

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de una mesa volteadora de flejes de 500 kilogramos de capacidad para la
industria de metales

INGE-2960

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Darío Alejandro Quiñónez López

Stalyn Gabriel Baque Navarrete

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

Este proyecto lo dedico a mis padres y abuelo, cuyo ejemplo de constancia, sacrificio y amor ha sido el cimiento de mi formación. A ellos, que con silenciosa devoción sostuvieron cada etapa de mi camino, guiándome con valores, paciencia y fe. Este logro es el fruto de su esfuerzo y su legado de responsabilidad y humildad.

Darío Alejandro Quiñónez López

Este proyecto lo dedico a mi familia, cuyo ejemplo de integridad, esfuerzo, apoyo y amor constante sentaron las bases de mi formación. Su fortaleza en la adversidad, su fe en mí más allá de mis dudas y su humilde entrega han sido la guía más valiosa en este camino.

Stalyn Gabriel Baque Navarrete

Agradecimientos

Agradezco profundamente a mis padres y abuelo por haberme apoyado todos estos años de esfuerzo y sacrificio, pues en mis momentos más difíciles han estado presente.

Darío Alejandro Quiñónez López

Agradezco a mis padres, por su amor inquebrantable y sus enseñanzas; a mis hermanos, por su apoyo incondicional y complicidad; a mis amigos, por sus palabras en los momentos difíciles; y a mis profesores, por guiarme con sabiduría. Cada uno de ellos fue parte de este camino, no solo con palabras, sino con acciones que sostuvieron mi esfuerzo.

Stalyn Gabriel Baque Navarrete

Declaración Expresa

Nosotros **Baque Navarrete Stalyn Gabriel** y **Quiñonez López Darío Alejandro** acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá a los autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor de los autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 22 de mayo del 2025.



Baque Navarrete Stalyn Gabriel



Quiñonez López Darío Alejandro

Evaluadores

Delgado Plaza Emérita Alexandra

Profesora de Materia

Martínez Lozano Ernesto Rolando

Tutor de proyecto

Resumen

El proyecto abordó el diseño de una volteadora de flejes metálicos con capacidad para 500kg, con el fin de optimizar la manipulación de materiales en procesos industriales. Se planteó como alternativa a sistemas convencionales que requieren puentes grúa, buscando mejorar la seguridad operativa y la eficiencia del flujo productivo. La solución propuesta se fundamentó en un sistema automatizado accionado mediante tecnología hidráulica, diseñado bajo criterios de funcionalidad, viabilidad técnica y cumplimiento de estándares industriales.

La metodología empleada incluyó modelado tridimensional y simulación estructural mediante herramientas CAD, así como el análisis de componentes críticos bajo cargas estáticas y dinámicas. Se aplicaron normas técnicas como ANSI/AISC 360-16 e ISO 13849-1 para garantizar integridad estructural, durabilidad y seguridad. Los materiales seleccionados, entre ellos acero ASTM A36 y componentes hidráulicos estandarizados, fueron dimensionados considerando resistencia mecánica, compatibilidad y disponibilidad en el mercado local.

Los análisis realizados mostraron resultados favorables en cuanto a desempeño estructural, con factores de seguridad adecuados en todos los elementos principales. El sistema alcanzó los requerimientos operativos definidos, como un giro de 90°, altura de trabajo de 1720mm y accionamiento confiable. La inversión estimada se situó en 22 406,96 USD, lo que sugiere competitividad frente a soluciones comerciales similares.

El diseño final representa una alternativa técnica viable y funcionalmente robusta para su implementación en entornos industriales de mediana escala.

Palabras clave: Mesa volteadora, sistema hidráulico, simulación, análisis estructural, viabilidad económica.

Abstract

The project addressed the design of a metal strapping turning table with a capacity of 500 kg, aiming to optimize material handling in industrial processes. It was proposed as an alternative to conventional systems requiring overhead cranes, seeking to improve operational safety and production flow efficiency. The proposed solution was based on an automated system powered by hydraulic technology, designed based on criteria of functionality, technical feasibility, and compliance with industrial standards.

The methodology employed included three-dimensional modeling and structural simulation using CAD tools, as well as the analysis of critical components under static and dynamic loads. Technical standards such as ANSI/AISC 360-16 and ISO 13849-1 were applied to ensure structural integrity, durability, and safety. The selected materials, including ASTM A36 steel and standardized hydraulic components, were sized considering mechanical strength, compatibility, and local market availability.

The analyses performed showed favorable results in terms of structural performance, with adequate safety factors in all major elements. The system met the defined operational requirements, including a 90° rotation, a working height of 1,720mm, and reliable operation. The estimated investment was USD 22,406.96, suggesting competitiveness compared to similar commercial solutions.

The final design represents a technically viable and functionally robust alternative for implementation in medium-scale industrial environments.

Keywords: Turning table, hydraulic system, simulation, structural analysis economic feasibility

Índice general

Resumen	I
Abstract	II
Índice general	III
Abreviaturas	V
Simbología.....	VI
Índice de figuras	VIII
Índice de tablas	IX
Índice de planos	X
Capítulo 1	1
1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del Problema	2
1.3 Justificación del Problema	3
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general.....	4
1.4.2 Objetivos específicos.....	4
1.5 Marco teórico	5
1.5.1 La industria del acero en el Ecuador	5
1.5.1.1 Industria	5
1.5.1.2 Productos de acero.	5
1.5.1.3 Importancia de la industria del acero.	6
1.5.2 Proceso de producción de flejes metálicos	6
1.5.2.1 Importación y selección de la materia prima.....	7
1.5.2.2 Desenrollado de la bobina	7
1.5.2.3 Aplanado o nivelado.	7
1.5.3 Equipos y maquinaria empleada en el procesamiento de flejes metálicos	10
Capítulo 2	12
2. Metodología.	13
2.1 Proceso de diseño	13
2.2 Requerimientos del diseño	14
2.3 Especificaciones de diseño.....	14
2.4 Normas y estándares	14
2.5 Planteamiento de alternativas.....	15
2.6 Análisis de alternativas	16
2.7 Elección de alternativa de diseño	19
2.8 Elección de alternativa de diseño	23
2.8.1 Sistema hidráulico	23

2.8.1.1	Dimensionamiento del cilindro hidráulico	24
2.8.1.2	Cálculo de la presión de salida del cilindro hidráulico	25
2.8.1.3	Selección de la bomba hidráulica.....	28
2.8.2	Selección de cadena de rodillo para transmisión mecánica.....	29
2.8.3	Sistema de avance de la estructura.....	32
2.8.4	Sistema de soporte del fleje	32
Capítulo 3		34
3.	Resultados y análisis	35
3.1	Resultados de las alternativas de diseño	35
3.2	Resultados de diseño de forma	35
3.3	Parámetros de diseño	36
3.4	Diseño de rodillos dimensionamiento de ejes y selección de vigas	36
3.4.1	Resultados del diseño de los rodillos	36
3.4.2	Selección de cojinetes para los rodillos.....	37
3.4.3	Resultados del diseño de la estructura móvil.....	38
3.4.4	Resultados del diseño de la bancada	39
3.4.5	Diseño de ejes y selección de componentes de soporte	40
3.5	Resultados del diseño del sistema hidráulico	41
3.5.1	Resultados de la selección de los actuadores hidráulicos del sistema.....	41
3.5.2	Selección de la bomba y componentes hidráulicos.....	42
3.6	Resultados de selección de combo cadena-Catarina	47
3.6.1	Selección de componentes para la rotación de los rodillos	48
3.6.2	Selección de componentes para el avance lineal de la mesa volteadora	48
3.7	Resultados de costos	49
3.7.1	Costos de los materiales de la estructura.....	49
3.7.2	Costos de los materiales del circuito hidráulico	51
3.7.3	Costo total del proyecto.....	52
3.7.4	Tabla de amortización	53
Capítulo 4		56
4.	Conclusiones y recomendaciones	57
4.1	Conclusiones	57
4.2	Recomendaciones	58
Referencias		59
Apéndice A		61
Apéndice B		120

Abreviaturas

ISO	International Organization for Standardization
ICE	International Electrotechnical Commission
SAE	Society of Automotive Engineers
AISC	American Institute of Steel Construction
ANSI	American National Standards Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
UPN	U Profile Normalisé
IPE	I Profil Européen
HP	Horsepower
UCP	Unidad de Chumacera con placa base
CAP	Capacidad
DIM	Dimensionamiento
COMP	Compatibilidad
ACC	Accionamientos
SEG	Seguridad
ERG	Ergonomía
MAT	Materiales
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
CAD	Computer-Aided Design
Spool	Carrete
VAN	Valor actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
Tmar	Tasa Media Anual Reducción

Simbología

pulg	Pulgada
m	Metro
kg	Kilogramo
N	Newton
KN	Kilonewton
MPa	Megapascal
rpm	Revoluciones por minuto
L/min	Litros por minuto
mm	Milímetro
cm^3	Centímetro Cúbico
m^3	Metro cúbico
s	Segundo
m/s^2	Metro por segundo al cuadrado
rad/s	Radián por segundo
F	Fuerza
M	Momento flector
σ	Esfuerzo normal o de flexión
τ	Esfuerzo cortante
C	Distancia desde el eje neutro al punto más alejado
I	Momento de inercia de la sección transversal
W	Peso
δ	Deflexión
E	Módulo de Young
L	Longitud

P	Carga puntual
w	Carga distribuida
μ_k	Coeficiente de fricción cinética
μ_s	Coeficiente de fricción estático
η	Factor de seguridad
g	Aceleración de la gravedad en la tierra
$\sum F$	Sumatoria de fuerzas
$\sum M$	Sumatoria de momentos
D	Diámetro
D_v	Diámetro del vástago
D_e	Diámetro del émbolo
K	Rigidez o constante de pandeo
π	Constante matemática pi

Índice de figuras

Figura 1.1 Etapas del procesamiento de flejes metálicos.....	6
Figura 1.2 Desenrollado de bobina	7
Figura 1.3 Aplanado de la bobina.....	8
Figura 1.4 Corte longitudinal de la bobina.....	8
Figura 1.5 Rebobinado de flejes	9
Figura 1.6 Embalaje y despacho	10
Figura 2.1 Esquema metodológico de flujo del proceso de diseño de la mesa volteadora	13
Figura 2.2 Matriz de valor vs dificultad.....	16
Figura 2.3 Mesa volteadora operada a través de dos cilindros hidráulicos.....	17
Figura 2.4 Mesa volteadora equipada con dos cilindros hidráulicos como sistema de accionamiento (Ingeniería y Servicios B&R, 2019)	18
Figura 2.5 Mesa volteadora con sistema de banda transportadora integrada.....	19
Figura 2.6 Escala de juicio de Saaty (Mendoza, Solano, Palencia, & García, 2019).....	21
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre del cilindro hidráulico	26
Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de la carrera del cilindro hidráulico	27
Figura 2.9 Acoplamiento de una cadena y una catarina	29
Figura 3.1 Diseño de forma de la mesa volteadora de flejes.....	35
Figura 3.2 Diagrama estado / fase	45
Figura 3.3 Circuito hidráulico del sistema	46
Figura 3.4 Circuito eléctrico del sistema.....	47

