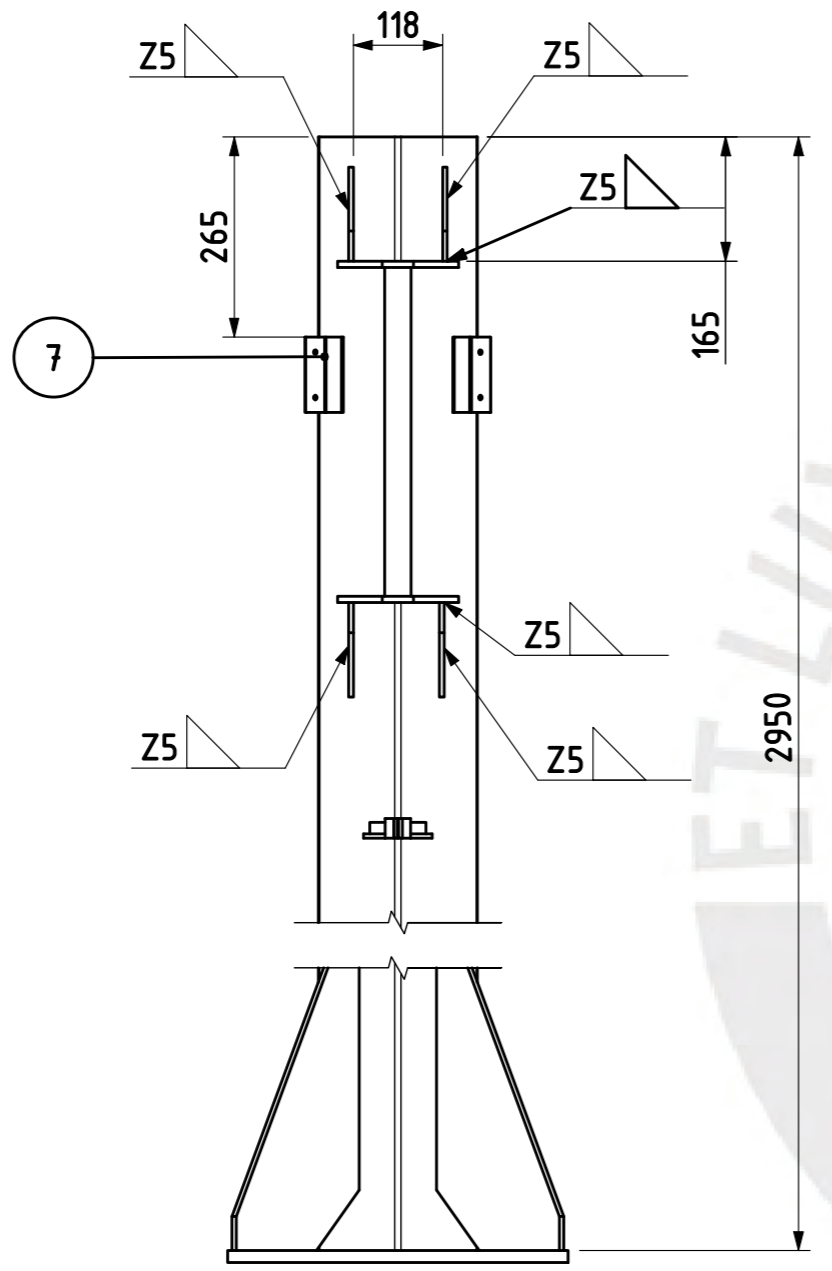
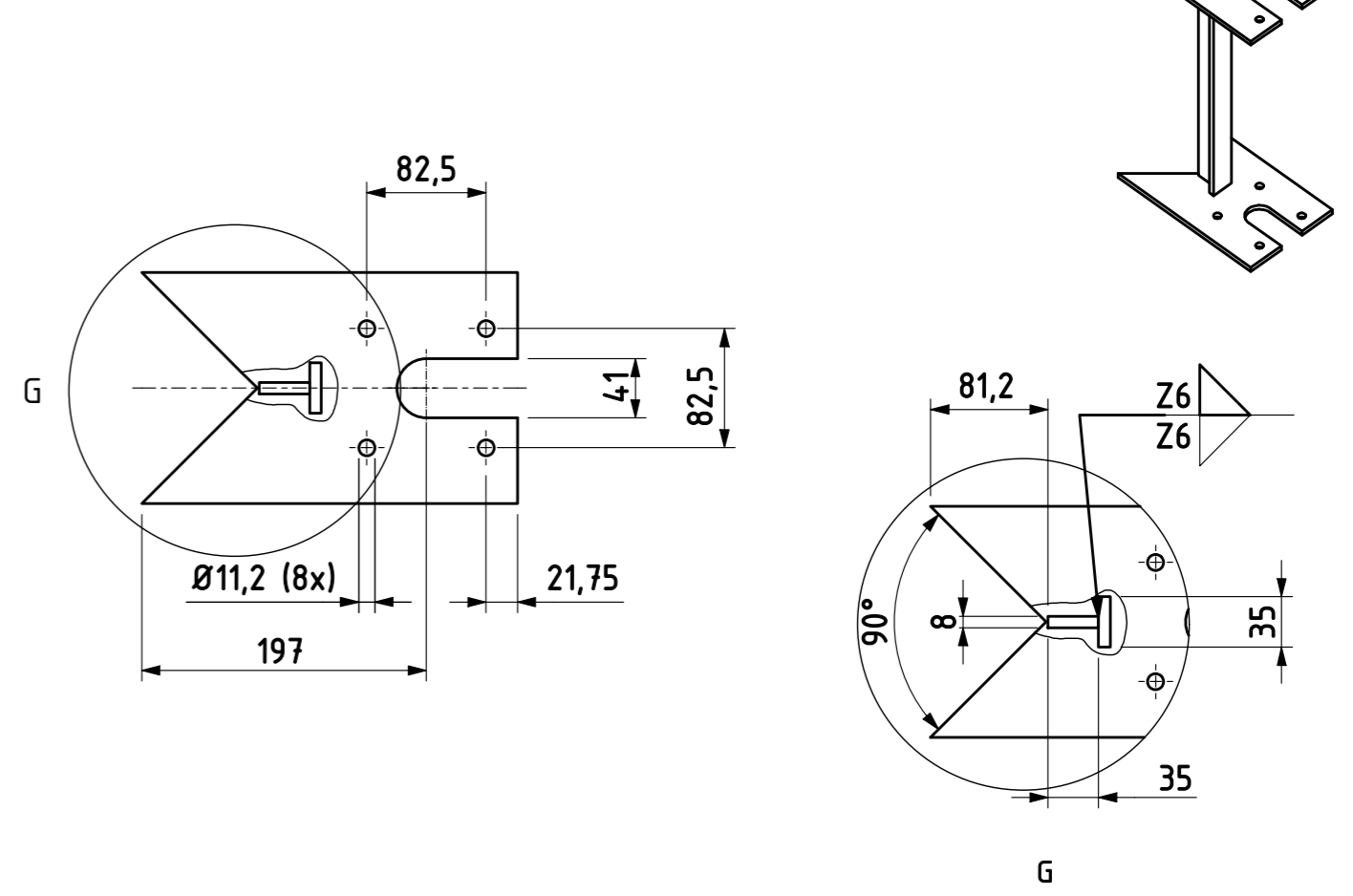




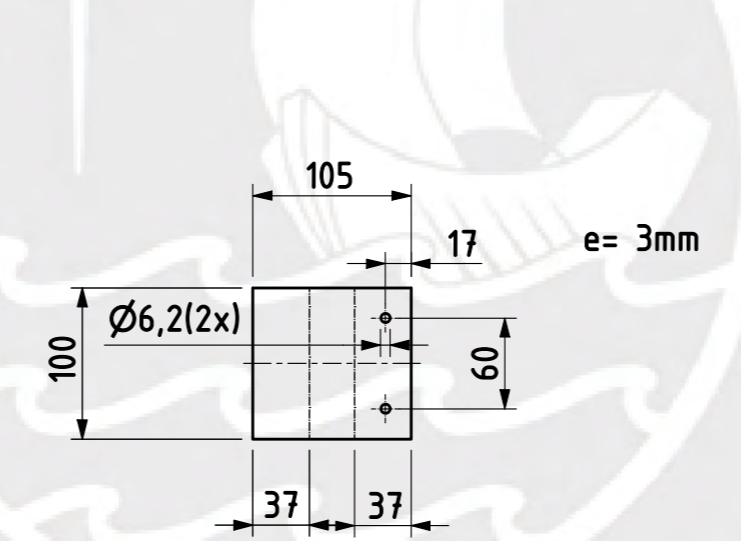
CARTELA DE SOPORTE PRINCIPAL  
ESCALA 1:5



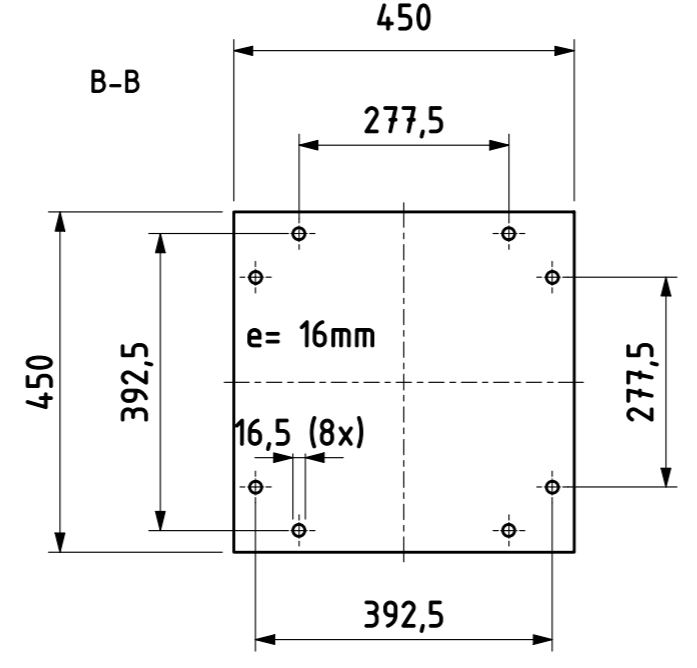
SOPORTE PRINCIPAL  
ESCALA 1:5



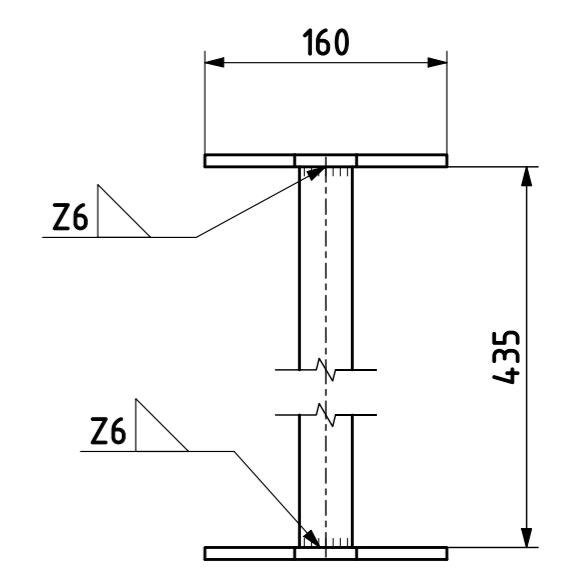
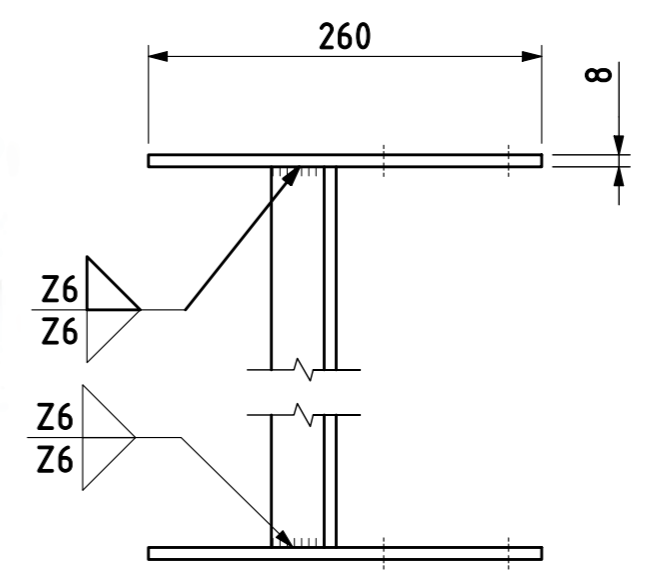
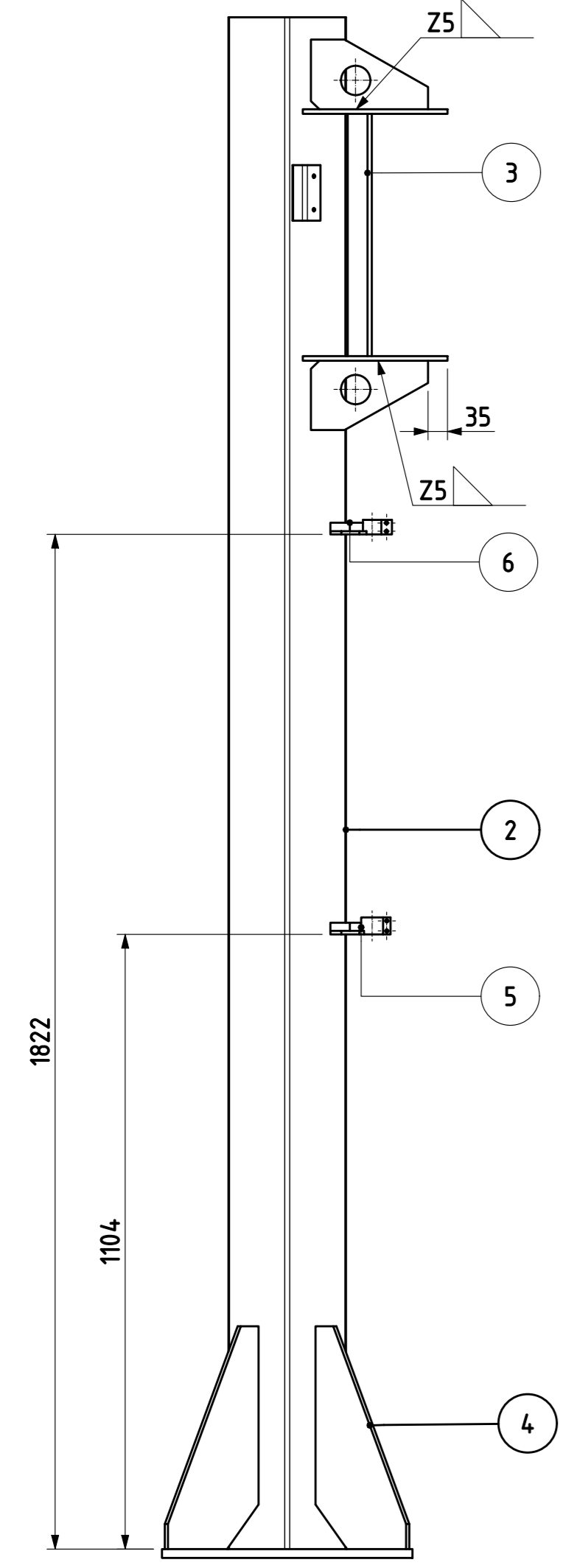
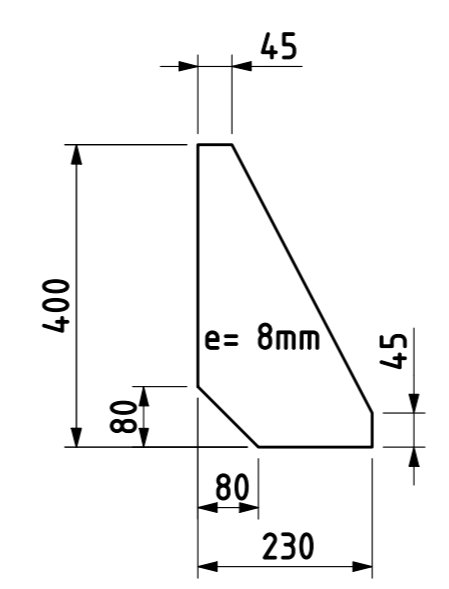
BASE DE BLOQUEO DE GIRO  
ESCALA 1:5



PLACA BASE



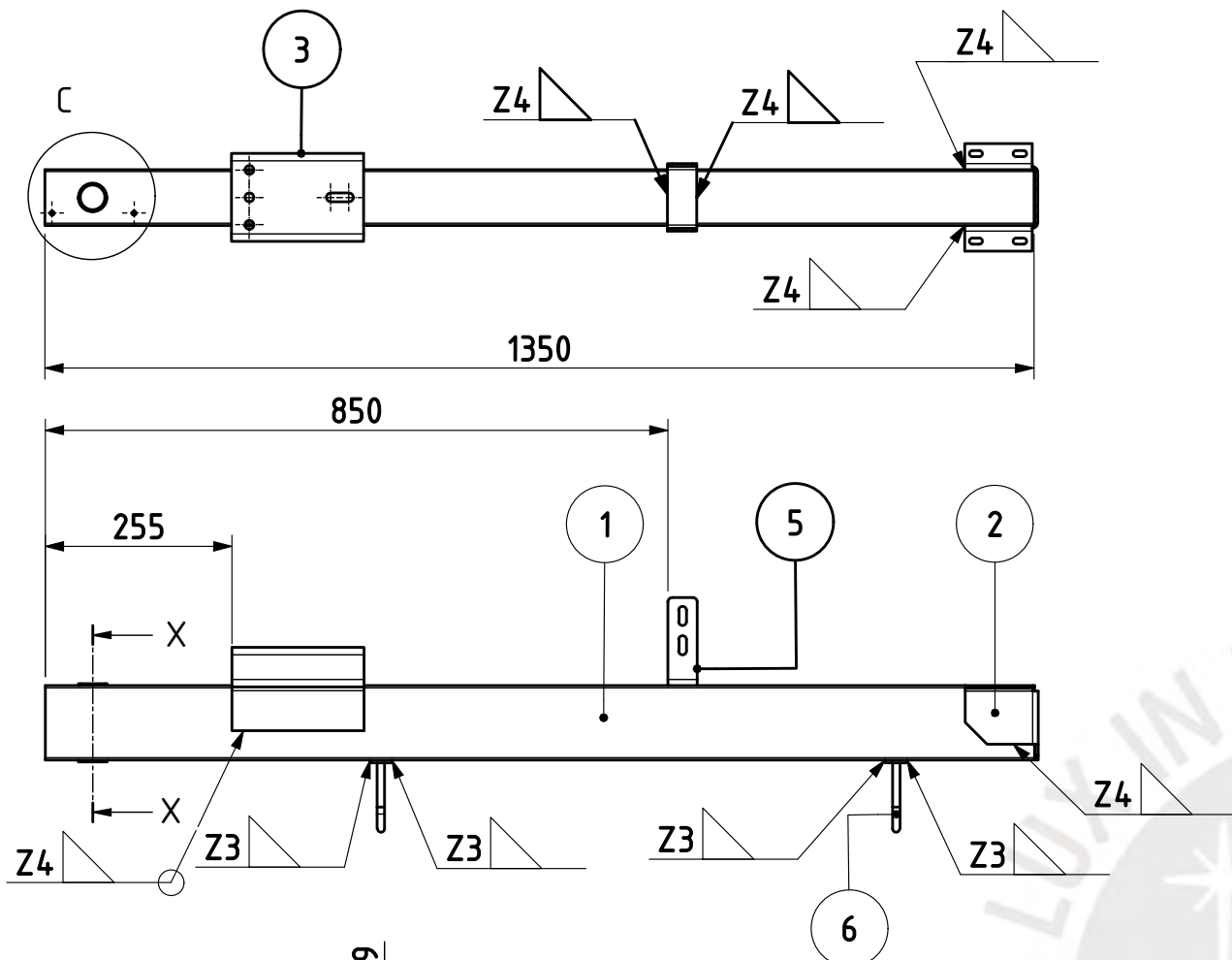
CARTELA PARA BASE VERTICAL



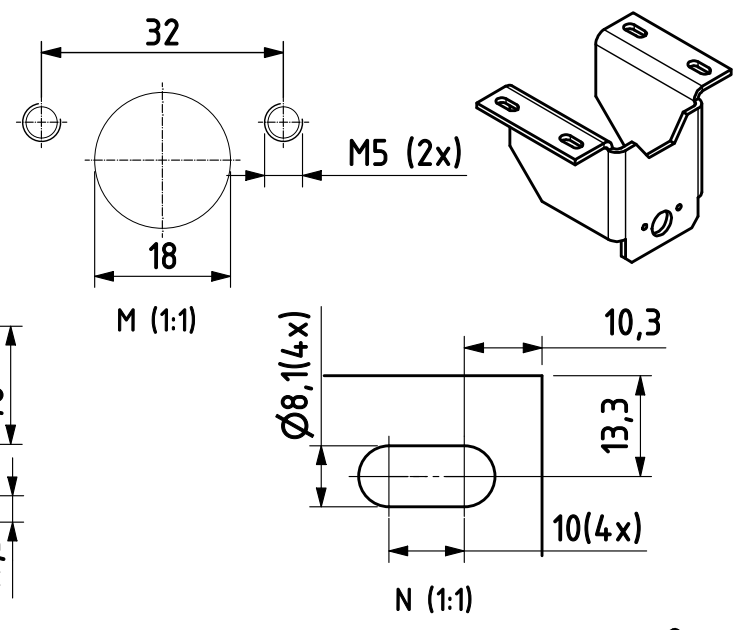
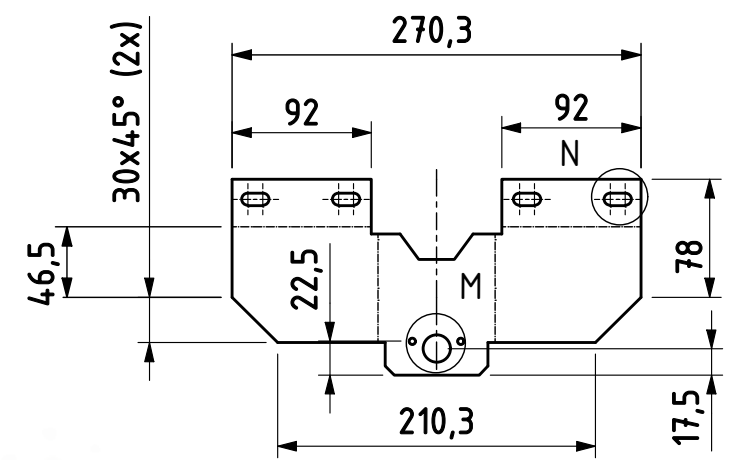
REF	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
7	2	BASE DE BLOQUEO DE GIRO		ASTM A36	
6	1	BRIDA PARA MANGUERA		PLA+	
5	1	BASE DE CONECTOR DE AIRE		PLA+	
4	4	CARTELA DE BASE VERTICAL		ASTM A36	
3	1	SOPORTE PRINCIPAL		ASTM A36	
2	1	PERFIL CUADRADO 6'x 6' e=6 mm		ASTM A500	
1	1	PLACA BASE		ASTM A36	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA

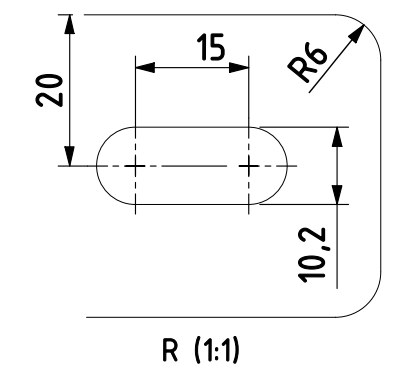
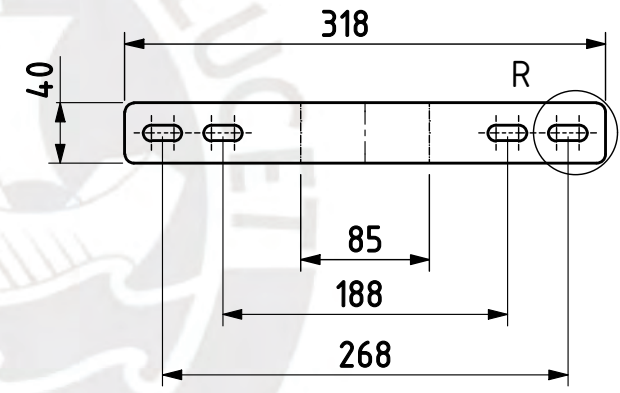
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
	<b>ESTRUCTURA VERTICAL (MC-EN-03)</b>	1:10
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.11.04
		LÁMINA: A2