Índice de tablas

Tabla 2.1 Requerimientos de diseño de la mesa volteadora.....	14
Tabla 2.2 Pesos de cada uno de los criterios de selección	22
Tabla 2.3 Matriz de decisión de la mesa volteadora de flejes	23
Tabla 3.1 Parámetros de diseño de la mesa volteadora.....	36
Tabla 3.2 Resultados del diseño de los rodillos.....	37
Tabla 3.3 Especificaciones del cojinete UC206-SNR	38
Tabla 3.4 Resultados del diseño de la estructura móvil.....	39
Tabla 3.5 Resultados del diseño de la estructura de la bancada	40
Tabla 3.6 Resultados del diseño de ejes.....	41
Tabla 3.7 Resultados del diseño hidráulico	42
Tabla 3.8Especificaciones de componentes principales de la central hidráulica	43
Tabla 3.9 Especificaciones de componentes secundarios de la central hidráulica	44
Tabla 3.10 Especificaciones de las tablas de longitudes de las mangueras	44
Tabla 3.11 Componentes seleccionados para la rotación de los rodillos	48
Tabla 3.12 Componentes para el avance lineal de la mesa volteadora de flejes	49
Tabla 3.13 Costos de los materiales de la estructura	50
Tabla 3.14 Costo de los materiales del sistema hidráulico	51
Tabla 3.15 Costo total del proyecto	52
Tabla 3.16 Variables económicas para el análisis de viabilidad	53
Tabla 3.17 Amortización.....	54
Tabla 3.18 Flujo de caja de la inversión	54

Índice de planos

Plano 1 Mesa volteadora de flejes	121
Plano 2 Estructura de la mesa móvil.....	121
Plano 3 Soporte de chumaceras	121
Plano 4 Soporte corto de chumaceras	121
Plano 5 Soporte triangular de refuerzo	121
Plano 6 Placa de soporte.....	121
Plano 7 Orejeta de izado cilindro HMW - 1506.....	121
Plano 8 Base de la caja reductora	121
Plano 9 Placa de soporte.....	121
Plano 10 Orejeta de izado cilindro HCW - 2530.....	121
Plano 11 Placa de cubierta.....	121
Plano 12 Orejeta de fijación	121
Plano 13 Plano indicativo del rodillo	121
Plano 14 Eje de soporte de los rodillos	121
Plano 15 Eje de soporte de los rodillos	121
Plano 16 Rodillo lateral.....	121
Plano 17 Rodillo central.....	121
Plano 18 Vista explosionada del ensamble del gancho de sujeción	121
Plano 19 Gancho de sujeción	121
Plano 20 Bocín de bronce.....	121
Plano 21 Eje del gancho de sujeción.....	121
Plano 22 Brazo de unión	121
Plano 23 Placa de soporte lateral	121
Plano 24 Placa de soporte central	121

Plano 25 Pin de unión	121
Plano 26 Vista explosionada y lista de materiales de la bancada de la mesa	121
Plano 27 Estructura de la bancada	121
Plano 28 Eje de unión de la estructura superior de la mesa con la bancada	121
Plano 29 Placa de soporte del eje de la rueda.....	121
Plano 30 Eje de las ruedas de la bancada	121
Plano 31 Ruedas de la mesa	121
Plano 32 Cuña de eje de las ruedas.....	121
Plano 33 Cuña del eje soporte de los rodillos.....	121
Plano 34 Central hidráulica	121
Plano 35 Cilindro hidráulico HMW – 1506	121
Plano 36 Cilindro hidráulico HCW – 2530	121
Plano 37 Catarina D40B15H 1/2".....	121
Plano 38 Catarina 40B15 1/2"	121
Plano 39 Motor trifásico de 1HP	121
Plano 40 Reductor de tornillo sin fin ortogonal	121
Plano 41 Catarina 100B12 1 1/4"	121
Plano 42 Catarina 100B14 1 1/4"	121
Plano 43 Motor trifásico de 3HP	121
Plano 44 Reductor coaxial de engranes helicoidales	121
Plano 45 Motor trifásico de 5HP	121
Plano 46 Chumacera UCFL 206.....	121
Plano 47 Chumacera UCP 210	121

Capítulo 1

1.1 Introducción

En este capítulo se introduce el contexto industrial en el que se enmarca el diseño de una mesa volteadora de fleje metálicos, centrada en las necesidades operativas de la industria siderúrgica ecuatoriana. Se describe una problemática recurrente en el manejo del fleje al final del proceso de corte longitudinal, donde la dependencia de un puente grúa compartido genera interrupciones frecuentes en la línea de producción. Esta limitante, presente durante varios años, afecta directamente la continuidad del flujo productivo, incrementa los tiempos muertos y reduce la eficiencia general del sistema. Ante esta situación, se plantea la necesidad de una solución técnica autónoma que permita realizar el volteo del fleje de forma segura, controlado y sin depender de equipos externos, garantizando una operación más fluida y alineada con los estándares de productividad industrial.

En este marco, se establece el objetivo del proyecto: el diseño de una máquina capaz de manipular flejes de hasta 500kg mediante principios de ingeniería mecánica, integrando criterios de funcionalidad, seguridad y viabilidad económica. El capítulo plantea las bases del problema, justifica su relevancia dentro del entorno productivo nacional y define los alcances del desarrollo técnico. Se presentan brevemente los alineamientos del diseño conceptual, los requerimientos funcionales del equipo y la necesidad de adaptar soluciones tecnológicas a las condiciones locales, promoviendo la innovación aplicada en el sector metalmecánico. Este fundamento inicial sienta las bases para el desarrollo metodológico que se aborda en los capítulos siguientes.

1.2 Descripción del Problema

En los últimos cinco años, una empresa del sector siderúrgico se ha identificado una ineficiencia en el manejo de flejes metálicos durante su transferencia desde el torniquete rotativo, debido a la dependencia del puente grúa, equipo compartido con otras áreas y de disponibilidad limitada. Esta situación genera interrupciones frecuentes en la línea de producción, tiempos muertos y afectaciones en la continuidad operativa. Para superar esta limitante, se propone el

diseño de un equipo volteador que permita realizar la manipulación del fleje de forma independiente, segura y eficiente, eliminando la dependencia del puente grúa y garantizando un flujo productivo más estable. Esta solución busca integrar principios de diseño mecánico, resistencia de materiales y seguridad industrial, estableciendo las bases para un sistema autónomo que mejore la productividad del proceso sin requerir intervención externa del operario.

1.3 Justificación del Problema

La industria metalmecánica en Ecuador ha registrado un crecimiento sostenido en la última década, consolidándose como uno de los sectores estratégicos dentro de las exportaciones no tradicionales. Según el Banco Central del Ecuador (2024), las ventas externas de metales comunes y sus manufacturas alcanzaron un valor de 407 millones de dólares en 2023, reflejando una participación creciente en los mercados internacionales. Este desempeño posiciona a Ecuador como el exportador número 103 a nivel mundial en esta categoría, según datos del United Nations Comtrade Database (2024), lo cual subraya el dinamismo del sector y su contribución al desarrollo industrial del país.

Este avance ha impulsado la creación de empleo calificado y el fortalecimiento de la cadena productiva nacional (MIPRO, 2023). Para mantener esta trayectoria, es indispensable avanzar en eficiencia y competitividad mediante la adopción de tecnologías que optimicen los procesos productivos. En este marco, el diseño de equipos especializados, como la mesa volteadora de flejes, representa una contribución práctica al mejoramiento de la operatividad industrial, alineado con las tendencias de automatización y mejora continua en el sector manufacturero.

Actualmente, las mesas volteadoras de flejes utilizadas en la industria siderúrgica ecuatoriana son en su mayoría importadas, debido a la limitada oferta de soluciones locales confiables. Las pocas que se fabrican a nivel nacional, en algunos casos, presentan fallos técnicos o diseños excesivamente robustos que incrementan innecesariamente el costo y el peso

del equipo, lo cual limita su eficiencia operativa y mantenimiento. En sectores emergentes, como el metalmecánico en países en desarrollo, persiste una dependencia de métodos de fabricación empíricos y poco estandarizados, lo que limita la escalabilidad, la calidad y la competitividad internacional. Esta brecha tecnológica subraya la necesidad de implementar soluciones de ingeniería formalizadas y basadas en análisis de carga y diseño mecanizado (World Bank, 2021). Por ello, es necesario mejorar las soluciones existentes y adaptarlas a las condiciones y la competitividad del sector, es crucial que los productores cuenten con tecnología adecuada que optimice el manejo de flejes metálicos.

La automatización de procesos en la industria siderúrgica ha demostrado incrementar significativamente la eficiencia operativa, reducir costos de mano de obra y minimizar riesgos durante la manipulación de productos pesados. Estudios recientes destacan que la integración de sistemas automatizados en líneas de flejes mejora la precisión, la seguridad y la trazabilidad del producto final (Silva, Ferreira, & Costa, 2022). En este contexto, la implementación de una mesa volteadora diseñada bajo criterios de ingeniería moderna representa una oportunidad estratégica para los fabricantes de acero en Ecuador. No solo permitiría optimizar tiempos y recursos, sino también elevar los estándares de calidad y consistencia en el manejo de flejes, fortaleciendo así su competitividad tanto en el mercado nacional como en escenarios de exportación.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general*

Diseñar una máquina que permita la descarga por volteo de flejes metálicos de hasta 500 kilogramos en base a criterios ingenieriles.

1.4.2 *Objetivos específicos*

1. Desarrollar el diseño conceptual de una mesa de volteo con sus respectivos componentes.

2. Simular el comportamiento de los componentes mecánicos de la mesa volteadora a través del uso de programas de simulación.
3. Evaluar la viabilidad económica de la mesa volteadora de flejes en un entorno industrial.

1.5 Marco teórico

1.5.1 La industria del acero en el Ecuador

1.5.1.1 Industria. La industria siderúrgica ecuatoriana forma parte importante del tejido productivo del país. Este sector contribuye aproximadamente al 1.5% del Producto Interno Bruto (PIB) nacional, representando el 11.3% del PIB manufacturero y generando alrededor de 80,000 empleos directos e indirectos (Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca del Ecuador, 2021). Aunque su participación en mercados internacionales es limitada, la industria ha enfocado sus esfuerzos en satisfacer la demanda local mediante una producción orientada a sectores como la construcción y la manufactura. Aunque el sector siderúrgico en América Latina enfrenta desafíos, se ha observado un creciente impulso hacia la modernización y la sostenibilidad. Muchas empresas han implementado tecnologías para mejorar la eficiencia energética y reducir su impacto energético y ambiental, alineándose con las tendencias globales de la Industria (Alacero, 2023).