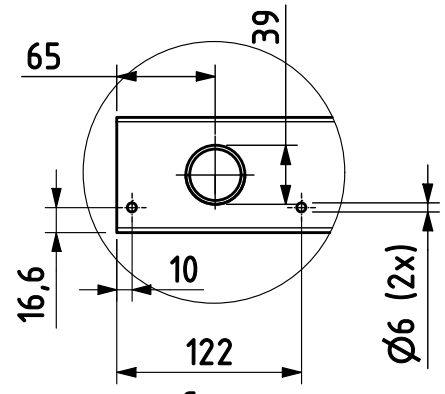
BASE DE POLEA 2  
ESCALA 1:5



BASE DE TIPO OREJA 3  
ESCALA 1:5

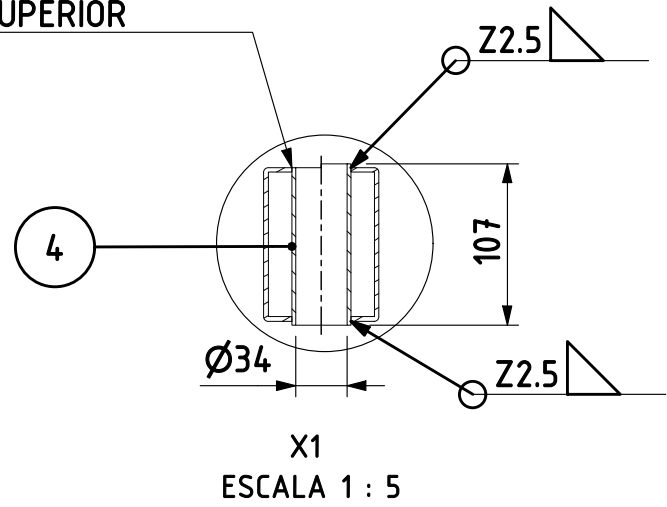


BASE DE MOTOR  
ESCALA 1:5

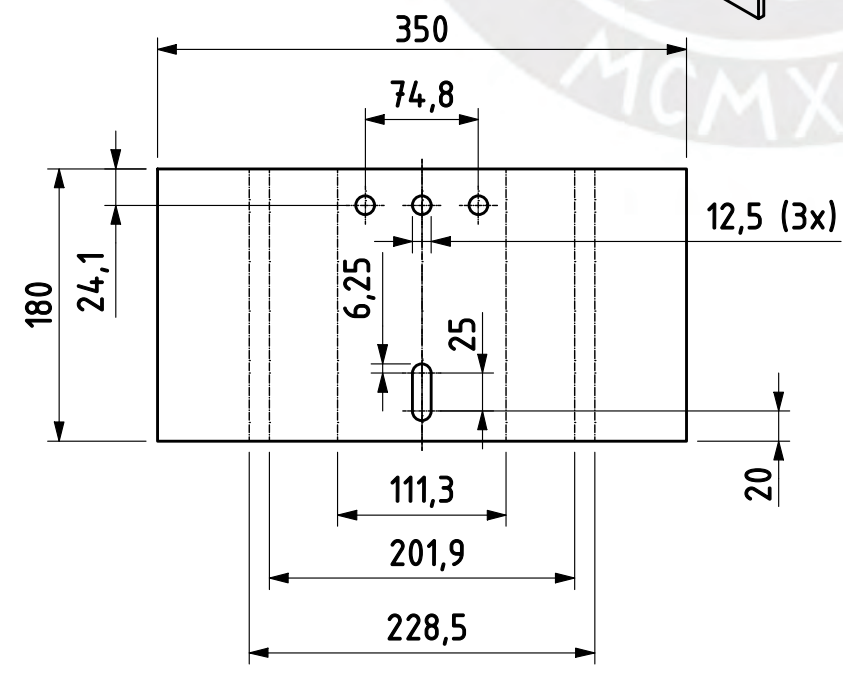


ESCALA 1:5

NOTA: EL TUBO REFUERZO DEBE ESTAR SOLDADO 180° EN PARTE SUPERIOR



ESCALA 1:5

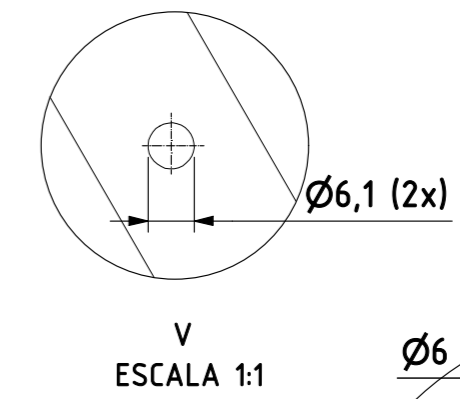
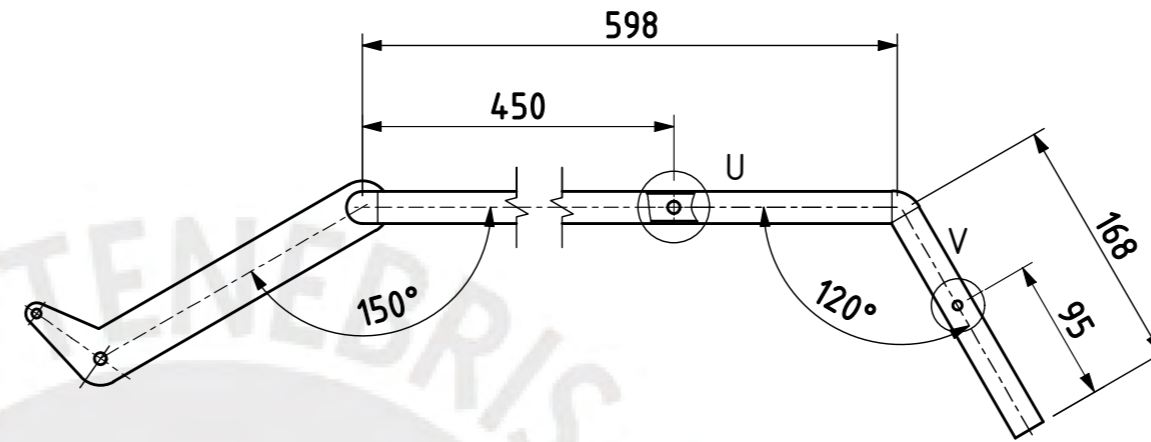
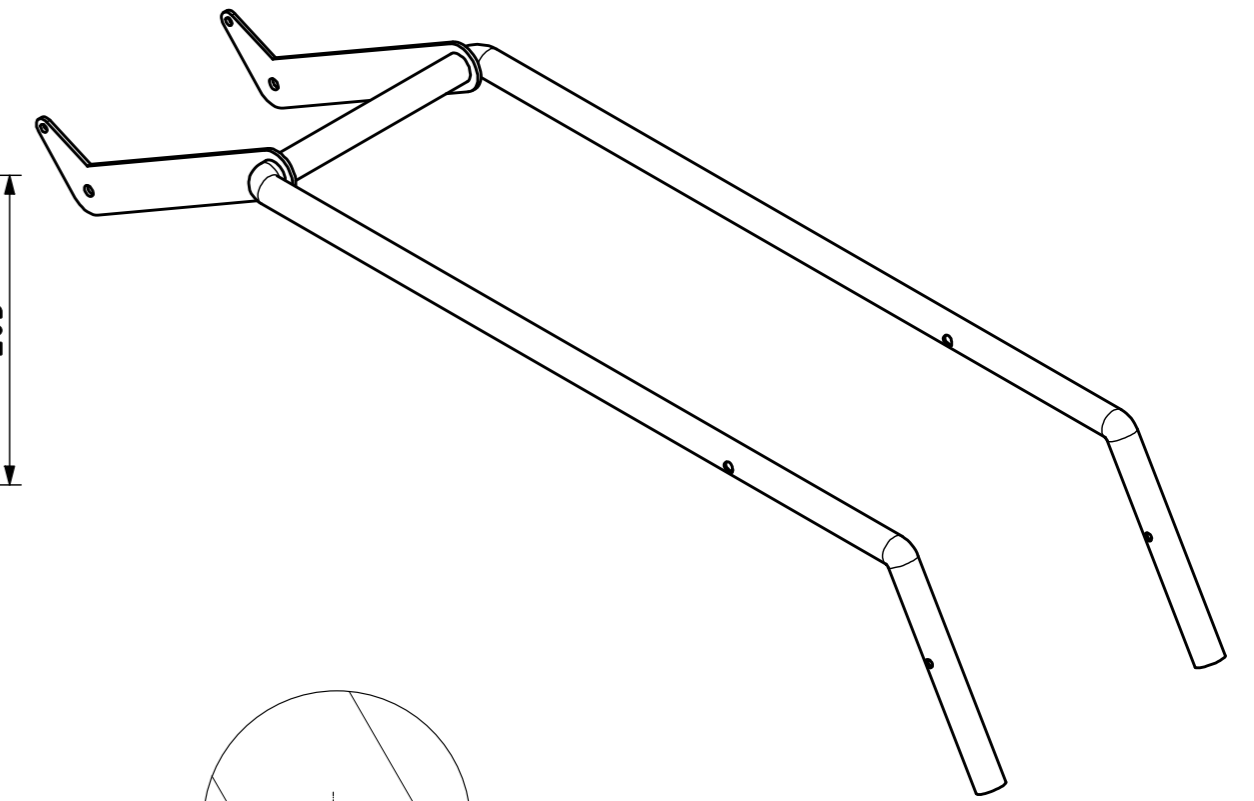
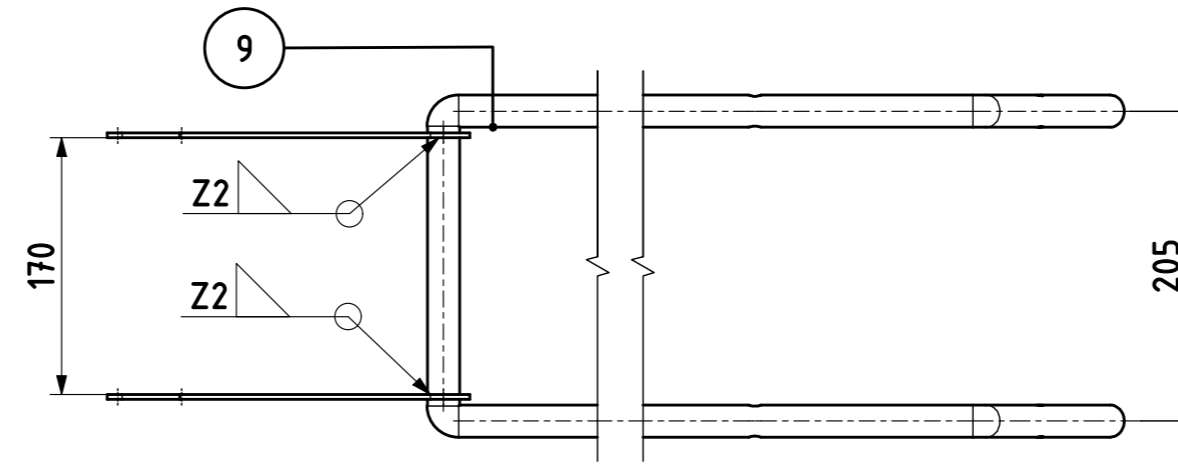
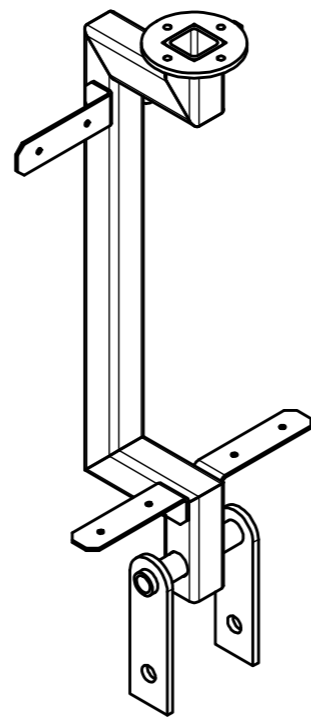
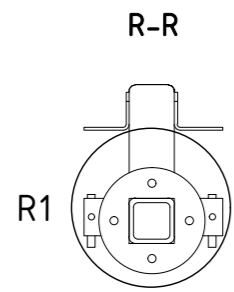
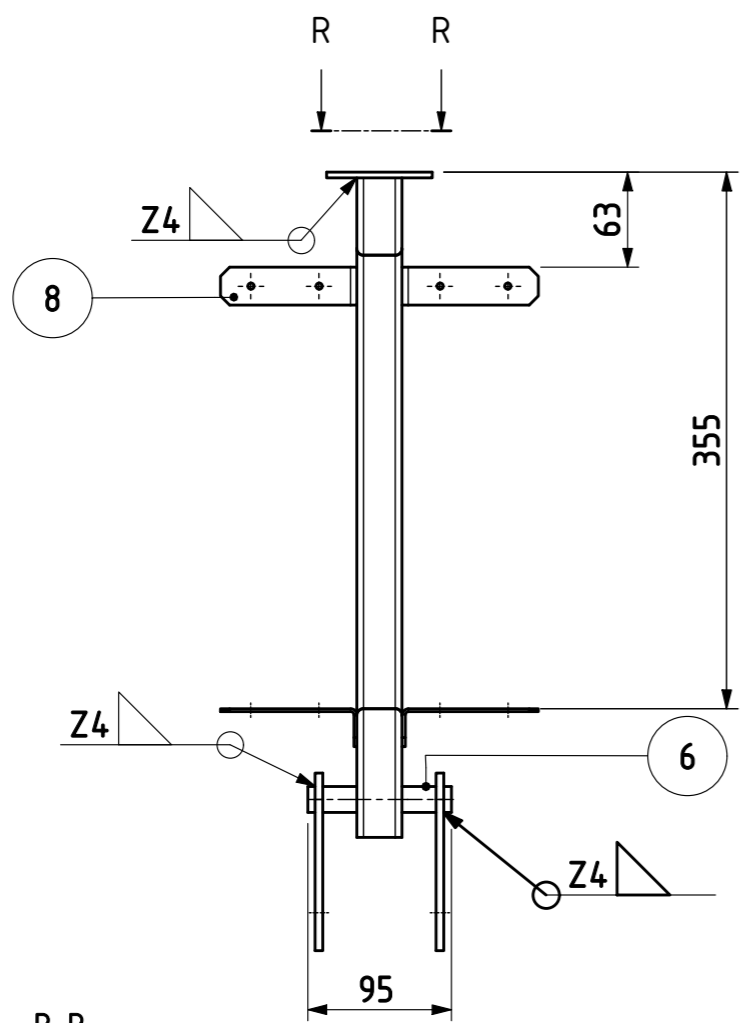
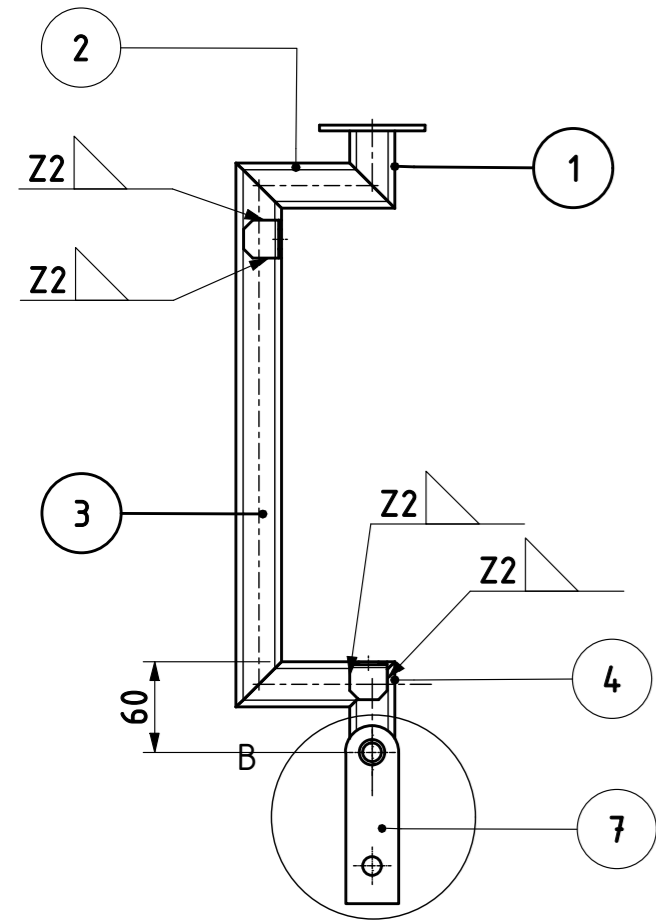


REF	CANT	DENOMINACION	DESIGNACION Y DATOS TECNICOS	MATERIAL	OBSERVACIONES
6	4	SUJETADOR DE MANGUERA			
5	1	BASE TIPO OREJA		ASTM A36	e=4 mm
4	1	TUBO REFUERZO		AISI SAE 1020	
3	1	BASE DE MOTOR		ASTM A36	e=5 mm
2	1	BASE DE POLEA 2		ASTM A36	e=4 mm
1	1	PERFIL RECTANGULAR 2 - 4'x3' e=3 mm		ASTM A500	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA

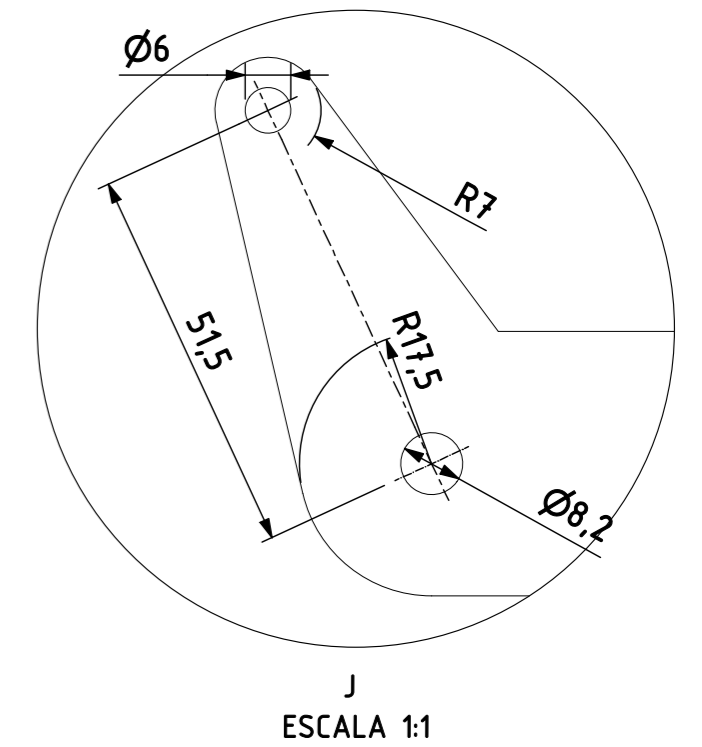
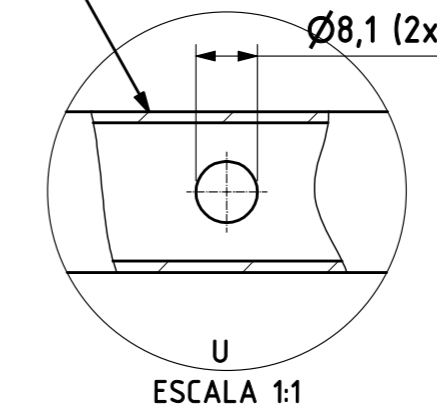
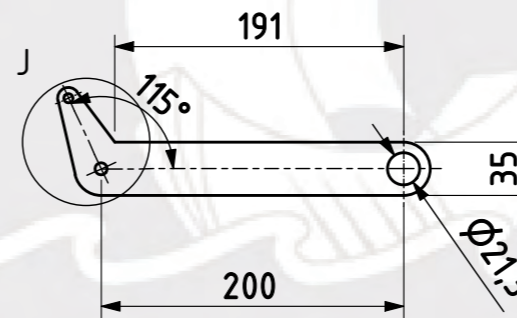
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
	<b>ESTRUCTURA DE BRAZO EXTREMO (MC-EN-04)</b>	<b>1:10</b>
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.05
		LÁMINA: A3



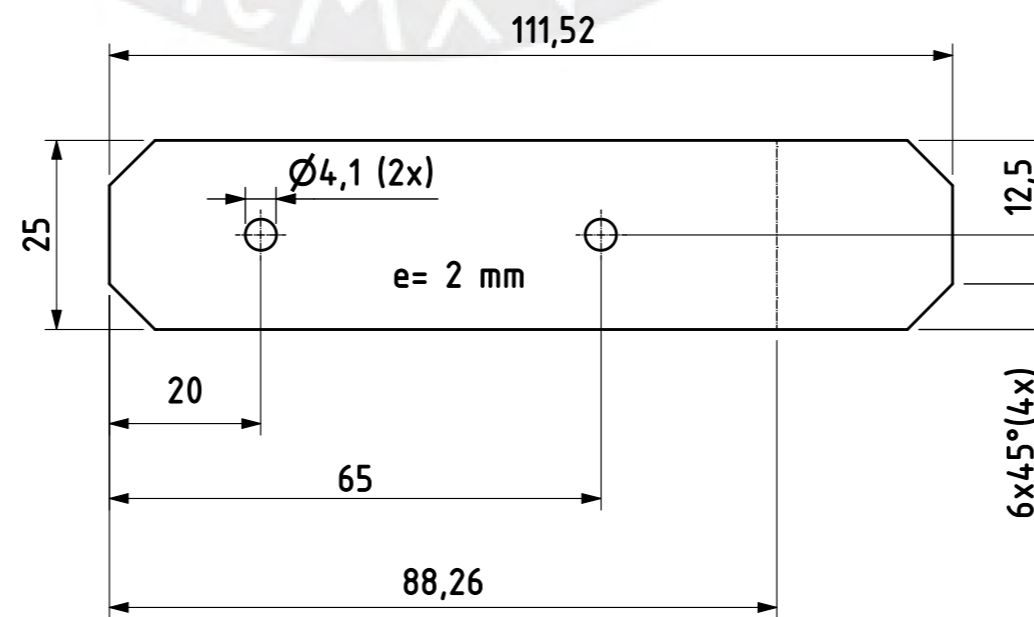
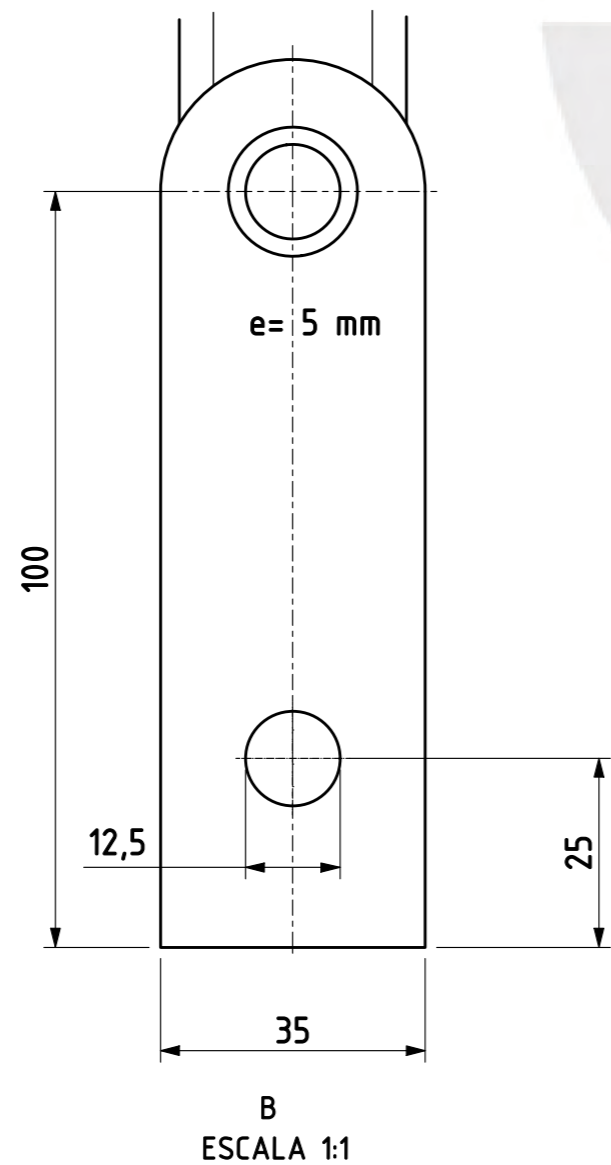
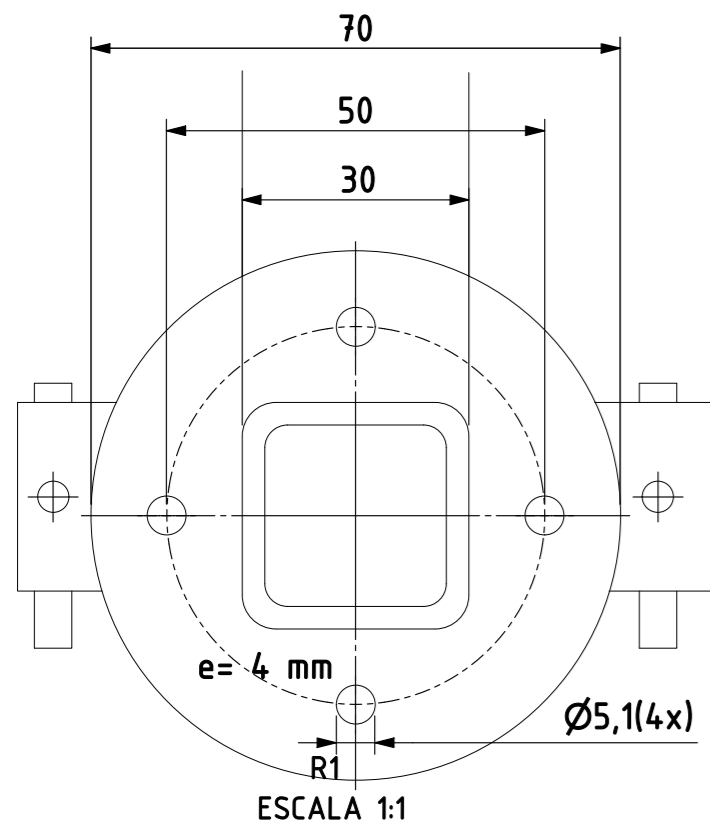


BRAZO TIPO L  
ESPESOR: 3 mm

TUBO  $\varnothing 3/8$   
ASTM A513  
ESPESOR: 1.5 mm



DESARROLLO DE LA PLACA BASE  
DE TABLERO  
ESCALA 1:1



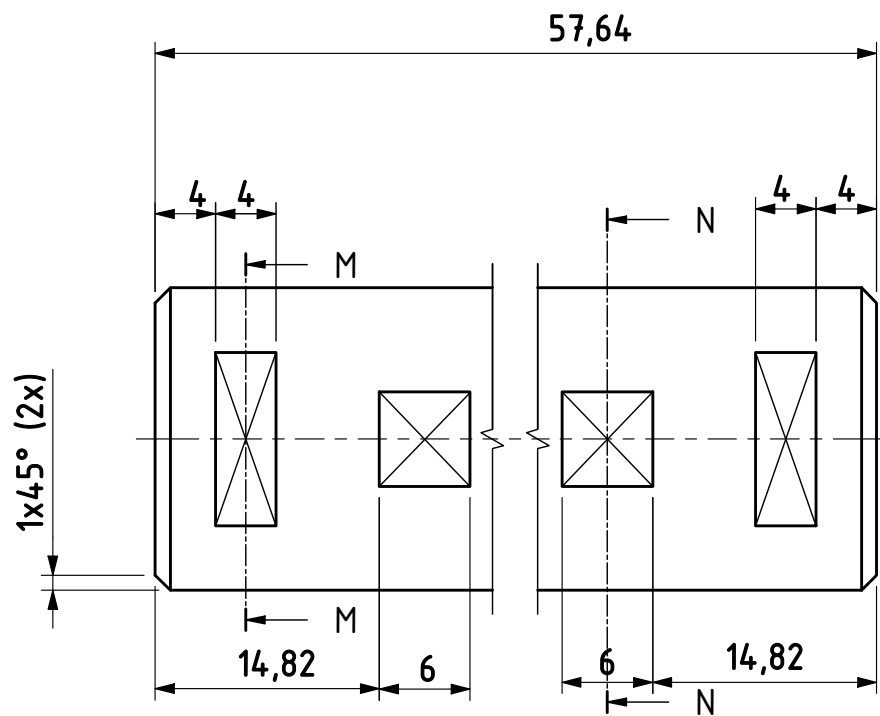
REF	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
9	1	BRAZO DE ESTRUCTURA REGULABLE			
8	4	PLACA BASE DE TABLERO		ASTM A36	
7	2	BRAZO DE VENTOSA		ASTM A36	
6	1	TUBO SOPORTE			
5	2	PLACA CENTRAL		ASTM A36	
4	1	PERFIL CUADRADO - 30 x 30 x 3 - Longitud 85		ASTM A500	
3	1	PERFIL CUADRADO - 30 x 30 x 3 - Longitud 360		ASTM A500	
2	2	PERFIL CUADRADO - 30 x 30 x 3 - Longitud 105		ASTM A500	
1	1	PERFIL CUADRADO - 30 x 30 x 3 - Longitud 51		ASTM A500	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA

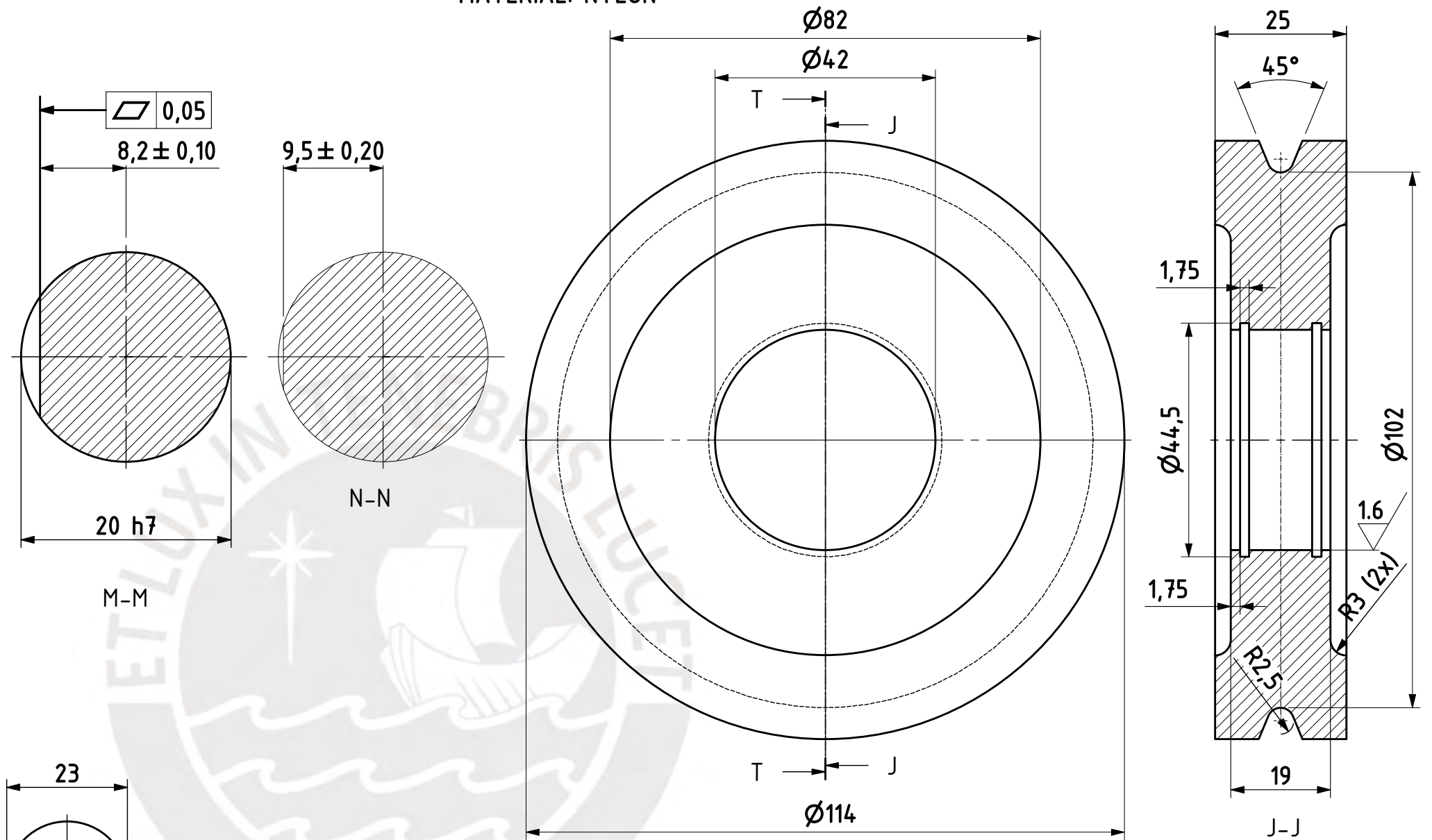
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
	ESTRUCTURA SOPORTE DEL SISTEMA DE SUCCIÓN (MC-EN-06)	1:5
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.05
		LÁMINA: A2



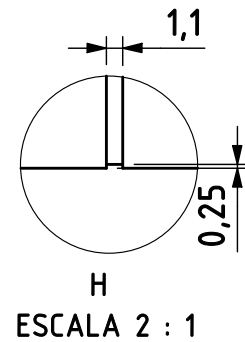
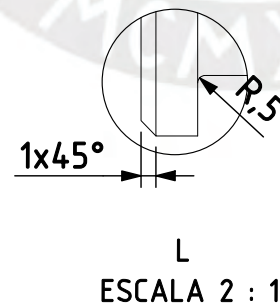
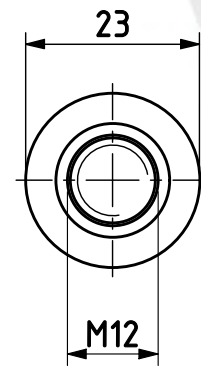
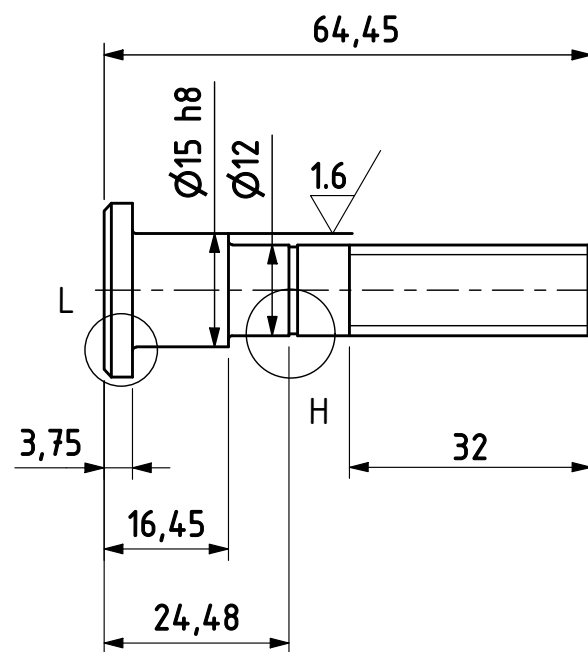
EJE DE POLEA  
 ESCALA 2:1  
 MATERIAL: CK45



POLEA  
 MATERIAL: NYLON



EJE BASE DE GIRO  
 MATERIAL: CK45



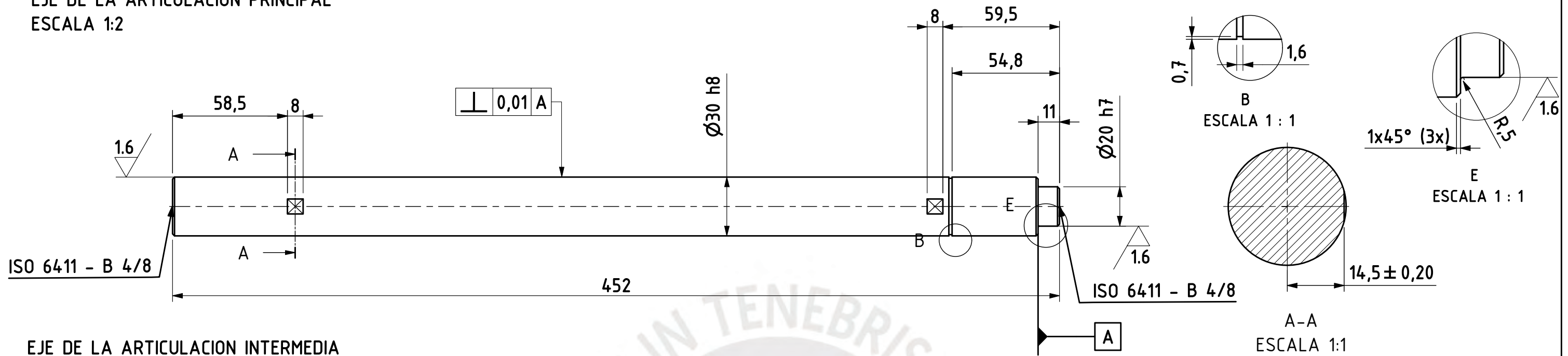
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN  
 DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

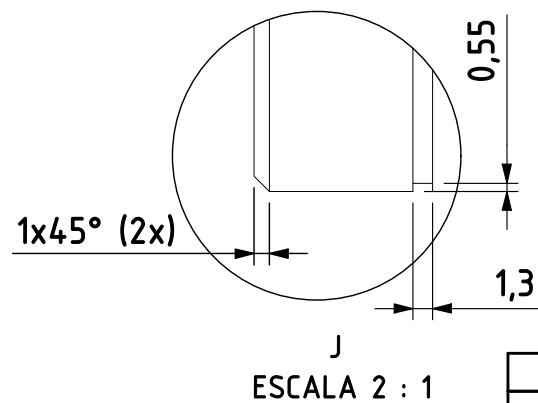
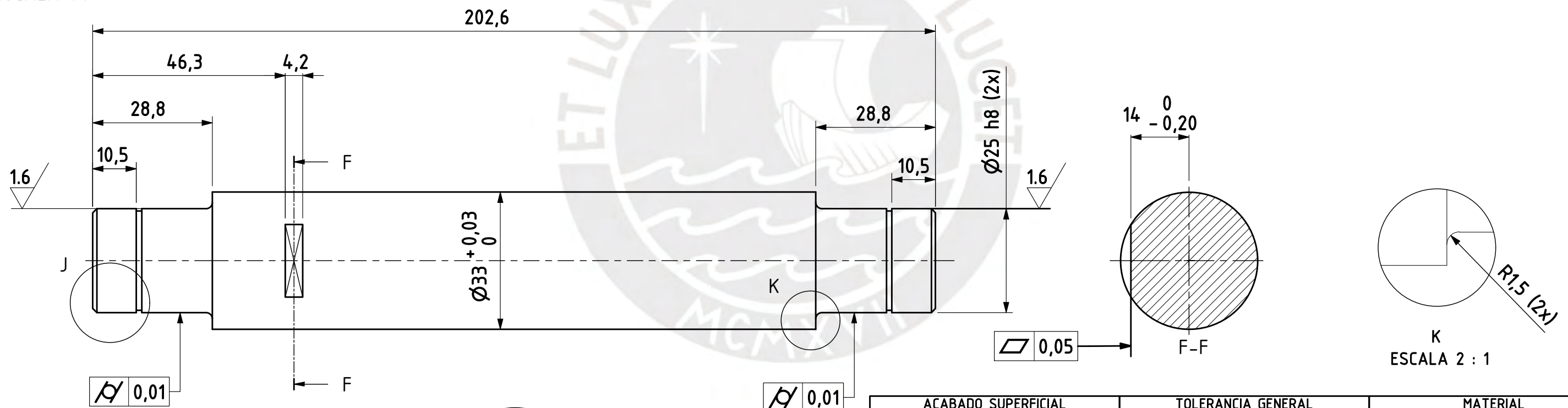
25h8	25,000	24,967
20h7	20,000	19,979
15h8	15,000	14,973
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
3.2 / ( 1.6 / )	DIN 7168 - GRADO MEDIO	INDICADO EN EL PLANO
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ</b> FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
	EJE DE POLEA, EJE BASE DE GIRO Y POLEA (MC-DES-02)	1:1
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.20
		LÁMINA: A3

EJE DE LA ARTICULACIÓN PRINCIPAL  
ESCALA 1:2



EJE DE LA ARTICULACION INTERMEDIA  
ESCALA 1:1

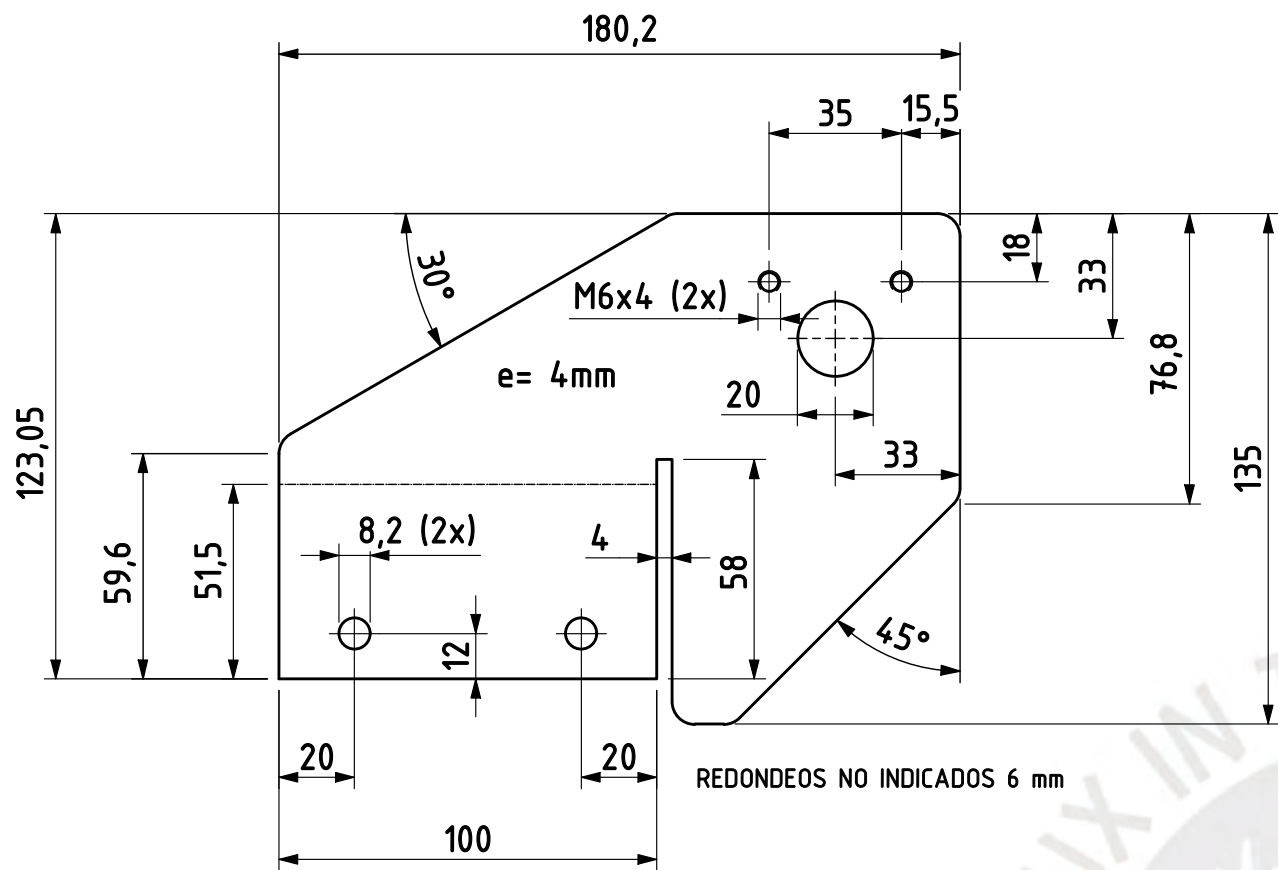


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN  
DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