1.5.1.2 Productos de acero. Entre los productos fabricados en el país se encuentran varillas corrugadas, perfiles estructurales, tuberías, mallas electrosoldadas, planchas y flejes metálicos. Estos últimos han adquirido relevancia debido a su aplicación en procesos de transformación del acero plano (IPAC S.A., 2023).

Los flejes metálicos son bandas delgadas obtenidas al realizar cortes longitudinales sobre bobinas laminadas en caliente o en frío. Su fabricación puede realizarse utilizando diversos tipos de acero, como el acero al carbono, el galvanizado o el inoxidable, seleccionados según la aplicación prevista (ASM International, 2001). En la industria ecuatoriana, estos flejes se utilizan

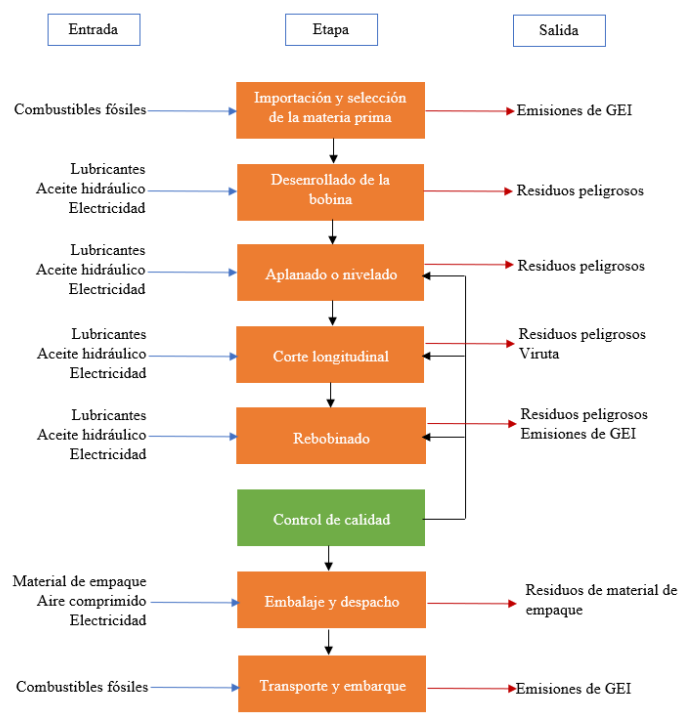
como materia prima para producir artículos como puertas enrollables, perfiles de tumbado, accesorios eléctricos, filtros, canales para aguas lluvias y otros componentes estructurales. Además, son empleados en operaciones de estampado, embutido y corte fino, donde se requiere precisión dimensional y resistencia mecánica.

1.5.1.3 Importancia de la industria del acero. El análisis del mercado siderúrgico global indica que la producción de acero sigue concentrándose en un grupo reducido de países, encabezados por China, India y Estados Unidos. Esta dinámica impacta directamente en las cadenas de suministro regionales, incluyendo Ecuador, que depende de importaciones para satisfacer la demanda interna (World Steel Association, 2023).

1.5.2 Proceso de producción de flejes metálicos

El proceso de fabricación de flejes metálicos en la industria ecuatoriana sigue una secuencia definida, descrita gráficamente en la Figura 1.1. Cada etapa del flujo de producción se detalla a continuación:

Figura 0.1 Etapas del procesamiento de flejes metálicos



A continuación, se detalla para una mejor comprensión cada etapa del proceso presentada en la *Figura 1.1*.

1.5.2.1 Importación y selección de la materia prima. El proceso comienza con la adquisición de bobinas de acero laminado en caliente o frío, generalmente importadas desde países con mayor desarrollo en la producción siderúrgica (OEC World, 2023). Los materiales pueden ser de acero al carbono, galvanizado o inoxidable. Durante la selección se analizan propiedades como la composición química, espesor, dureza, grado metalúrgico y tipo de recubrimiento, ya que estas características influyen en el desempeño posterior del producto final (ASM International, 2001).

1.5.2.2 Desenrollado de la bobina. Una vez recibidas en planta, las bobinas se colocan en equipos de desenrollado diseñados para mantener la tensión y alineación del material. Esta etapa permite detectar visualmente posibles defectos superficiales y prepara la lámina para continuar con el procesamiento. En la *Figura 1.2* se presenta el desenrollador de bobina.

Figura 0.2

Desenrollado de bobina



1.5.2.3 Aplanado o nivelado. Las bobinas procesadas suelen presentar curvaturas residuales como resultados del proceso de laminación. Para corregir estas deformaciones, se someten a un sistema de rodillos niveladores que aplican presión controlada sobre el material.

Este paso permite obtener una superficie más plana, lo cual es fundamental para garantizar el cumplimiento de las tolerancias dimensionales del producto final. Para mejor observación en la *Figura 1.3* el equipo utilizado para el aplanado de la bobina.

Figura 0.3

Aplanado de la bobina



Corte longitudinal. Esta etapa consiste en dividir la lámina de acero en bandas más estrechas denominadas flejes, utilizando cuchillas circulares ajustadas con precisión. El corte debe realizarse bajo tolerancias estrictas para evitar rebabas o irregularidades en los bordes, especialmente cuando los flejes se destinarán a procesos como troquelado o estampado. Para mejor comprensión del proceso se presenta imagen de la cortadora longitudinal.

Figura 0.4

Corte longitudinal de la bobina



Rebobinado. Los flejes resultantes son nuevamente enrollados formando nuevas bobinas individuales. Durante este paso se controla la tensión aplicada para prevenir deformaciones o daños en los bordes. Esto asegura la integridad física del producto durante su transporte o almacenamiento. Para mejor observación de lo antes mencionado se presenta la imagen del equipo (*Figura 1.5*).

Figura 0.5

Rebobinado de flejes



Control de calidad. El producto final pasa por inspecciones que evalúan parámetros como espesor, ancho, planitud, propiedades mecánicas y ausencia de defectos superficiales. Estos controles permiten verificar que los flejes cumplan con las especificaciones técnicas requeridas por los clientes y con estándares internacionales de calidad.

Embalaje y despacho. Finalmente, los flejes se empaquetan cuidadosamente utilizando cintas plásticas, protectores de borde y envolturas antihumedad para protegerlos contra daños físicos y corrosión durante el transporte. Se incorpora también etiquetado con información técnica del lote para facilitar la trazabilidad. En la *Figura 1.6* se puede observar el área de almacenamiento de las bobinas.

Figura 0.6

Embalaje y despacho



1.5.3 Equipos y maquinaria empleada en el procesamiento de flejes metálicos

En la industria del acero, la mesa volteadora de flejes desempeña una función clave dentro de la línea de producción. Este equipo especializado se encarga del manejo de los flejes metálicos, permitiendo su rotación para facilitar su traslado y preparación para etapas posteriores. Su uso contribuye a optimizar los tiempos de operación y reducir esfuerzos asociados al manejo manual del material (Metal Forming Institute, 2023).

Adicionalmente, la mesa volteadora permite manipular los flejes de forma controlada, minimizando riesgos de daño al producto durante su movimiento. Dado que está diseñada específicamente para esta tarea, cumple con los requisitos técnicos necesarios para su aplicación en entornos industriales dedicados al procesamiento del acero.

La mesa volteadora está diseñada para trabajar con distintos tamaños y pesos de flejes. La capacidad puede variar dependiendo del modelo y la configuración específica de la máquina, pero en general, estas unidades son capaces de voltear flejes de hasta media tonelada. La resistencia estructural del equipo, junto con los sistemas hidráulicos y motores utilizados en su

funcionamiento, define su nivel de rendimiento. Es común que los materiales empleados sean seleccionados por su durabilidad bajo condiciones de trabajo prolongadas.

La seguridad asociada al uso de este tipo de equipos es un aspecto relevante para proteger al operador y al entorno de trabajo. Deben incluirse medidas preventivas como dispositivos de protección, señalización clara, sistemas de bloque y controles de movimiento (Duflou & Kellens, 2014). Estas características están orientadas a prevenir accidentes derivados del manejo de cargas pesadas. Además, se recomienda brindar capacitación adecuada al personal encargado de operar el equipo, con el fin de garantizar una correcta ejecución de las tareas y una respuesta oportuna ante situaciones inesperadas.

El diseño ergonómico del equipo también influye en la seguridad del operador. Una disposición funcional reduce la fatiga física y mental asociada al trabajo repetitivo, lo cual incide positivamente en la productividad y en la prevención de lesiones laborales. Asimismo, un entorno de trabajo seguro y adaptado puede favorecer el bienestar del personal y mejorar la calidad del proceso.

Durante el análisis de riesgos asociados a la operación de mesas volteadoras, se han identificado peligrosos comunes como el atrapamiento de extremidades, caídas de objetos y vuelcos del equipo. Estos estudios han permitido desarrollar criterios técnicos destinados a mitigar dichos riesgos y promover condiciones seguras en el entorno de producción.

Capítulo 2

Metodología.

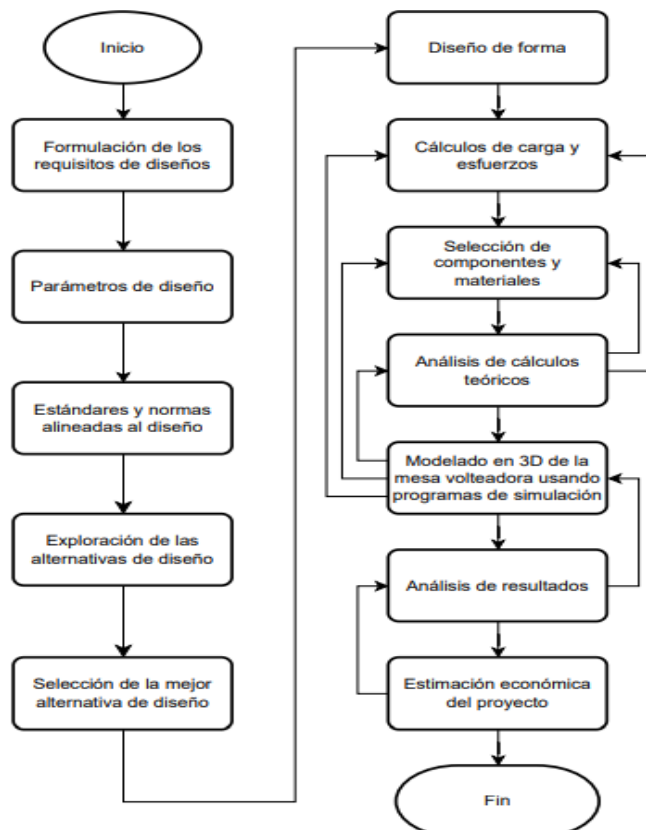
En este capítulo se detalla la metodología adoptada, siendo los pasos principales para la selección de las alternativas de diseño seleccionado, posteriormente se procede con el análisis teórico del diseño de los componentes mecánicos y de la central hidráulica. Finalmente se presenta los pasos empleados para la simulación del funcionamiento de la mesa utilizando SolidWorks como programa computacional.