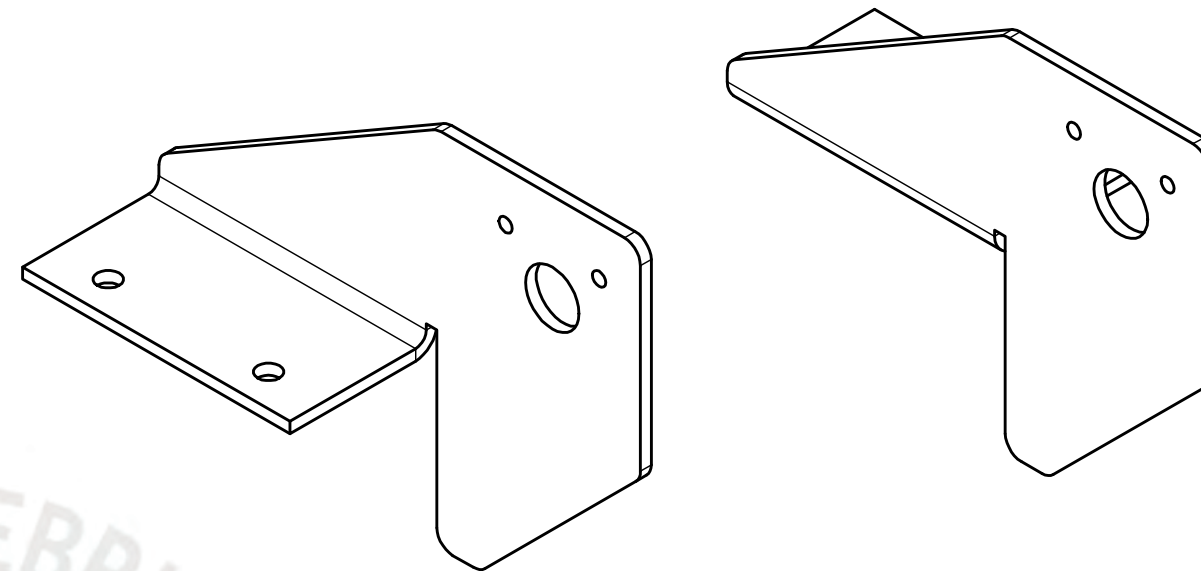
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
30h8	30,000	29,967
25h8	25,000	24,497
20h7	20,000	19,979

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
3.2 / 1.6	DIN 7168 - GRADO MEDIO	CK1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
20132039	EJE PRINCIPAL Y EJE DE AI (MC-DES-03)	INDICADO EN EL PLANO
	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.17
		LÁMINA: A3



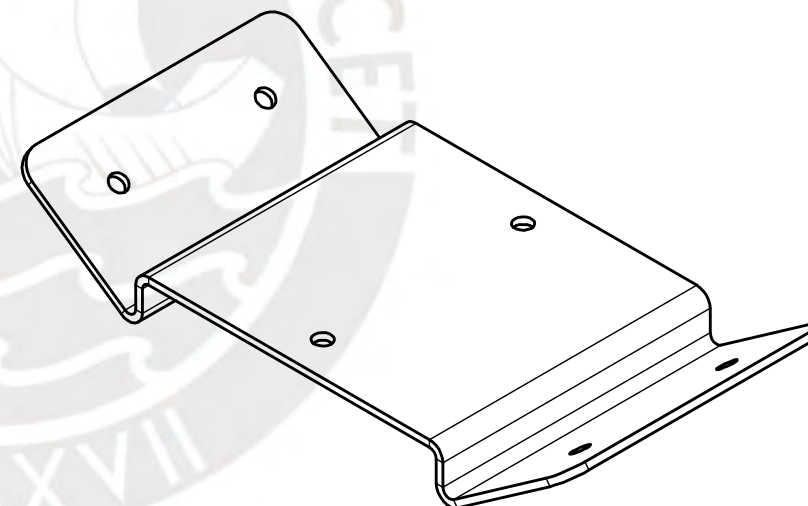
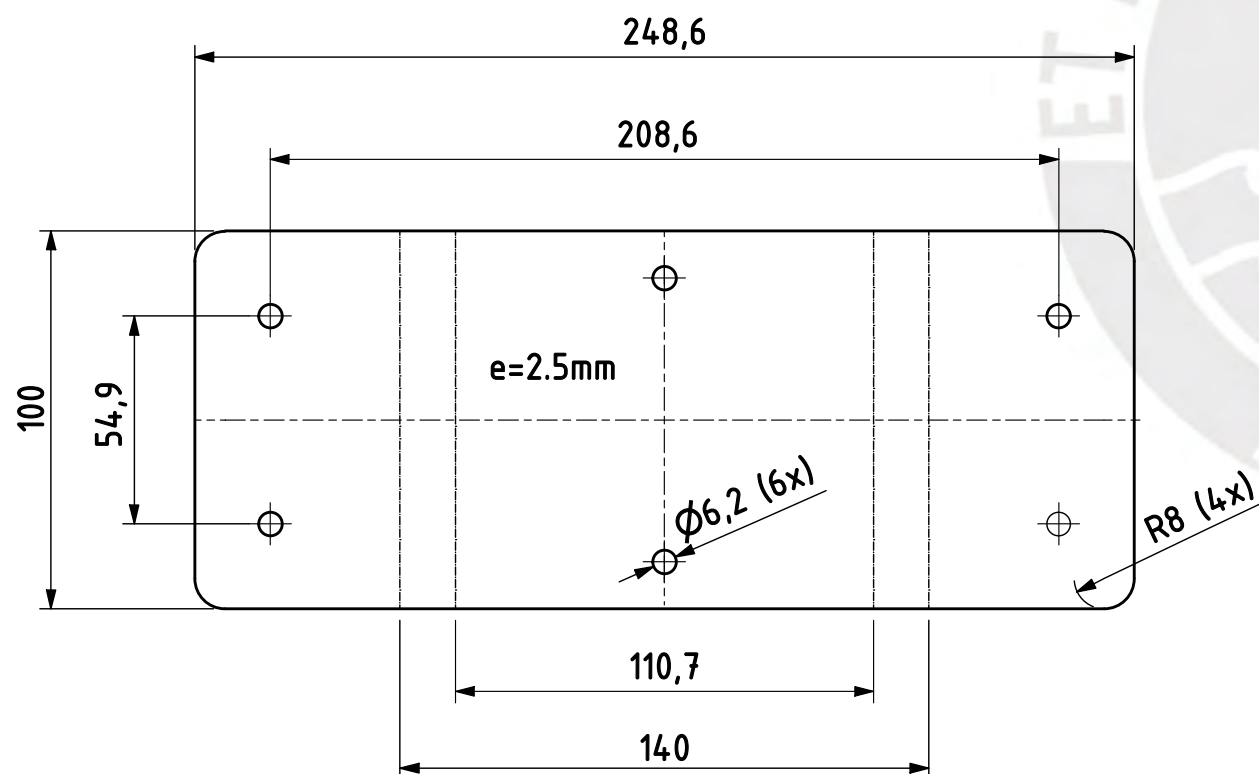
BASE DE POLEA LI

BASE DE POLEA LD



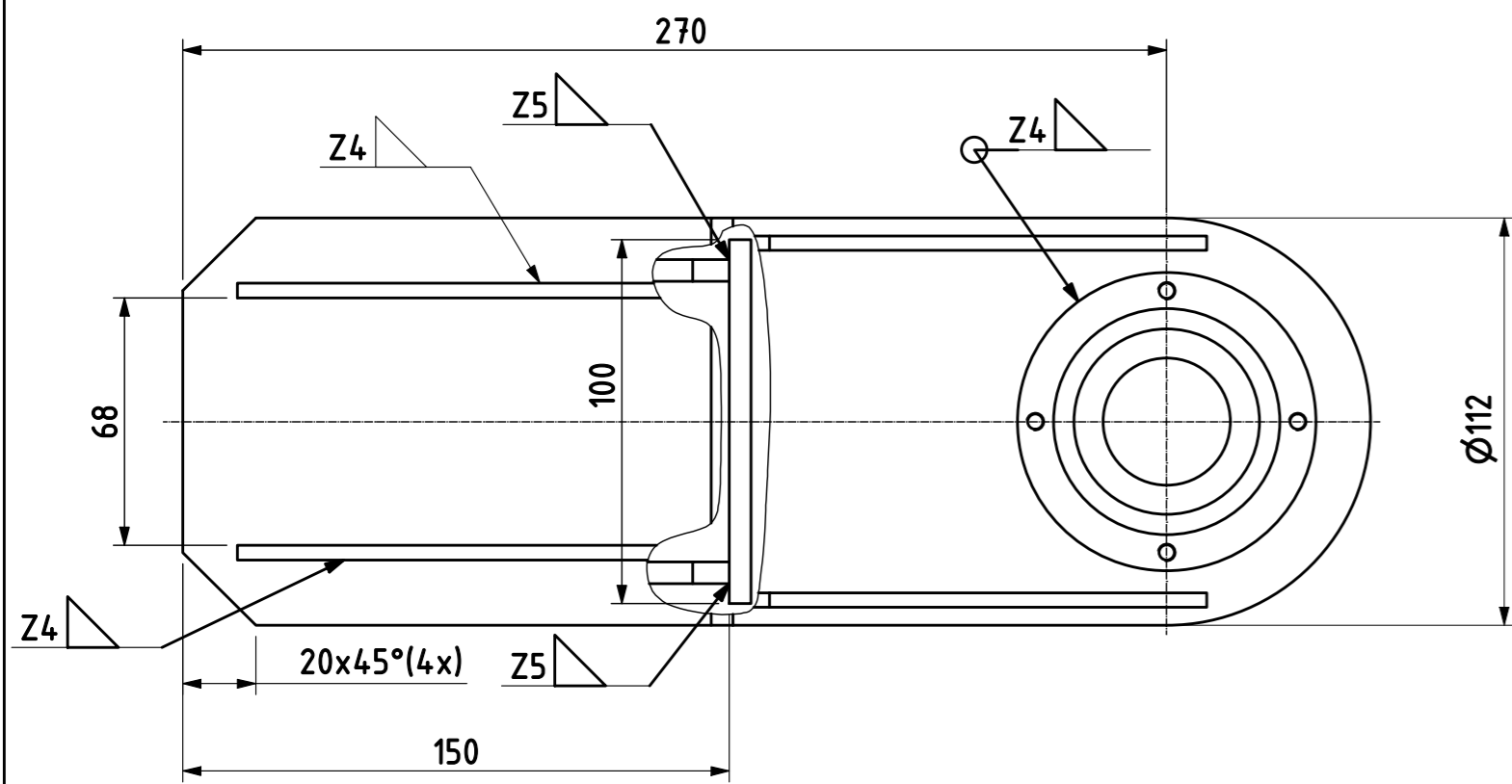
NOTA: DOBLAR 90° HACIA LOS LADOS IZQUIERDO (LI) Y DERECHO (LD), SEGÚN ISOMÉTRICO.

TOPE DE GIRO

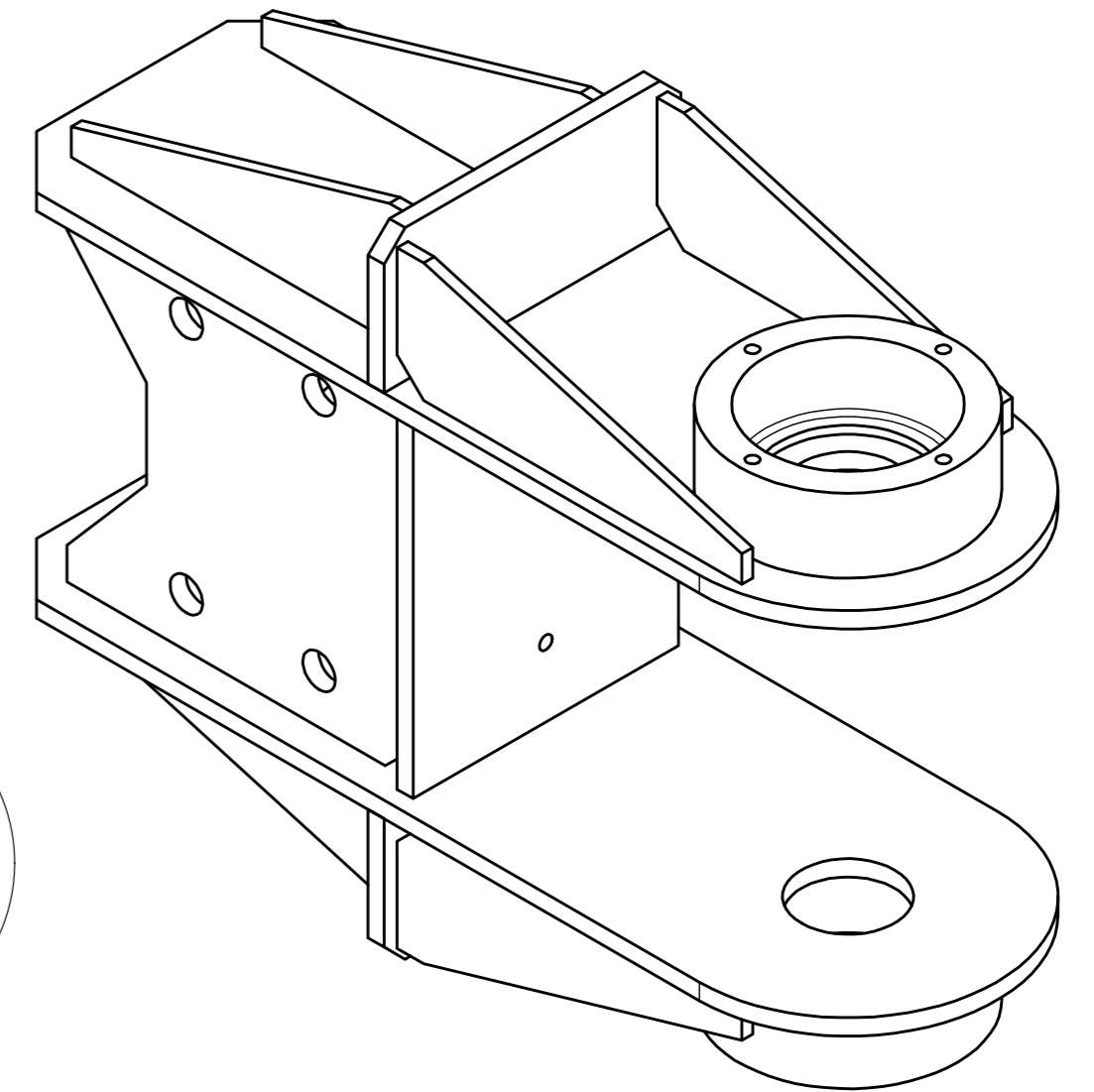
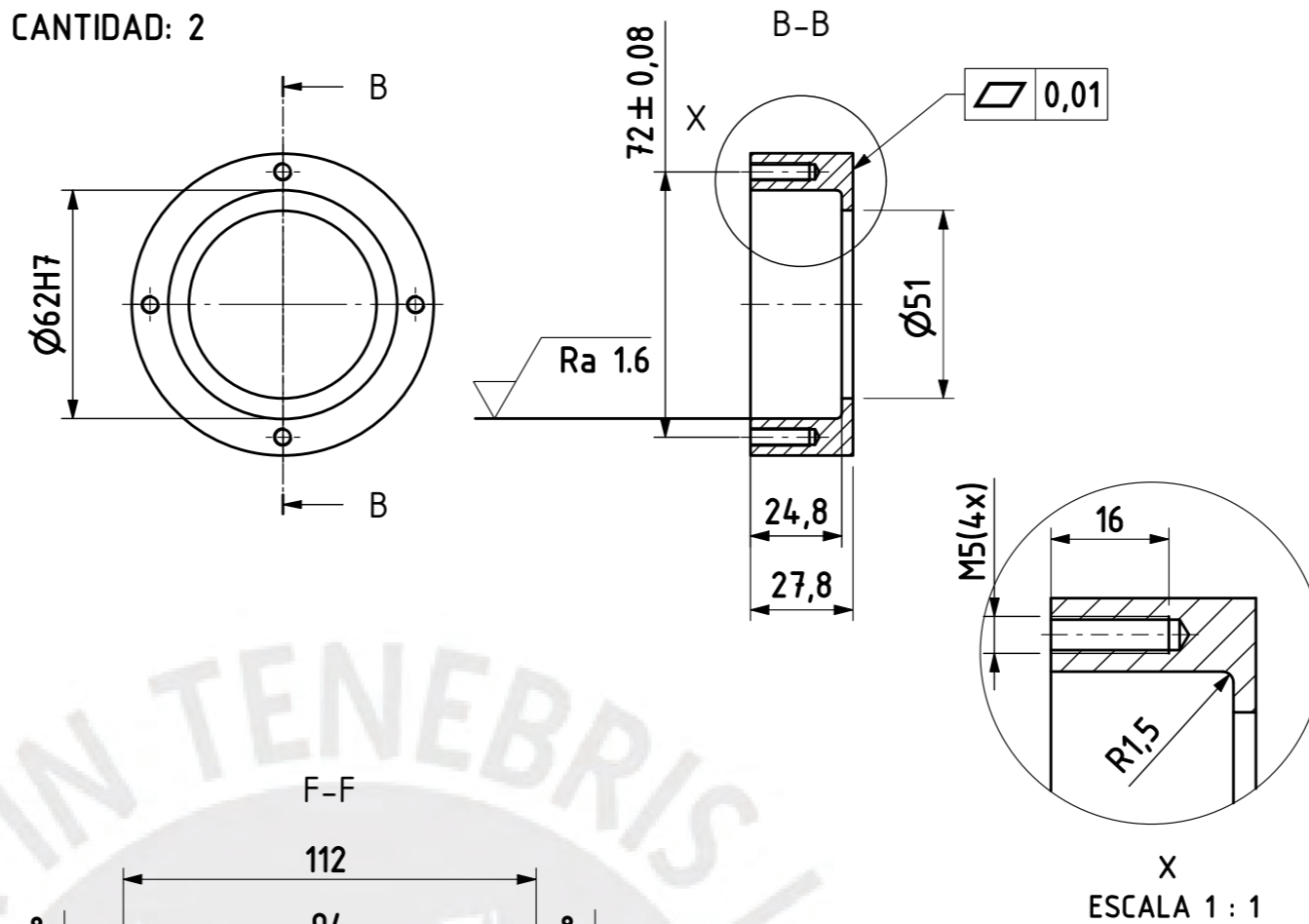


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

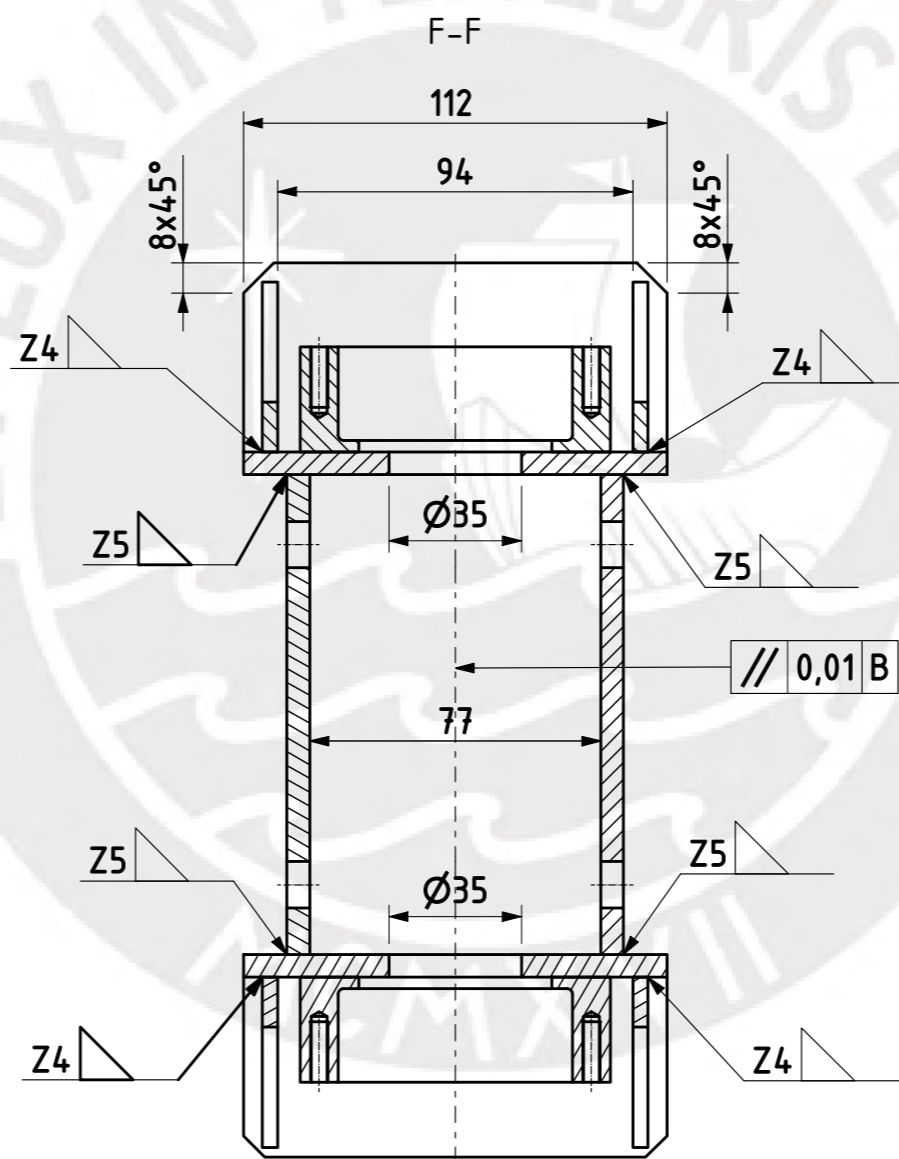
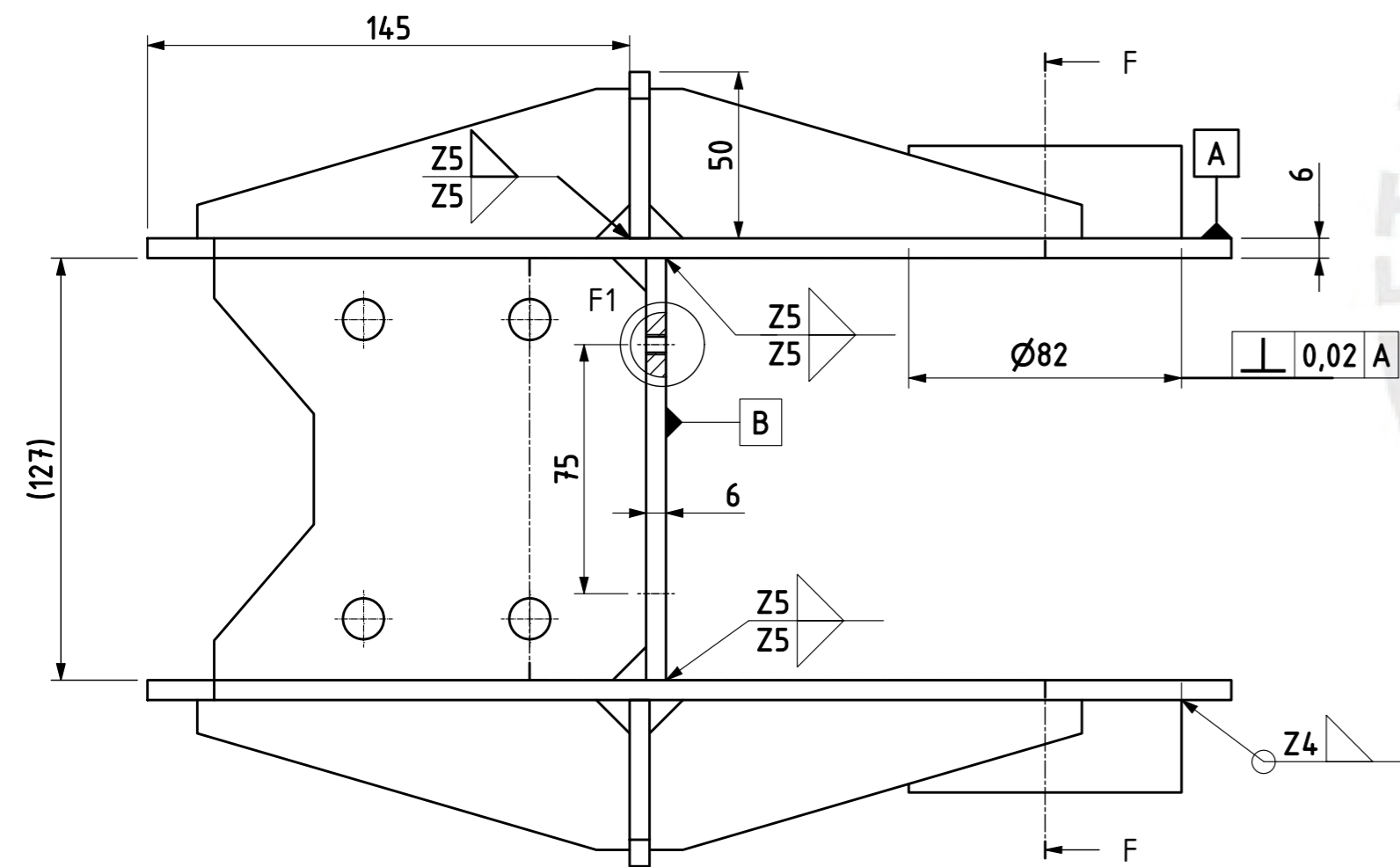
ACABADO SUPERFICIAL 3.2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - GRADO MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 20132039	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO BASE DE POLEA Y TOPES DE GIRO (MC-DES-04)	ESCALA 1:2
VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI		FECHA: 2023.10.17
		LÁMINA: A3



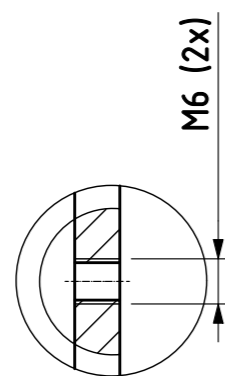
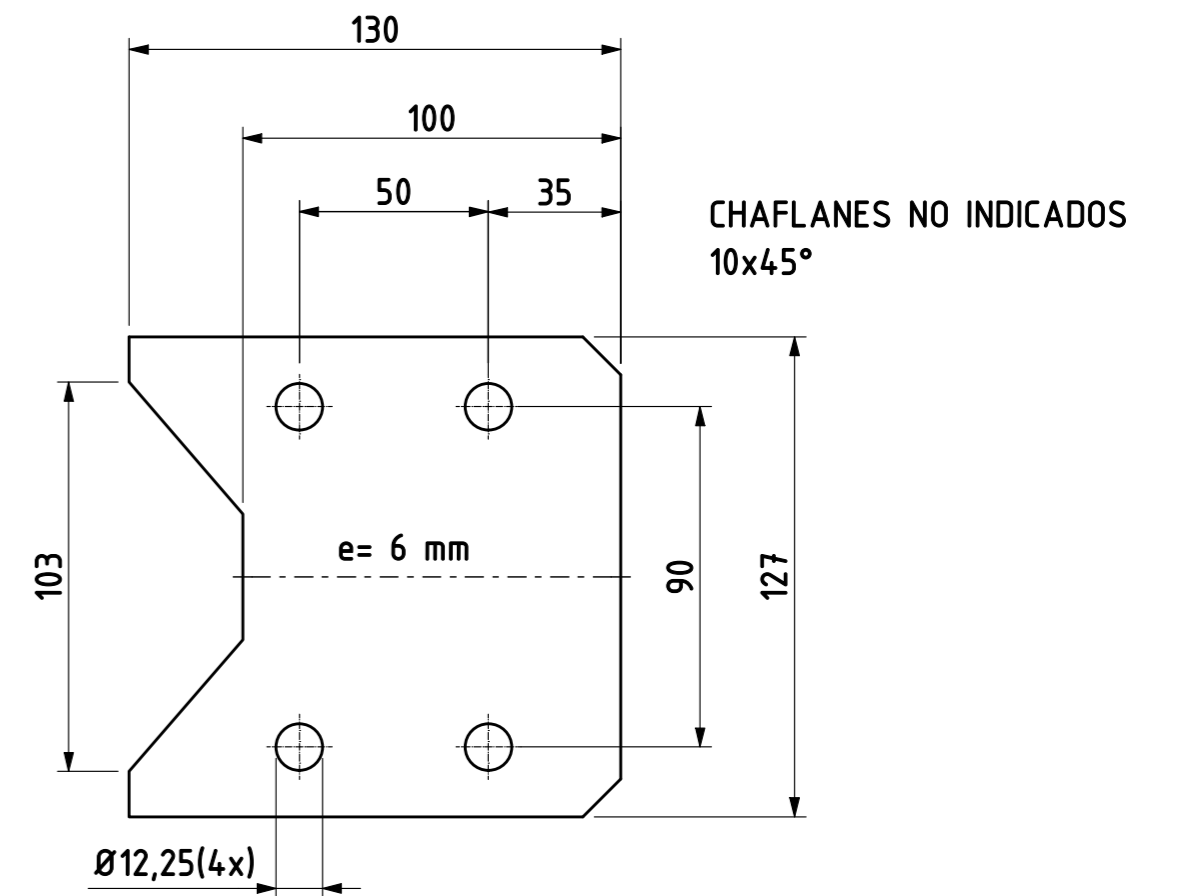
ANILLO BASE DE RODAMIENTO  
MATERIAL: AISI SAE1020  
CANTIDAD: 2



NOTA: COLOCAR EL EJE DE LA ARTICULACIÓN INTERMEDIA PARA SOLDAR LOS ANILLOS BASE.

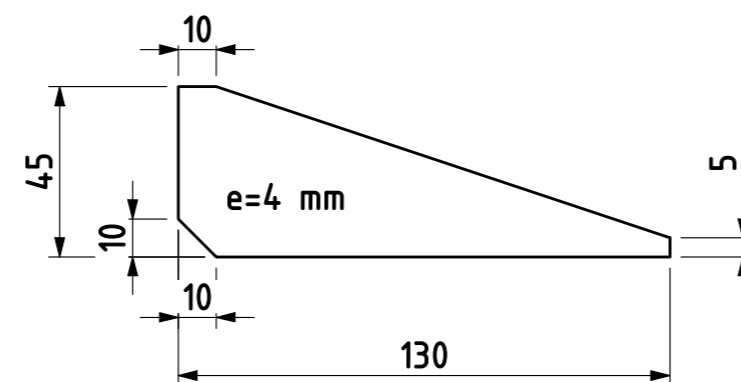


PLACA SOPORTE DE ARTICULACIÓN  
CANTIDAD: 2



F1  
ESCALA 1:1

CARTELA LATERAL DE LA ARTICULACIÓN  
CANTIDAD: 8

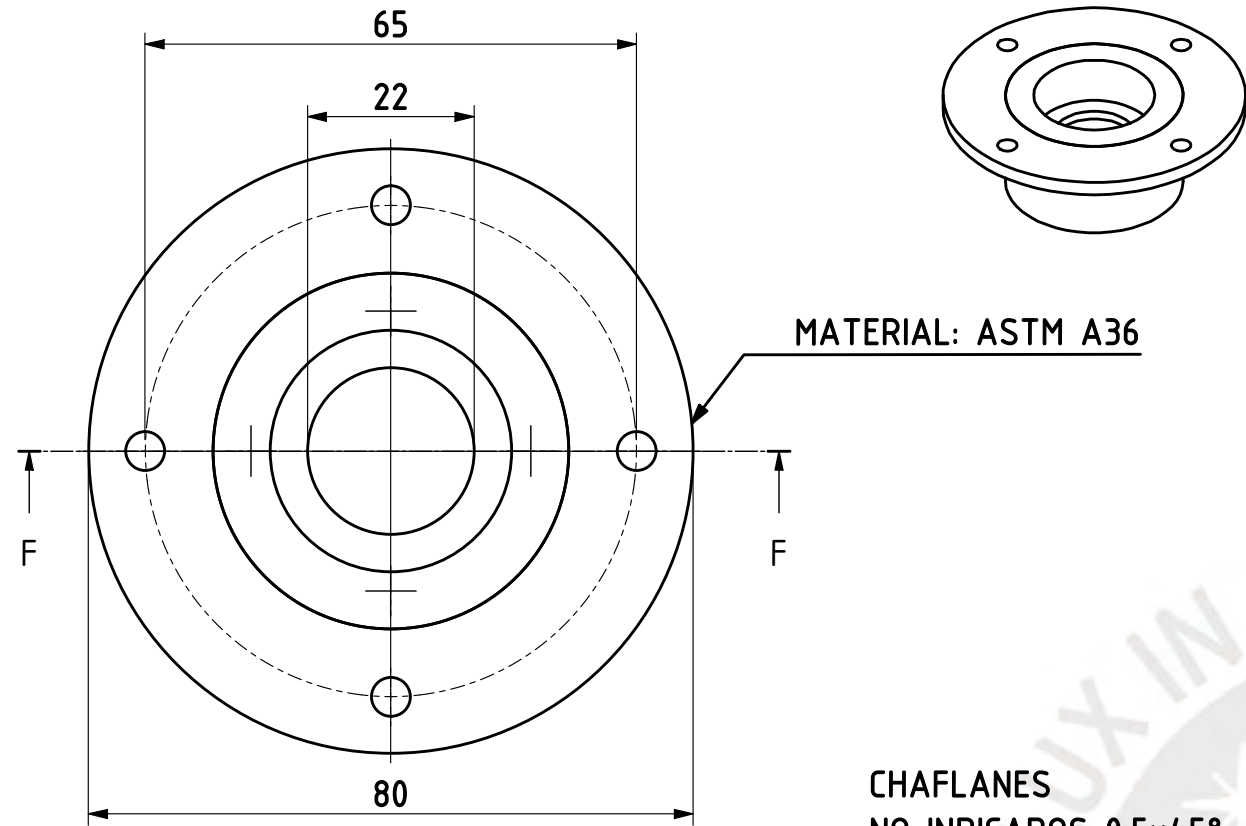


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

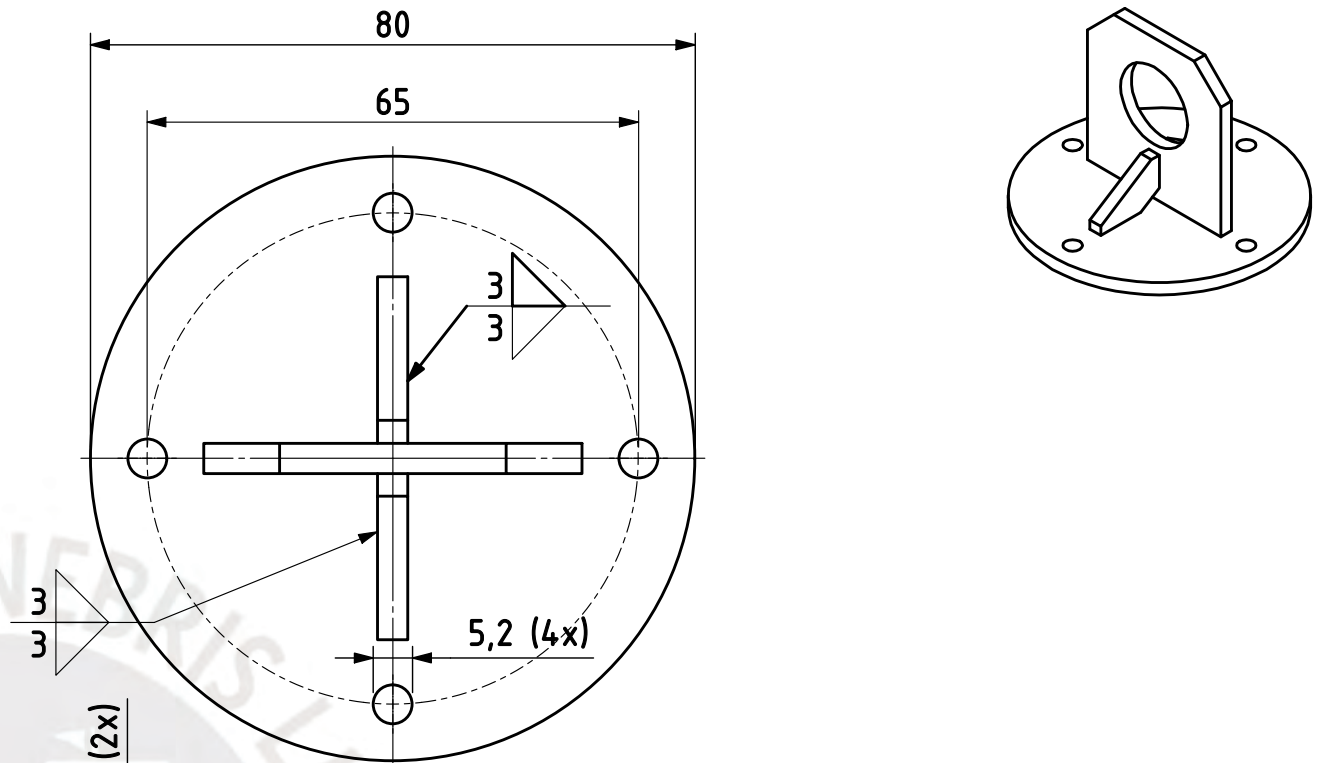
62H7	62,030	62,000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
3.2 (1.6/)	DIN 7168- MEDIO	ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
	ARTICULACIÓN INTERMEDIA (MC-DES-05)	1:2
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2023.10.20
		LÁMINA: A2