2.1 Proceso de diseño

El diseño de ingeniería es un proceso estructurado que guía al profesional en la búsqueda de soluciones prácticas a problemas reales, utilizando para ello diversas herramientas técnicas. A continuación, se presenta el diagrama de flujo que se siguió para el desarrollo del proyecto (Ver figura 2.1)

Figura 2.1

Esquema metodológico de flujo del proceso de diseño de la mesa volteadora



2.2 Requerimientos del diseño

La tabla 2.1 presenta los requerimientos del cliente que fueron considerados como base fundamental para el diseño de la máquina volteadora, que permitiría buscar alternativas de solución para el proyecto.

Tabla 2.1

Requerimientos de diseño de la mesa volteadora

Capacidad de carga de la mesa volteadora	500 [kg]
Altura de volteo	1720 [mm]
Ángulo de rotación	90°
Dimensiones del fleje (diámetro exterior/diámetro interior/ancho) en mm	960/500/120

2.3 Especificaciones de diseño

En esta sección se describen las especificaciones de diseño que fueron consideradas para el desarrollo del presente proyecto.

- **Consideraciones Económicas:** Este criterio resulta relevante, por motivo que en la fase final del proyecto se llevará a cabo un análisis económico que evaluará la rentabilidad del diseño propuesto considerando el uso de materiales y componentes que se encuentran a nivel nacional.
- **Consideraciones Técnicas:** Este aspecto es fundamental, puesto que el diseño debe ajustarse a las normativas aplicables a la fabricación de maquinaria industrial destinada al sector del acero, así como incluir una adecuada selección de los componentes mecánicos.

2.4 Normas y estándares

A continuación, se describen las normas generales que pueden considerarse relevantes para el desarrollo del presente proyecto:

- **ANSI/AISC 360-16 (2016):** Esta norma establece criterios técnicos para el diseño y construcción de estructuras de acero, tanto en edificaciones como en otros tipos de proyectos. Incluye especificaciones sobre materiales, diseño estructural y uniones, asegurando así la estabilidad, calidad y seguridad de las construcciones metálicas.
- **ISO 13849-1 (2016):** Esta norma internacional establece los lineamientos y requisitos para el diseño e implementación de sistemas de control en máquinas y equipos automatizados, con el fin de garantizar un nivel adecuado de seguridad para los operadores y demás personas que pudieran estar expuestas a riesgos derivados del funcionamiento de la maquinaria.
- **ISO 45001 (2018):** Enfocada en la gestión de la seguridad y salud ocupacional, esta norma proporciona un marco para prevenir accidentes laborales y enfermedades profesionales. Promueve la participación de los trabajadores, el cumplimiento de la normativa legal vigente y la mejora continua de las condiciones de trabajo.
- **IEC 60204-11 (2019):** Define los requisitos en materia de seguridad eléctrica aplicables a máquinas industriales y a sus sistemas eléctricos asociados. Su principal objetivo es proteger la integridad de las personas y garantizar un funcionamiento seguro de los equipos mediante el uso de instalaciones eléctricas conforme a estándares específicos para entornos industriales.

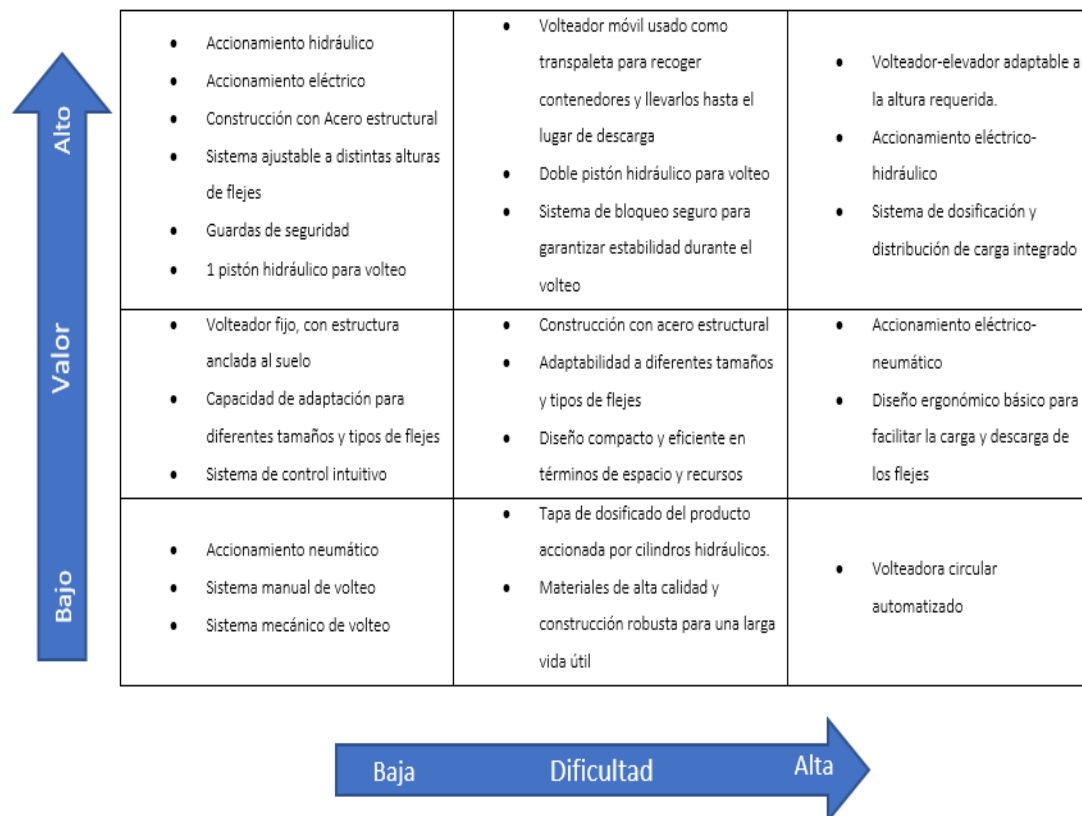
2.5 Planteamiento de alternativas

Para la formulación de alternativas de diseño, se llevó a cabo una sesión de lluvia de ideas a partir de la revisión bibliográfica de diseños existentes de mesas volteadoras al mercado nacional e internacional. Siendo punto de partida para identificar las principales características de la mesa volteadora de flejes. Posteriormente, estas ideas fueron organizadas en una matriz valor–dificultad, como se muestra en la Figura 2.2. Las propuestas clasificadas con alto valor corresponden a aquellas que mejor responden a los requerimientos planteados por el cliente,

mientras que las de mayor dificultad representan aquellas cuya implementación implicaría un mayor consumo de tiempo, recursos materiales, costos u otros factores técnicos relevantes.

Figura 2.2

Matriz de valor vs dificultad



2.6 Análisis de alternativas

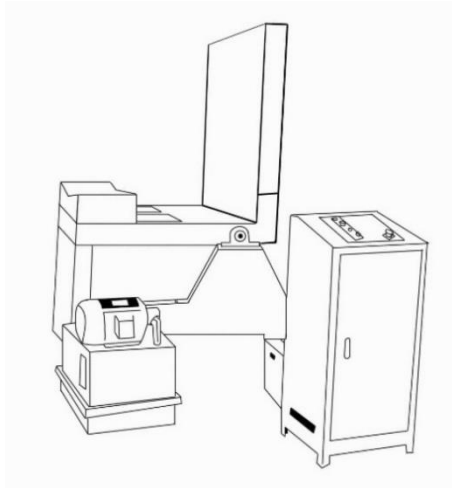
A partir del análisis de la matriz anterior, se priorizaron aquellas ideas ubicadas en la primera fila, correspondientes a las de mayor valor, sin considerar inicialmente el nivel de dificultad asociado. Con base en esta selección, se desarrollaron tres alternativas de diseño distintas, las cuales se describen a continuación.

- **Alternativa 1:** Mesa volteadora operada a través de dos cilindros hidráulicos, conectados a una central oleo hidráulica encargada de regular el flujo de aceite y generar la presión requerida para ejecutar el movimiento de volteo. Incluye su correspondiente panel de control

para la gestión del sistema. La estructura es sólida y resistente, diseñada para ser fijada al suelo, y construida con acero estructural A36 (Ver figura 2.3).

Figura 2.3

Mesa volteadora operada a través de dos cilindros hidráulicos



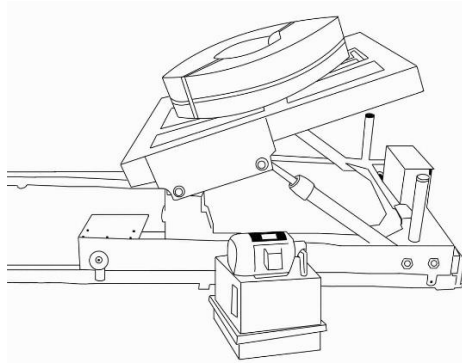
(Elaboración propia, adaptado de SMAMOTRONIC, s/f.)

- **Alternativa 2:** Mesa volteadora equipada con dos cilindros hidráulicos como sistema de accionamiento, controlados mediante una central oleo hidráulica encargada de regular el caudal y generar la presión necesaria para realizar el volteo. El sistema está diseñado para ser operado por control remoto, facilitando el manejo a distancia. La estructura es móvil, lo que permite posicionarla adecuadamente para alcanzar los flejes, y está construida con una configuración robusta para garantizar estabilidad y durabilidad. En su parte superior cuenta con una sección recta provista de un gancho de sujeción, destinado a asegurar los flejes durante la operación. La construcción se realiza en acero estructural A36.

Figura 2.4

Mesa volteadora equipada con dos cilindros hidráulicos como sistema de accionamiento

(Ingeniería y Servicios B&R, 2019)

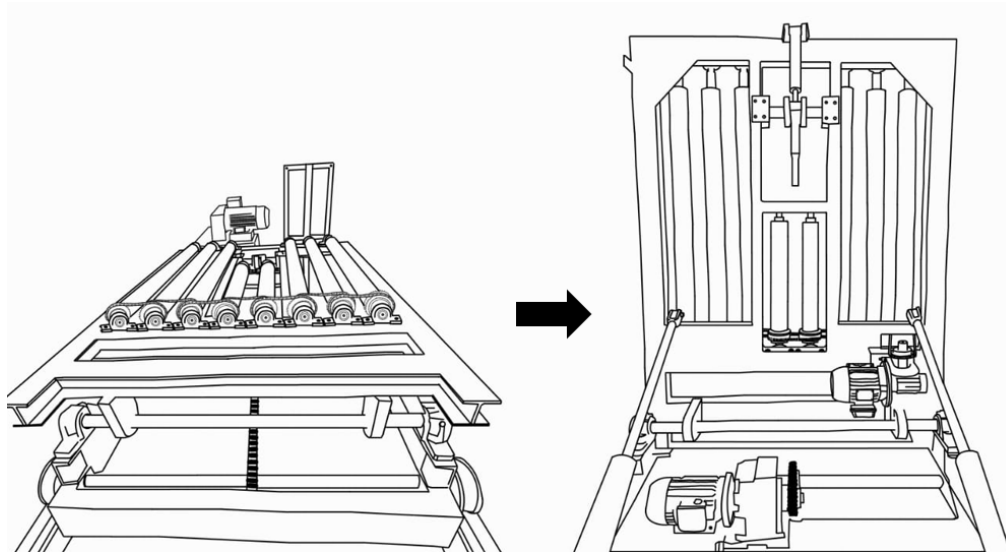


- **Alternativa 3:** *Mesa volteadora con sistema de banda transportadora integrada*, se propone el diseño de una mesa volteadora que utiliza como mecanismo de accionamiento dos cilindros hidráulicos, controlados por una unidad oleohidráulica que regula tanto el caudal como la presión requerida para ejecutar el movimiento de volteo. Este sistema cuenta con un panel de mando automatizado mediante PLC, lo que simplifica su operación y mejora su precisión.

La mesa ha sido concebida como una estructura móvil, lo que permite su desplazamiento y correcta alineación con los flejes durante el proceso. Su diseño estructural es sólido y resistente, con el objetivo de garantizar estabilidad operativa y una larga vida útil bajo condiciones de trabajo exigentes. En la parte superior de la estructura se integran rodillos de 3 pulgadas de diámetro, junto con un gancho de sujeción que asegura la fijación de los flejes durante el proceso de volteo. La construcción general está realizada en acero estructural A36 (Ver Figura 2.5).

Figura 2.5

Mesa volteadora con sistema de banda transportadora integrada



2.7 Elección de alternativa de diseño

Criterios de selección

- **Capacidad de producción:** Corresponde a la cantidad de flejes metálicos que pueden ser volteados por unidad de tiempo, considerando el ciclo operativo completo del equipo. Su relevancia radica en que influye directamente en la eficiencia del proceso y en la integración del sistema dentro de líneas de producción continua. La mesa volteadora debe estar diseñada para permitir un manejo rápido y seguro del material para no generar cuellos de botellas en la cadena productiva.
- **Dimensiones del fleje:** Considera el diámetro exterior, diámetro interior y espesor de los flejes que serán manipulados. Estas medidas determinan la geometría general y el tipo de mecanismos requeridos para el volteo.
- **Mecanismo de accionamiento:** Define si el sistema será manual, eléctrico o hidráulico, dependiendo del peso del fleje, la frecuencia de uso y el grado de automatización requerido.

- **Estabilidad y seguridad:** Incluye elementos que garanticen la operación segura del equipo, como frenos, sistemas de bloqueo, sensores y dispositivos de parada de emergencia, en cumplimiento con la norma de seguridad industrial ANSI/AISC 360-16 (2016).
- **Facilidad de operación:** Evalúa la ergonomía del sistema, asegurando que el operador pueda controlar el equipo de forma cómoda, intuitiva y segura, reduciendo riesgos laborales y tiempos improductivos ISO 45001 (2018).
- **Compatibilidad con procesos adyacentes:** El diseño debe integrarse eficientemente con el resto de la línea de producción, permitiendo una carga, volteo y descarga sin interferencias ni retrabajos.
- **Materiales para fabricación:** Los materiales seleccionados deben ofrecer resistencia mecánica, durabilidad y, en algunos casos, resistencia a la corrosión o al desgaste, según el entorno de trabajo dada la norma ANSI/AISC 360-16 (2016); usando acero estructural como material base.

Ponderación de los criterios de selección

Una vez establecidos los criterios de selección, se procedió a asignarles un peso relativo utilizando el método de comparación por pares, como se detalla en la tabla 2.3. Para ello, se consideró el nivel de prioridad de cada criterio según los requerimientos específicos del cliente, siguiendo el siguiente orden de relevancia: 1) capacidad de carga, 2) dimensiones del fleje, 3) compatibilidad con procesos adyacentes, 4) tipo de accionamiento, 5) seguridad, 6) facilidad de operación, y 7) materiales de fabricación.

La ponderación de los criterios de selección se realizó mediante el Proceso de Jerarquía Analítica (AHP), una metodología ampliamente utilizada en ingeniería para la toma de decisiones multicriterio bajo juicios de expertos (Mendoza, Solano, Palencia, & García, 2019). Este método emplea una escala de comparación por pares para evaluar la importancia relativa de los criterios, la cual se presenta en la *Figura 2.6*. La aplicación de esta escala permitió cuantificar

las preferencias cualitativas de los expertos, garantizando una selección objetiva y estructurada de alternativas. Los pesos resultantes de cada criterio, obtenidos tras la evaluación AHP, se detallan en la *Tabla 2.4*. Para simplificar la presentación de datos en el análisis, se utilizaron las siguientes abreviaturas: CAP (Capacidad), DIM (Dimensionamiento), COMP (Compatibilidad), ACC (Accionamientos), SEG (Seguridad), ERG (Ergonomía), y MAT (Materiales).

Figura 2.6

Escala de comparación por pares según el Proceso de Jerarquía Analítica (AHP) (Mendoza et al., 2019)

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

Tabla 2.2*Pesos de los criterios de selección obtenidos mediante el método AHP*

Criterios	CAP	DIM	COMP	ACC	SEG	ERG	MAT	Total	Pesos
CAP	1	3	5	5	3	7	3	27	6.3%
DIM	0.333	1	3	3	2	5	2	14.33	10.5%
COMP	0.2	0.333	1	2	2	5	2	11.2	13.1%
ACC	0.2	0.333	0.5	1	2	4	2	8.1	16%
SEG	0.333	0.5	0.5	0.5	1	3	1	6.0	19%
ERG	0.143	0.2	0.2	0.25	0.333	1	0.333	3.23	25.1%
MAT	0.333	0.5	0.5	0.5	1	3	1	6.0	9.9%
Total								85.56	100%

En el entorno de producción de flejes metálicos, donde se manipulan cargas pesadas de forma repetitiva, los operarios valoran especialmente aquellas máquinas que ofrecen una interacción intuitiva y cómoda minimizando esfuerzos físicos y evitando posturas inadecuadas que puedan generar fatiga o lesiones musculoesqueléticas. Por ello, dentro del conjunto de criterios técnicos utilizados para evaluar el diseño de una mesa volteadora, la ergonomía se establece como el criterio de mayor relevancia, ya que impacta directamente en la comodidad del usuario, la eficiencia del proceso y la seguridad durante la operación. Un diseño ergonómico facilita tareas como el posicionamiento, manejo y traslado del fleje, reduciendo tiempos de operación y mejorando el bienestar del personal encargado de su uso. Se hace notar que las ponderaciones fueron estimadas en base al criterio de empleados de una empresa de la ciudad de Guayaquil.

Matriz de decisión

Una vez determinados los pesos correspondientes a cada criterio de selección, se elaboró la matriz de decisión con el fin de evaluar las alternativas planteadas y así identificar la opción más adecuada. Para dicha evaluación se empleó una escala de calificación donde el valor 1 representa un desempeño muy bajo y el valor 10 un desempeño alto respecto a cada criterio.

Tabla 2.3*Matriz de decisión de la mesa volteadora de flejes*

Criterio	%	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Calificación	Puntos	Calificación	Puntos	Calificación	Puntos
Capacidad de producción	6.3	7	44.1	8	50.4	9	56.7
Dimensiones del fleje	10.5	8	84	7	73.5	9	94.5
Mecanismo de accionamiento	13.1	5	65.5	7	91.7	10	131
Estabilidad y seguridad	16	6	96	8	128	9	144
Facilidad de operación	19	6	114	8	152	10	190
Compatibilidad con procesos adyacentes	25.1	5	125.5	6	150.6	10	251
Materiales de fabricación	9.9	5	49.5	8	79.2	9	89.1
Total	100	42	578.6	52	725.4	66	960.8

2.8 Elección de alternativa de diseño

2.8.1 Sistema hidráulico

Los sistemas hidráulicos son ampliamente utilizados en maquinaria industrial para el levantamiento controlado de cargas pesadas, gracias a su alta relación fuerza-volumen y precisión en el control de movimiento. Su funcionamiento se basa en el principio de Pascal, que establece que la presión aplicada a un fluido incompresible se transmite uniformemente en todas direcciones, permitiendo la generación de fuerzas elevadas mediante cilindros de pequeño tamaño. Esta característica los hace ideales para aplicaciones como mesas volteadoras, donde se requiere un accionamiento controlado y potente (Zhang & Edge, 2020).

La selección de los componentes hidráulicos implica un análisis integral que considere tanto la fuerza requerida como el caudal necesario, la presión de trabajo, la velocidad de desplazamiento del vástago y el posible pandeo del elemento extensible del cilindro. Este tipo de sistemas es ampliamente utilizado en maquinaria industrial, especialmente cuando se requiere precisión y estabilidad en movimientos repetitivos (Shigley & Mischke, 2021).

2.8.1.1 Dimensionamiento del cilindro hidráulico Para determinar las dimensiones principales del cilindro hidráulico, se parte del cálculo de la fuerza necesaria para elevar la carga, considerando el peso total del sistema móvil, incluyendo el fleje, la estructura soporte y cualquier componente adicional conectado al sistema. Donde la fórmula está dada de la siguiente forma:

$$F = m g \quad (2.1)$$

Donde:

F: Fuerza requerida [N]

m: Masa total a levantar [kg]

g: Aceleración de la gravedad $[m/s^2]$

Una vez obtenida la fuerza (F), se calcula el área efectiva del pistón (A), utilizando la presión de trabajo del sistema (P):

$$A = \frac{F}{P} \quad (2.2)$$

Con base al valor del área efectiva del pistón (A), se determina el diámetro interno del cilindro (D) de la siguiente forma:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (2.3)$$

Este cálculo inicial permite seleccionar un cilindro comercial con dimensiones ligeramente superiores, aplicando un factor de seguridad entre 1.5 y 2, siendo un rango establecido para evitar que la presión interna de los cilindros hidráulicos supere la permitida del interior y existan posibles fugas, dependiendo del nivel de exigencia del entorno de trabajo (Creus, 2007).