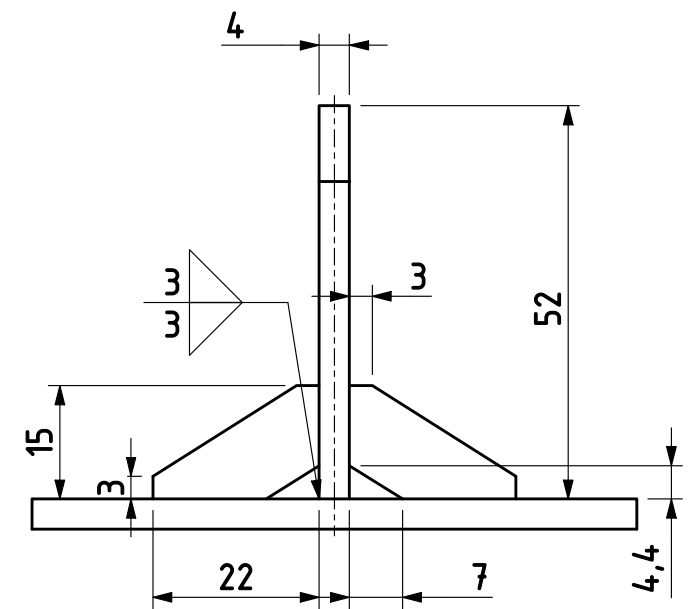
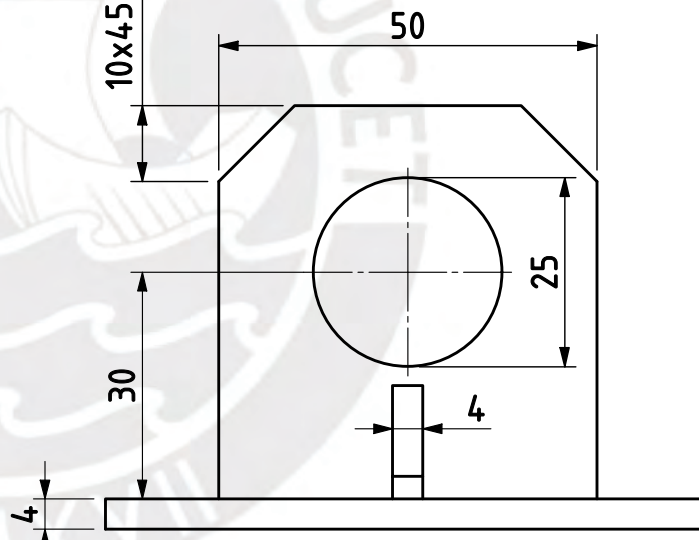
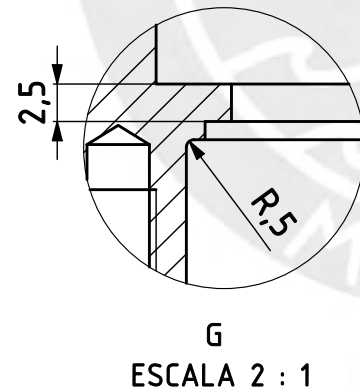
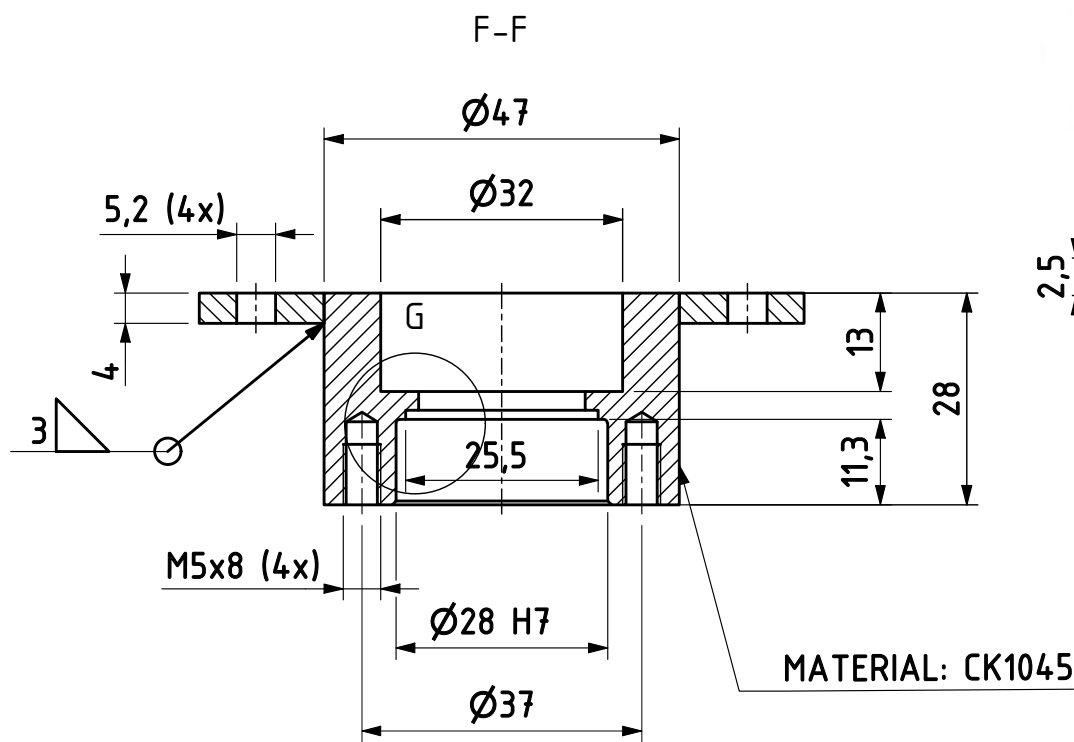
BASE DE GANCHO DE SUJECIÓN INFERIOR



BASE DE GANCHO DE SUJECIÓN SUPERIOR  
MATERIAL: ASTM A36



CHAFLANES  
NO INDICADOS 0.5x45°



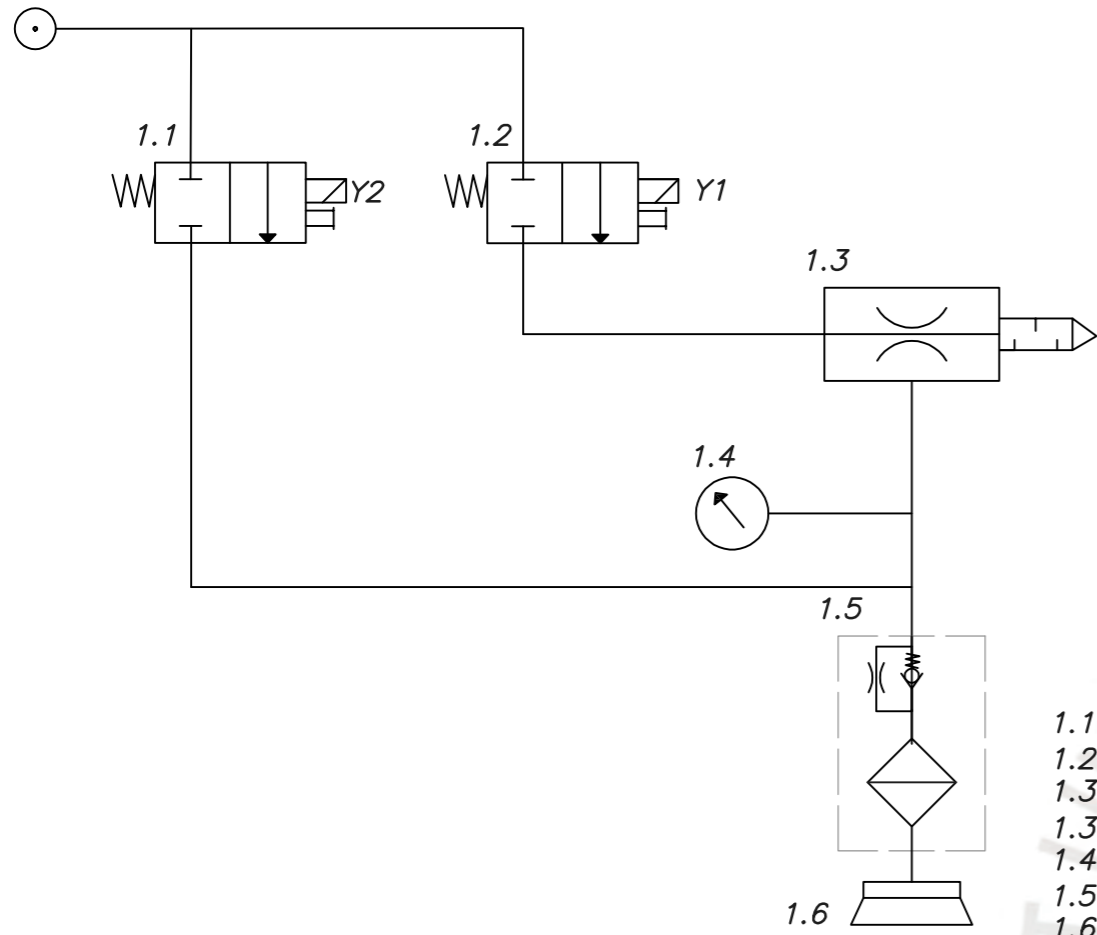
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN  
DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

28H7	28,021	28,000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

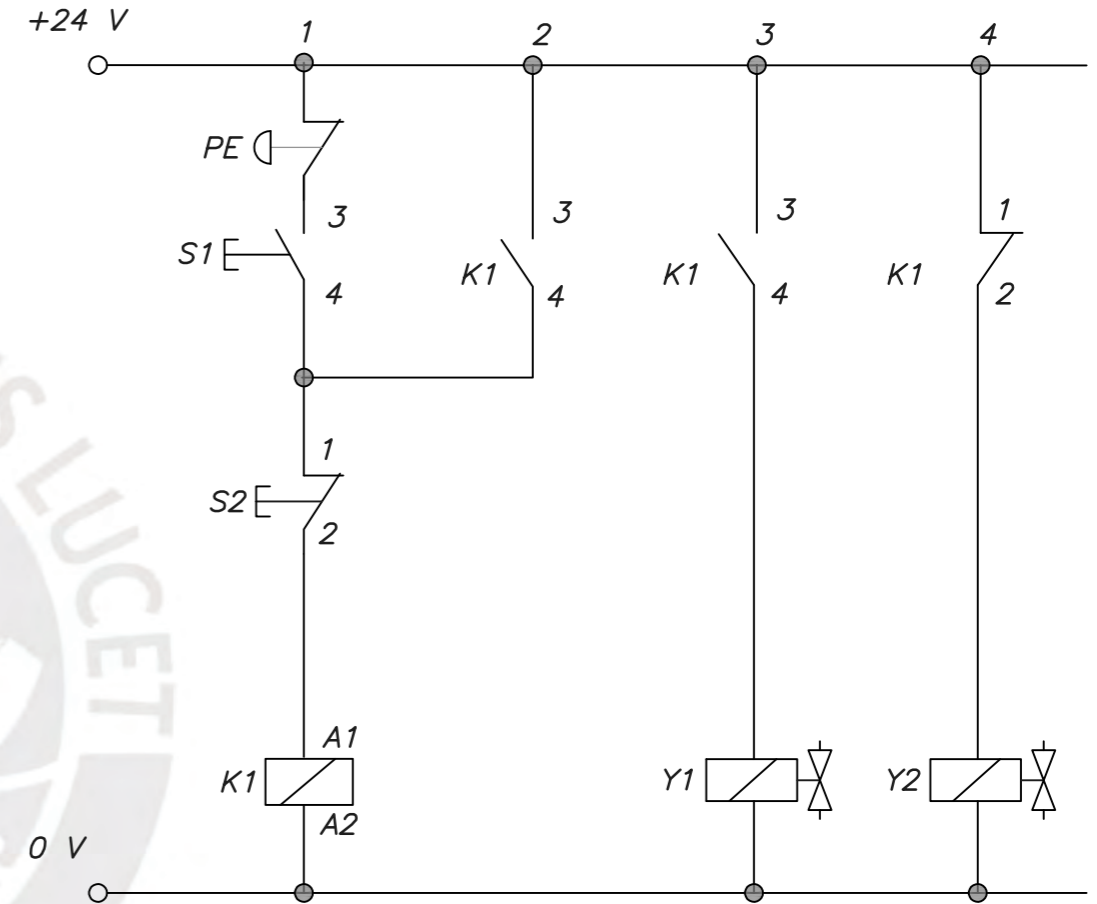
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
3.2 / 1.6	DIN 7168 - MEDIO	INDICADO EN EL PLANO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICO	ESCALA
INDICADO EN EL PLANO (MC-DES-06)	INDICADO EN EL PLANO (MC-DES-06)	1:1
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2024.05.02
REVISADO POR:		LÁMINA: A3