Es importante verificar que el vástago del cilindro no falle por pandeo durante la fase de extensión completa. Para ello, se utiliza el *método de Euler* o el *método de Johnson*, según sea el caso:

- Euler: para columnas largas e inestables
- Johnson: para columnas cortas y rígidas

Ambos métodos permiten evaluar si el vástago puede soportar la carga axial máxima sin deformación crítica (Shigley & Mischke, 2021).

2.8.1.2 Cálculo de la presión de salida del cilindro hidráulico En sistemas hidráulicos de doble efecto, donde el fluido actúa sobre ambas cámaras del cilindro, es necesario realizar un balance de fuerzas para determinar la presión de salida del sistema. La ecuación 2.4 permitirá determinar el número de cilindros:

$$n_c \cdot F_{p1} = F_{p2} + F_p + F_{roz} + F_{inercia} \quad (2.4)$$

Donde:

n_c : Número de cilindros

F_{p1}, F_{p2} : Fuerzas generadas por las presiones P1 y P2 [N]

F_p : Fuerza útil del sistema [N]

F_{roz} : Fuerza de rozamiento interna del cilindro [N]

$F_{inercia}$: Fuerza asociada a la aceleración del sistema

En el diseño de sistemas hidráulicos, es común introducir un margen de seguridad que considere pérdidas por fricción en sello y efectos dinámicos como la inercia durante la aceleración. Según Budynas y Nisbett (2020), estos factores pueden estimarse en torno al 10% de la fuerza nominal del sistema, lo cual permite simplificar el análisis sin comprometer la precisión del diseño (p.512), con esta consideración las ecuaciones resultantes son:

$$n_c \cdot F_{p1} = F_{p2} + 1.1 F_p \quad (2.5)$$

$$n_c \cdot F_{p1} = F_{p2} + 1.1 F_p \quad (2.5)$$

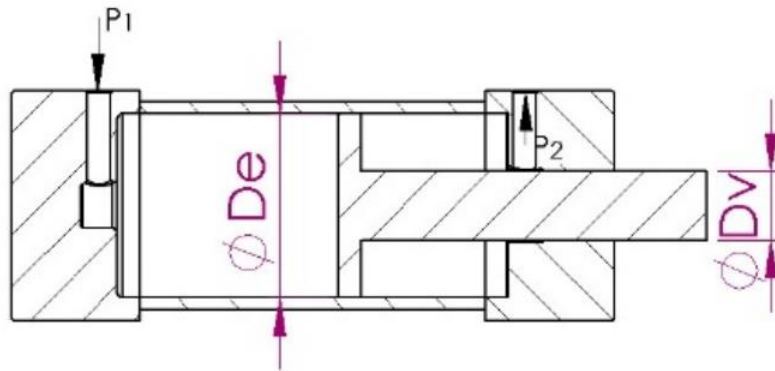
Por medio de la *Ecuación 2.2* se obtiene la expresión para obtener el valor de la fuerza generada por la presión P1 y P2, donde la fuerza ejercida por la presión 1 (F_{p1}), está en función de la presión (P_1) y el diámetro del émbolo (D_e); mientras que la fuerza generada por la presión 2 (P_2) está en función de la presión 2, el diámetro del émbolo (D_e) y el diámetro del vástago (D_v), como se indica en la ecuación 2.6 y 2.7:

$$F_{p1} = P_1 \cdot \frac{\pi}{4} D_e^2 \quad (2.6)$$

$$F_{p2} = P_2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_v^2) \quad (2.7)$$

Figura 2.7

Diagrama de cuerpo libre del cilindro hidráulico



Sustituyendo las *ecuaciones 2.6 y 2.7* en la ecuación de equilibrio, se obtiene la presión de retorno del sistema (ecuación 2.8).

$$P_2 = \frac{n_c \cdot P_1 \cdot \frac{\pi}{4} D_e^2 - 1.1 F_p}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_v^2)} \quad (2.8)$$

Con las variables conocidos previamente o estimados a partir de los datos comerciales disponibles se pueden obtener valores cercanos a los reales (Bosch Rexroth AG, 2022).

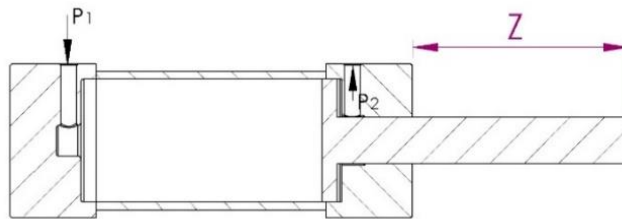
2.1.1.1 *Cálculo de las fuerzas de avance y retorno del cilindro hidráulico* Una vez definidas las presiones P_1 y P_2 , se considera a las fuerzas F_{p1} y F_{p2} como *fuerza de avance* y *fuerza de retorno* respectivamente.

Por consiguiente, se debe calcular la *velocidad de salida del vástago* (U_z) en base a la carrera del cilindro (Z) y el tiempo máximo de ejecución (t), ya que esta influye en el tiempo de ciclo del equipo. La expresión a usar es la siguiente: (Vea la Figura 2.8)

$$U_z = \frac{Z}{t} \quad (2.9)$$

Figura 2.8

Diagrama de cuerpo libre de la carrera del cilindro hidráulico



Una vez conocido el diámetro D_e , la longitud de carrera (L), se procede a determinar los volúmenes de avance (V_a) y retorno (V_r) del fluido considerando las áreas efectivas del pistón y la carrera del vástago. En la ecuación 2.11 y 2.12 se muestran las ecuaciones a utilizar:

$$V_a = \frac{\pi}{4} D_e^2 \cdot L \quad (2.11)$$

$$V_r = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_v^2) \cdot L \quad (2.12)$$

Con estos parámetros, es posible establecer el *volumen total del sistema* (V_t) dada por la siguiente expresión:

$$V_t = V_a + V_r \quad (2.13)$$

Este cálculo permite seleccionar correctamente el tanque hidráulico, así como el tamaño de los conductores y válvulas utilizados en el sistema.

Por otra parte, el caudal del sistema hidráulico (Q_b) se determina a partir del volumen total consumido del ciclo (V_t) y el tiempo (t) (Ver ecuación 2.10):

$$Q_b = \frac{V_t}{t} \quad (2.10)$$

2.8.1.3 Selección de la bomba hidráulica. - Una vez definidas la presión de trabajo y el caudal necesario para lograr la velocidad deseada de vástago, se procede a seleccionar la bomba hidráulica más adecuada a partir de los catálogos comerciales.

El caudal del sistema hidráulico (Q) se calcula mediante el área efectiva del pistón (A) y la velocidad del vástago (v) como se indica en la ecuación 2.14:

$$Q = A \cdot v \quad (2.14)$$

Esta variable, antes indicada junto con la presión del sistema (P_1), define la *potencia hidráulica* (P_h) necesaria dada por la siguiente fórmula:

$$P_h = P_1 \cdot Q \quad (2.15)$$

Finalmente, se calcula la *potencia del motor eléctrico* (P_m) que impulsará la bomba, teniendo en cuenta la eficiencia del sistema (η_e), para ello, se determina a través de ecuación 2.16:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_e} \quad (2.16)$$

Por lo general, la eficiencia del motor se encuentra entre 0.85 y 0.95. Además, las bombas más comunes en este tipo de aplicaciones son las de engranajes internos o externos, por su simplicidad constructiva y alto rendimiento en sistemas de media y baja presión. Sin embargo, también pueden usarse bombas de pistones axiales en aplicaciones de mayor precisión y control (Groover, 2021).

2.8.2 Selección de cadena de rodillo para transmisión mecánica

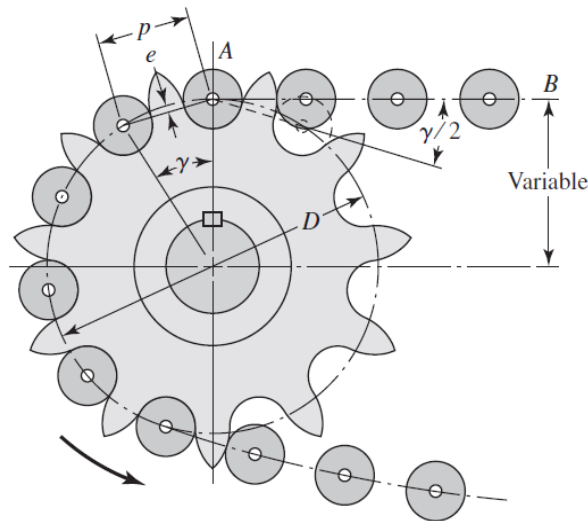
La selección adecuada de una cadena implica evaluar múltiples parámetros, como la potencia a transmitir, la relación de transmisión, la distancia entre ejes y las condiciones de operación.

En el proceso de selección de una cadena se debe determinar el *diámetro de la Catarina* (D), teniendo en cuenta el paso de la cadena (p) y el número de dientes de la Catarina (N) como se muestra en la ecuación 2.17 (Ver Figura 2.9).

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad (2.17)$$

Figura 2.9

Acoplamiento de una cadena y una catarina



(Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2020)

A continuación, se determina la *velocidad de la cadena* (V), por medio de datos obtenidos de la Catarina y la velocidad de la Catarina (n), como se plantea en la ecuación 2.18:

$$V = \frac{N \cdot p \cdot n}{12} \quad (2.18)$$

También se puede obtener la *velocidad máxima* (v_{max}) y *velocidad mínima de salida* (v_{min}) de la cadena en función del paso de la cadena (p), velocidad de la Catarina (n) y el ángulo de articulación ($\gamma/2$) utilizando las siguientes ecuaciones:

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot p \cdot n}{12 \sin(\gamma/2)} \quad (2.19)$$

$$v_{min} = \frac{\pi \cdot p \cdot n \cos(\gamma/2)}{12 \sin(\gamma/2)} \quad (2.20)$$

Una vez obtenidos los datos de la cadena mediante la Catarina, se obtiene la *potencia permisible* (H_a) siendo dependiente del factor de corrección para el número de dientes distintos de 17 (K_1), el factor de corrección por número de hilera (K_2) y la potencia nominal tabulada con un Catarina de 17 dientes (H_{tab}) siendo la variable definida para el proceso iterativo del sistema (Ver ecuación 2.21):

$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} \quad (2.21)$$

Por otra parte, para calcular la *potencia de diseño* (H_d) o la potencia de transmisión, se debe considerar que la cadena con el tiempo va a tener holgura producto de la fatiga, lo cual es pertinente conocer la potencia nominal (H_{nom}), el factor de servicio (K_s) y el factor de diseño (n_d) que va entre 1 y 1.5. Para ello, se utiliza la siguiente ecuación:

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (2.22)$$

Para calcular la distancia entre centros de la Catarina impulsada y la Catarina impulsora se debe calcular el *factor de relación* (A), para ello se requiere del número de dientes de la Catarina impulsora (N_1), el número de dientes de la Catarina impulsada (N_2), el paso de la cadena (p) y la longitud de la cadena (L) (Vea la ecuación 2.23):

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \quad (2.23)$$

Luego de obtener el factor de relación A se puede determinar la *distancia entre centros* (C) con el paso de la cadena (p), número de dientes de la cadena impulsora (N_1) y el número de dientes de la cadena impulsada (N_2) (Ver ecuación 2.24).

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (2.24)$$

Finalmente, se puede calcular la *longitud de la cadena* por medio de la ecuación 2.25:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (2.25)$$

Donde:

L : Longitud de la cadena [pulg]

p : Paso de la cadena [pulg]

C : Distancia entre los centros de las catarinas [pulg]

N_1 : Número de dientes de la Catarina impulsora

N_2 : Número de dientes de la Catarina impulsada

Desde la ecuación 2.23 a 2.25 se puede destacar que tienen variables dependientes lo que implica que se debe realizar un proceso iterativo hasta que converja hacia un valor de L , C o A según se varíe una de estas variables.

La **lubricación** adecuada de las cadenas de rodillos es un factor determinante para asegurar su correcto funcionamiento y prolongar su vida útil bajo condiciones operativas normales. En aplicaciones típicas, se considera suficiente el uso de métodos de lubricación por goteo o mediante baño parcial. Para estos casos, se recomienda emplear aceites minerales de viscosidad media o baja, ya que son capaces de penetrar eficientemente en los espacios reducidos entre los eslabones y articulaciones. Por otro lado, en condiciones estándar de operación, no se sugiere el uso de aceites de alta viscosidad ni grasas, debido a que su densidad y fluidez limitada

dificultan su ingreso a las zonas críticas de contacto, lo cual puede generar desgaste prematuro o agarrotamiento del sistema (Shigley & Mischke, 2021).

2.8.3 Sistema de avance de la estructura

La potencia del motor debe ser suficiente para superar la fuerza de arrastre del sistema y garantizar un desplazamiento controlado. Para determinar la potencia del motor necesario que impulsa el sistema de avance de la estructura, se utiliza la relación entre fuerza de avance, velocidad lineal y eficiencia del sistema de transmisión. La eficiencia del sistema de engranajes rectos se estima en torno al 85%, valor que corresponde a una media aceptada en aplicaciones industriales típicas (Shigley & Mischke, 2021), lo cual permite calcular la potencia requerida mediante la fórmula:

$$P_m = \frac{F_a \cdot v}{\eta_t} \quad (2.26)$$

Donde:

P_m : Potencia del motor [W]

F_a : Fuerza de avance [N]

v : Velocidad de desplazamiento [m/s]

η_t : Eficiencia del sistema de transmisión

A partir de la ecuación antes señalada permitirá seleccionar un motor eléctrico o hidráulico adecuado, considerando además un factor de servicio que garantice su funcionamiento bajo condiciones reales de trabajo (Groover, 2021).

2.8.4 Sistema de soporte del fleje

El sistema de sujeción temporal del fleje durante el volteo debe garantizar estabilidad y seguridad operativa. En muchos casos, se emplean palancas o barras de sujeción, cuyo diseño se basa en el equilibrio de momentos y fuerzas.

Se define una condición crítica en la que el fleje se encuentra en posición horizontal y centrado sobre la barra de sujeción usando el método de la viga simplemente apoyada sometida a flexión pura. Las ecuaciones a usar serán las de momento flector máximo y esfuerzo máximo:

$$M = \frac{F \cdot L}{4} \quad (2.27)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (2.28)$$

Donde:

M: Momento flector máximo [N.m]

F: Fuerza del peso del fleje [N]

L: Longitud de la barra de sujeción [m]

σ: Esfuerzo máximo en la barra externa [MPa]

c: Distancia desde el eje neutro al borde de la sección [m]

I: Momento de inercia de la sección transversal [m⁴]

Se debe comparar el esfuerzo obtenido con la resistencia a la fluencia, aplicando un factor de seguridad apropiado para asegurar el correcto funcionamiento del sistema bajo ciclos repetidos de carga (Shigley & Mischke, 2021).

Capítulo 3

Resultados y análisis

3.1 Resultados de las alternativas de diseño

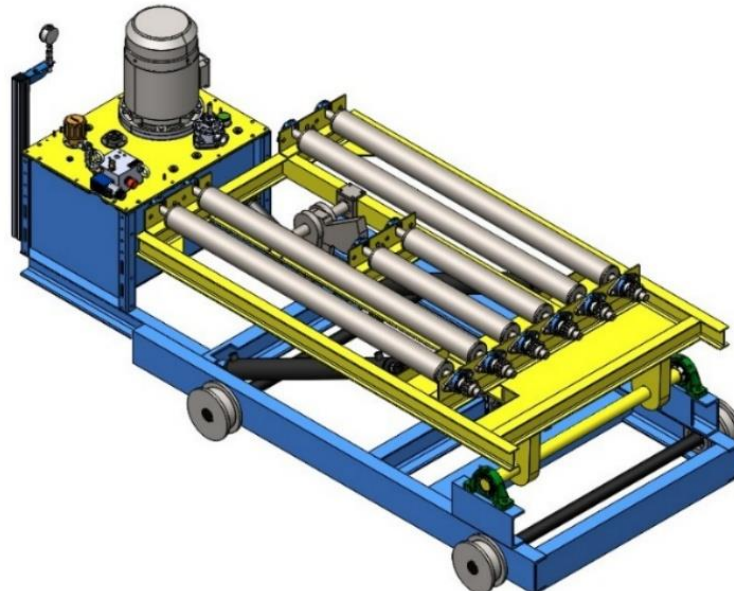
La selección del diseño final se consideró a partir de las alternativas de diseño consideradas en el capítulo anterior, empleando una matriz de decisión como método de análisis. En la tabla 2.5 se muestra que la alternativa seleccionada fue la opción 3, basada en el uso de un sistema de rodillos transportadores integrados y el uso de tres actuadores hidráulicos.

3.2 Resultados de diseño de forma

En la figura 3.1 se muestra el diseño de forma de la alternativa 3, elaborado con la ayuda del software CAD SolidWorks. Este diseño representa el pilar para el desarrollo detallado del sistema, garantizando que cumpla con los requisitos fundamentales establecidos.

Figura 3.1

Diseño de forma de la mesa volteadora de flejes



3.3 Parámetros de diseño

Este capítulo presenta los resultados obtenidos del diseño mecánico de la mesa volteadora de flejes con capacidad de 500kg. Se detallan los componentes principales, los parámetros de operación, las selecciones de elementos mecánicos y los resultados del análisis técnico. Todos los cálculos detallados se presentan en el Apéndice A.

En la tabla 3.1 se presenta un resumen detallado de los parámetros de diseño fundamentales utilizados en todos los análisis expuestos en este capítulo.

Tabla 3.1

Parámetros de diseño de la mesa volteadora

Parámetro	Especificación
Capacidad de carga	500 kg
Diámetro exterior del fleje	960 mm
Diámetro interior del fleje	500 mm
Ancho de fleje	120 mm
Ángulo de rotación	90°
Altura de volteo	1720 mm
Tipo de accionamiento	Cilindros hidráulicos
Material estructural	Acero ASTM A36
Sistema de transporte	Rodillos transportadores

3.4 Diseño de rodillos dimensionamiento de ejes y selección de vigas

3.4.1 Resultados del diseño de los rodillos

Los rodillos soportan el fleje durante su traslado y posicionamiento. El análisis teórico mostró que el rodillo central es el más crítico a partir de los análisis de ecuaciones mostrados en

el capítulo 2 de la sección 2.8 como se puede observar en la tabla 3.2 se presentan dichos resultados.

Tabla 3.2

Resultados del diseño de los rodillos

Parámetro	Especificación
Carga radial máxima	1226.25 N
Diámetro del rodillo	76.20 mm (3")
Espesor de pared	5.49 mm
Material	Tubo de acero ASTM A53 Gr.B (Ced. 40)
Esfuerzo a flexión	9.37 MPa
Factor de seguridad	25.62

Los resultados obtenidos del diseño de los rodillos muestran márgenes de resistencia elevados tanto para el esfuerzo de flexión como para el factor de seguridad, lo cual favorece la robustez a impactos y cargas mal centradas durante la operación. Adicionalmente, la selección de estos rodillos fabricados con tubos de 3 pulgadas cédula 40 se justifica por criterios prácticos de operación industrial, puesto que al aumentar el diámetro del tubo se consigue separar los centros de apoyo, reduciendo así la cantidad total de rodillos empleados y optimizando la construcción y mantenimiento de la máquina.

3.4.2 Selección de cojinetes para los rodillos

A partir de los resultados obtenidos en los cálculos presentados en el Apéndice A, se determinó que el rodillo se encuentra sometido a una carga combinada de 1945 N, con base en este valor se seleccionó un cojinete de inserción UC206 ARG junto con una chumacera tipo UCFL206. La justificación de esta selección está dada porque estos componentes están

diseñados para trabajar en conjunto y soportar tanto cargas radiales como axiales. Además, la capacidad de carga dinámica (ver tabla 3.3) supera ampliamente la carga combinada calculada, lo que garantiza un margen de seguridad confiable frente a posibles sobrecargas o variaciones en la operación.

Tabla 3.3

Especificaciones del cojinete UC206-SNR

Parámetro	Especificación
Tipo de rodamiento	Rodamiento de inserción UC206 ARG
Soporte	Chumacera UCFL206
Díámetro del eje	30 mm
Carga dinámica (C)	19.5×10^3 N
Carga combinada (P)	1945.16 N
Vida útil estimada	1007.5 horas

3.4.3 Resultados del diseño de la estructura móvil

La estructura móvil fue analizada como una viga simplemente apoyada de perfil IPE 80, capaz de soportar las cargas durante el volteo, cabe recalcar que en el mercado nacional se encuentran vigas de esta característica. En la tabla 3.4 se presentan los resultados del diseño de la estructura móvil.