ESQUEMA DE CONEXIÓN NEUMÁTICA DEL PROTOTIPO

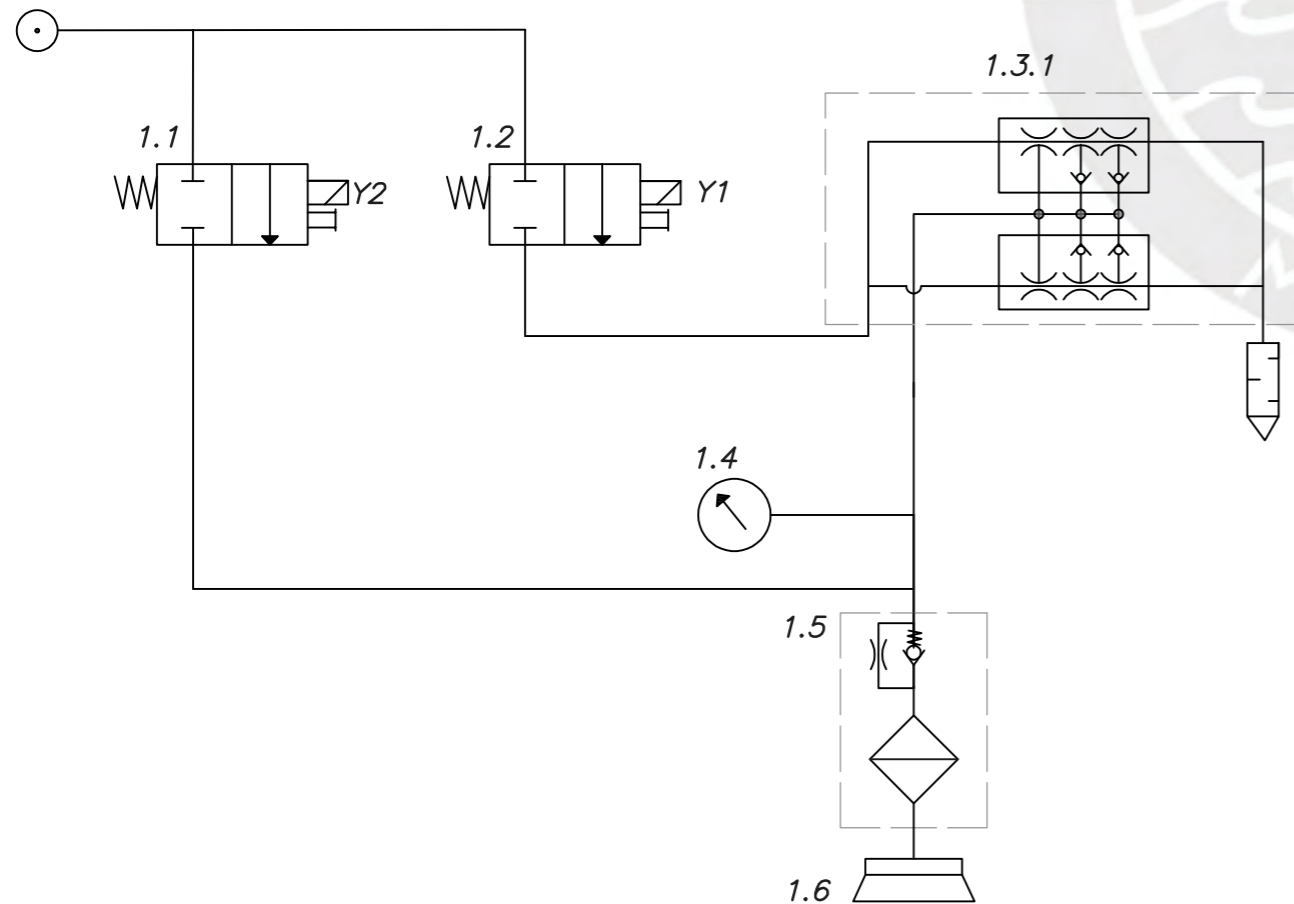


- 1.1 VÁLVULA 2/2-NC
- 1.2 VÁLVULA 2/2-NC
- 1.3 EYECTOR
- 1.3.1 EYECTOR MULTITAPA
- 1.4 VACUÓMETRO
- 1.5 VÁLVULA DE RETENCIÓN DE VACÍO
- 1.6 VENTOSA

ESQUEMA DE CONEXIÓN ELÉCTRICA

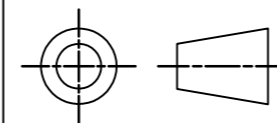


ESQUEMA DE CONEXIÓN NEUMÁTICA



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

ESQUEMA NEUMÁTICO-ELÉCTRICO  
(MC-ES-01)

ESCALA

1:2

20132039

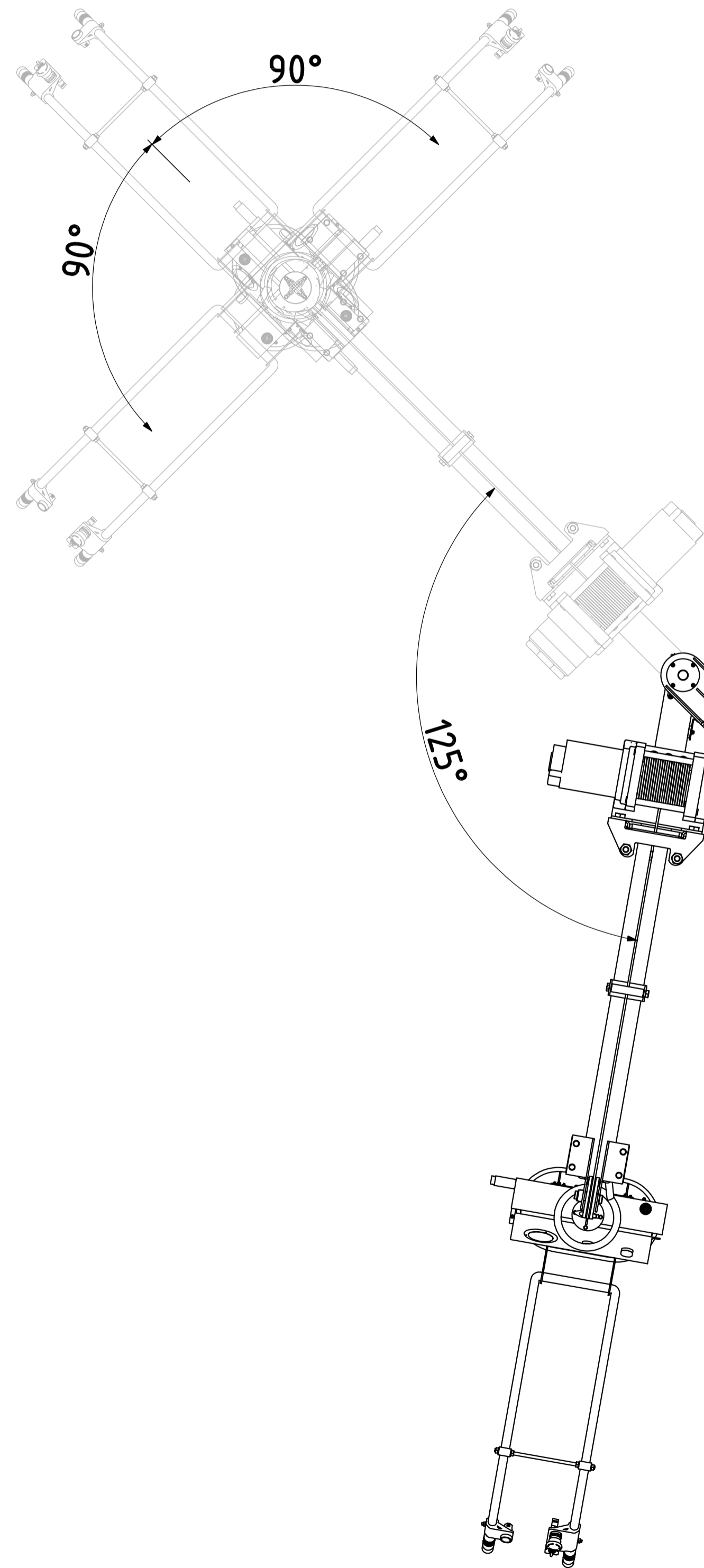
VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI

FECHA:  
2023.10.26

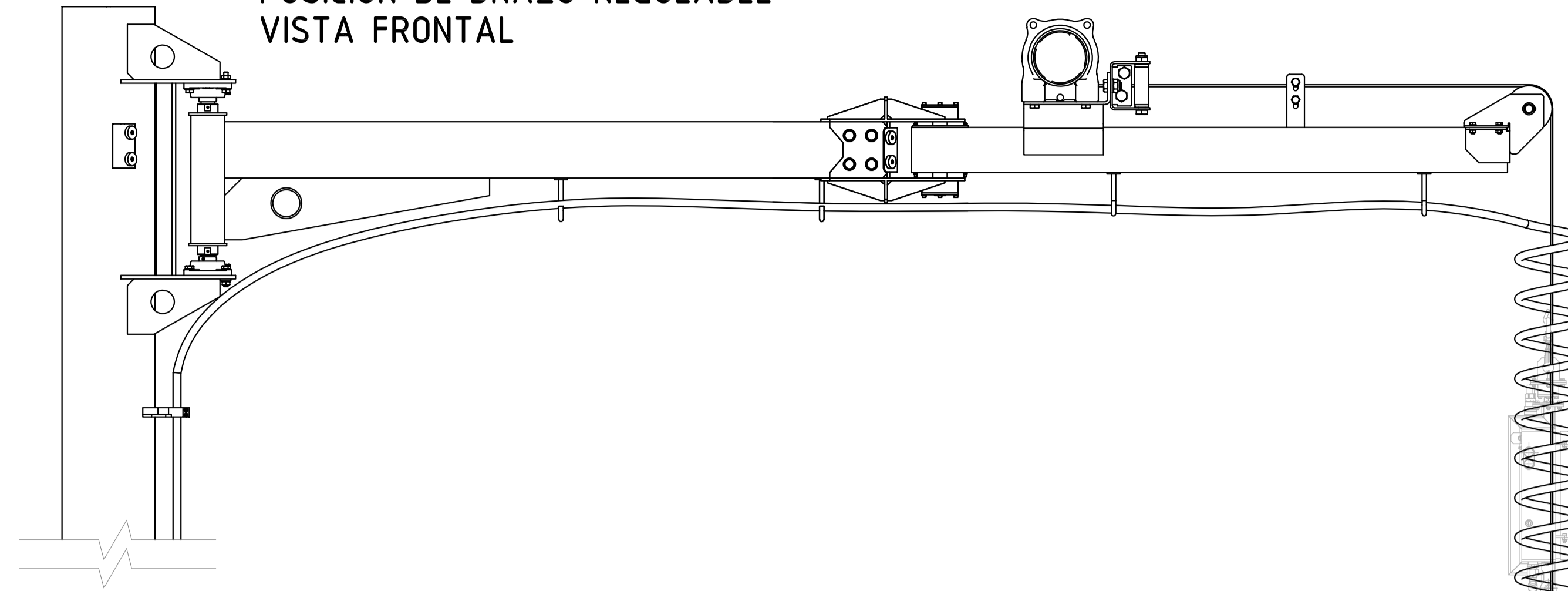
REVISADO POR:

LÁMINA:  
A3

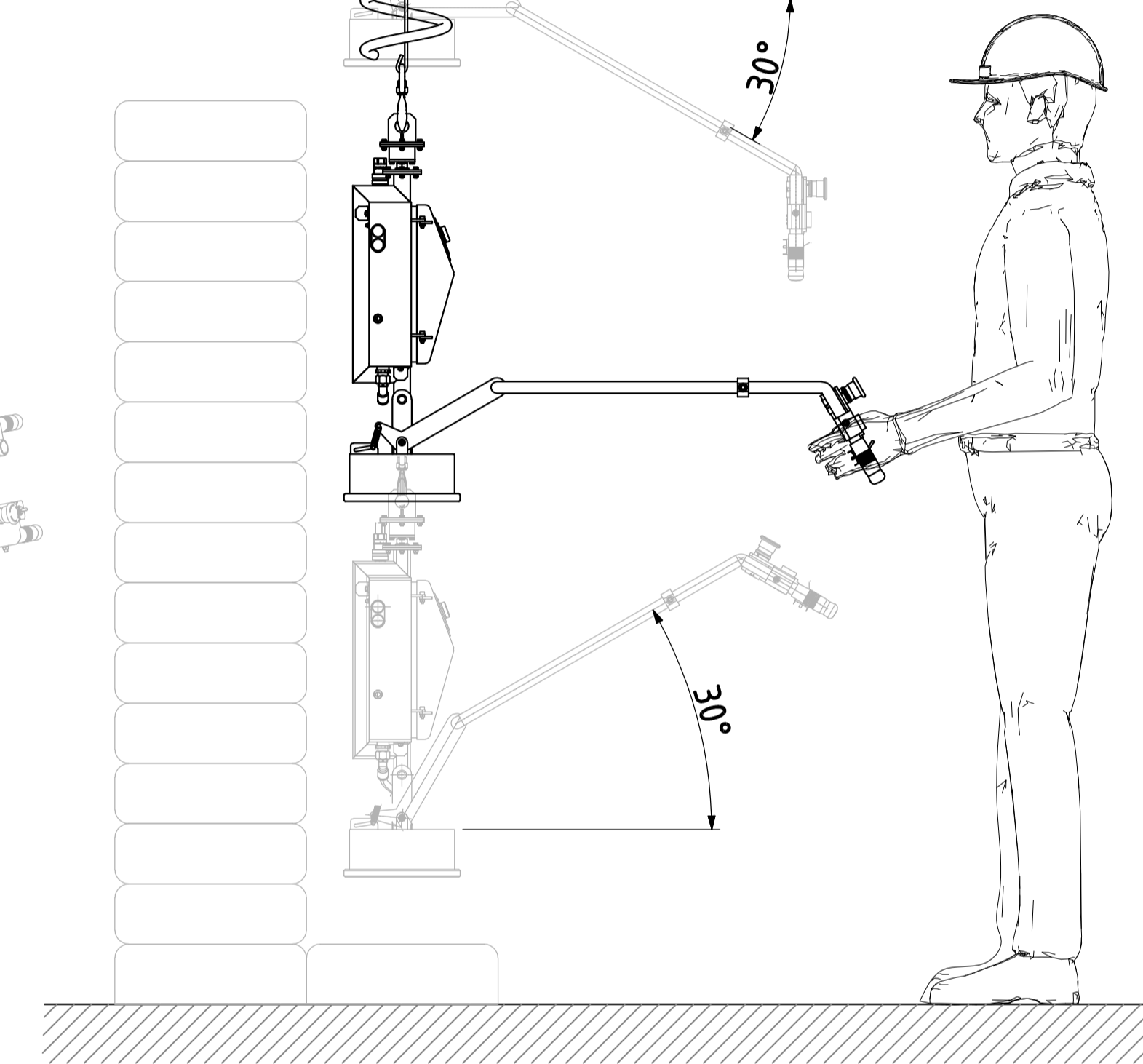
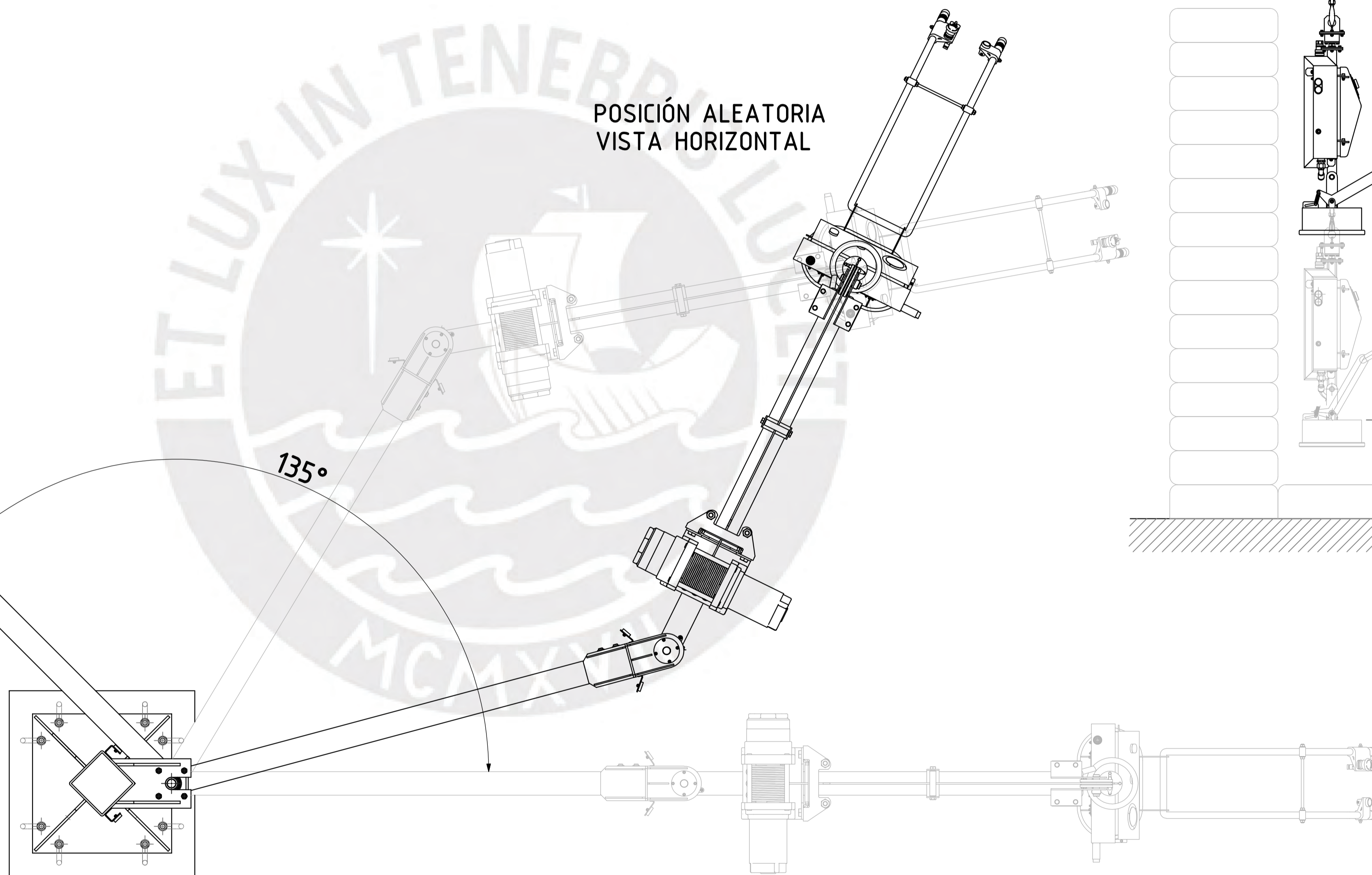
POSICIÓN DE APERTURA MÁXIMA  
DE BRAZO EXTREMO Y BRAZO PRINCIPAL  
VISTA HORIZONTAL



POSICIÓN DE BRAZO REGULABLE  
VISTA FRONTAL



POSICIÓN ALEATORIA  
VISTA HORIZONTAL



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR TÍTULO DE ING. MECÁNICO POSICIONES DE BRAZOS ESTRUCTURALES (MC-ES-02)	ESCALA 1:10
20132039	VARGAS GUERRA, HERBERT YSAI	FECHA: 2024.11.01
		LÁMINA: A1