Tabla 3.4*Resultados del diseño de la estructura móvil*

Parámetro	Especificación
Perfil estructural seleccionado	IPE 80
Material	Acero ASTM A36
Momento flector máximo	297 Nm
Módulo de resistencia calculado	2.38 cm ³
Módulo de resistencia seleccionado	20.38 cm ³
Factor de seguridad	17

En el análisis estructural se comprobó que el perfil IPE 80 proporciona un margen de seguridad muy amplio con un factor de seguridad superior al estimado inicialmente. Esta diferencia se explica porque el módulo de resistencia obtenido fue muy pequeño y no coincide con ningún perfil estándar disponible. Por lo tanto, se optó por el perfil comercial más pequeño disponible en el mercado local, el cual supera los requisitos de resistencia y asegura que la deformación sea mínima durante la operación de la máquina.

3.4.4 Resultados del diseño de la bancada

Con base en al diagrama de cuerpo libre de la bancada y los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector se determinó el momento máximo y a partir de él, el módulo de resistencia; el cálculo detallado se presenta en el Apéndice A. Si bien un perfil UPN 100 satisface el criterio de resistencia, se optó por un perfil UPN 140 por criterios de servicio y estabilidad del sistema (ver tabla 3.5). Adicionalmente se tomó la decisión de instalar la central hidráulica sobre la bancada, en el lado contrario a la carga, de modo que su masa actúe como contrapeso aumentando el momento estabilizador frente al vuelco cuando la mesa se encuentre

operando cerca de la vertical. Cabe resaltar que esta reubicación de la central acorta las líneas hidráulicas, reduce pérdidas y compacta el conjunto facilitando el mantenimiento.

Tabla 3.5

Resultados del diseño de la estructura de la bancada

Parámetro	Especificación
Perfil estructural seleccionado	UPN 140
Material	Acero ASTM A36
Momento flector máximo	2707 N-m
Módulo de resistencia calculado	21.66 cm ³
Módulo de resistencia seleccionado	86.40 cm ³
Factor de seguridad	8

3.4.5 Diseño de ejes y selección de componentes de soporte

Para el dimensionamiento del eje de conexión de la mesa, se calcularon las reacciones mediante el DCL y se validaron con una simulación obtenida del apartado de análisis de movimiento de SolidWorks Motion, obteniéndose una reacción resultante de 19.54 kN frente a 19.31 kN del cálculo teórico (2.1% de error). Con estas cargas se trazaron los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector y se obtuvo un momento flector máximo de 1.47 kN-m. Considerando un eje de 50 mm de diámetro en SEA 1045 estirado en frío, la tensión de flexión máxima es de 119 MPa, proporcionando un factor a la fluencia de 4.5. Para la verificación a la fatiga, con criterio de Goodman y límite corregido (175.6 MPa) bajo carga pulsante, se obtuvo un factor de seguridad de 2.3, indicando que el diámetro de 50 milímetros resulta adecuado.

De forma análoga se dimensiono el eje de soporte del gancho de sujeción y los ejes de las ruedas de la bancada de la mesa. Los cálculos detallados se presentan en el Apéndice A. En la tabla 3.6 se presenta un resumen con las especificaciones para cada eje y su elemento de soporte, cabe resaltar que para la selección de chumaceras y rodamientos se realizó considerando

únicamente carga radial y velocidad angular del eje, puesto que los ejes no se encontraban sometidos a cargas axiales en servicio.

Tabla 3.6

Resultados del diseño de ejes

Eje	Diámetro	Material	Componente se soporte
Eje de conexión (mesa)	50 mm	SAE 1045	Chumacera UCP 210
Eje de soporte del gancho	32 mm	SAE 1045	Bocín de bronce
Eje de las ruedas	50 mm	SAE 1045	Rodamiento 6010-2z

3.5 Resultados del diseño del sistema hidráulico

El sistema hidráulico constituye uno de los aspectos más importantes en el diseño del equipo, puesto que este subsistema se encarga del levantamiento de la mesa y del soporte del fleje durante la operación de volteo. Por lo que el sistema fue diseñado con la finalidad de accionar tanto la mesa volteadora como el gancho de sujeción, garantizando un funcionamiento confiable y seguro en las maniobras de carga y posicionamiento.

3.5.1 Resultados de la selección de los actuadores hidráulicos del sistema

Durante el análisis de la mesa volteadora se calculó, a través de diagramas de cuerpo libre y simulaciones del apartado de análisis de movimiento de SolidWorks Motion, que la fuerza máxima que puede soportar cada cilindro durante la operación de volteo es de 21.9 kN, con una diferencia menor al 4% entre en valor teórico y el simulado. A partir de este valor se calculó la presión máxima de operación (69 Bar), lo cual representa solo un 33% de la capacidad nominal del cilindro seleccionado. Además, al analizar el pandeo del vástago, se confirmó que el factor de seguridad es ligeramente mayor a 3, incluso en condiciones más desfavorables, lo que

asegura que los actuadores trabajaran sin riesgo de inestabilidad. Cabe mencionar que el análisis de los resultados obtenidos (ver cálculo detallado en el Apéndice A) para el cilindro del gancho de sujeción fue similar al de la mesa de volteo, sin embargo, el porcentaje de error entre el valor teórico y el simulado fue menor a 0.5% (ver tabla 3.7).

Tabla 3.7

Resultados del diseño hidráulico

Parámetros	Cilindro de volteo	Cilindro del gancho
Fuerza de avance teórica	21.87 kN	6.26 kN
Fuerza de avance simulada	21.08 kN	6.28 kN
Diámetro del émbolo	63.50 mm	38.10 mm
Diámetro del vástago	38.10 mm	25.40 mm
Presión de trabajo	69.00 Bar	90.00 Bar
Carrera	762 mm	152.4 mm
Número de cilindros	2	1

3.5.2 Selección de la bomba y componentes hidráulicos

Para definir la bomba hidráulica del sistema se partió de la exigencia de la línea de producción, puesto que la mesa volteadora debe ser capaz de completar al menos un ciclo por minuto para evitar cuellos de botella en la descarga de los flejes. Con tiempos definidos para cada fase del ciclo (ver en el Apéndice A) y las dimensiones de los cilindros, se calculó que el caudal máximo requerido es de 16.15 L/min, sin embargo, a este valor se le aplicó un margen del 20% para compensar fugas internas y pérdidas menores, dando como resultado un caudal de diseño 20 L/min. Con las condiciones de operación bien establecidas, se determinó que la presión de trabajo más exigente corresponde al cilindro del gancho de sujeción, alcanzado aproximadamente 93 Bar considerando pérdidas en válvulas y tuberías.

Con esto, la potencia hidráulica requerida resulto en 3.02 kW, y al considerar un rendimiento total de la bomba de 85%, se determinó que la potencia de accionamiento para el motor sería de 5 HP, tal como se presenta en la tabla 3.8.

Tabla 3.8

Especificaciones de componentes principales de la central hidráulica

Componente	Parámetro	Especificación
Bomba hidráulica	Tipo de bomba	Engranaje
	Eficiencia total	85%
	Potencia hidráulica	4.30 HP
Motor	Potencia de accionamiento	5 HP
	Tensión de alimentación	460 V
Tanque	Volumen	20 galones
Electroválvulas	CETOP	3
	Número de vías	4
	Número de posiciones	3
	Accionamientos	Solenoides

La selección de la bomba se realizó dentro de la línea GP2K, de la marca Hydrosila (el proceso de sección detallado se encuentra en el Apéndice A), teniendo en cuenta una frecuencia de operación de 60 Hz y un motor de 1755 RPM. Bajo estas especificaciones, la bomba GP2K15 (desplazamiento de 15.0 cm³/rev) entrega un caudal de 19.8 L/min, ajustándose muy bien a los requerimientos de la mesa volteadora, mientras que su capacidad nominal de presión de 250 Bar proporciona un margen holgado frente a los 93 Bar calculados. Cabe mencionar, que para este diseño se optó por una central hidráulica con bomba sumergida, con la finalidad de minimizar riesgos de cavitación y aireación, puesto

que esto asegura una aspiración siempre inundada y un funcionamiento estable (en las tablas 3.8 y 3.9 se enlistan todos los componentes principales y secundarios para la unidad de potencia hidráulica).

Tabla 3.9

Especificaciones de componentes secundarios de la central hidráulica

Componente	Parámetro	Especificación
Manómetro	Rango de presión	0-3000 PSI
Válvula de alivio de venteo	Rango de presión	0-2000 PSI
Control de flujo	Tipo	CETOP 3
Filtro de succión de 1"	Grado de filtración	150 µm
Adaptadores	Rosca	8 MP -8 MJ
Visor de nivel	Tamaño	5 in
Acople motor bomba	Tipo	Acople elástico de garras
Tapa de llenado	Tipo	Metálica con respiradero
Válvulas Check	Tipo	Pilotado doble

En la tabla 3.10 se enlistan las dimensiones de las mangueras hidráulicas para todo el sistema hidráulico, los criterios de selección y cálculos detallados se presentan en el Apéndice A.

Tabla 3.10

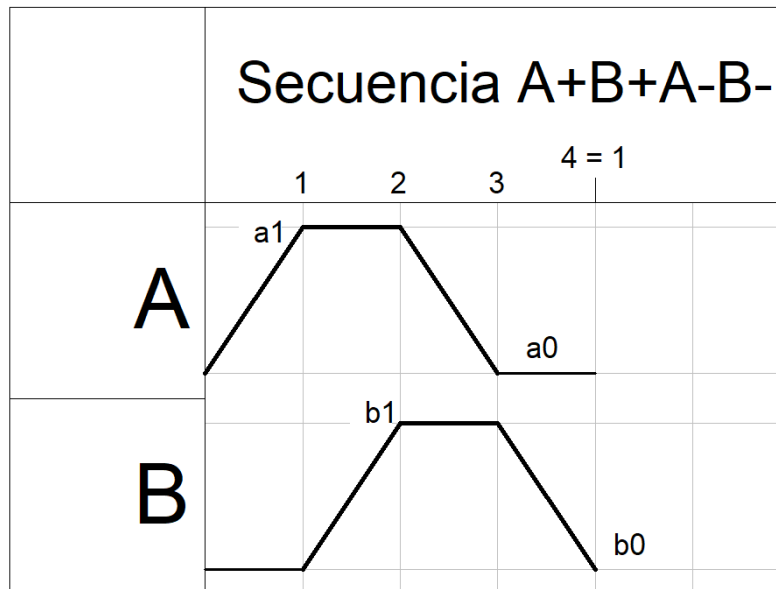
Especificaciones de las tablas de longitudes de las mangueras

Tabla de longitudes		
Detalle	Diámetro	Longitud
Manguera de presión	1/2"	2 m
Manguera de retorno	5/8"	1.50 m
Mangueras de doble función para los 3 actuadores	1/2"	20 m

En la figura 3.2, se presenta el diagrama fase del sistema hidráulico, el cual representa a la secuencia A+B+A-B-, que inicialmente describe cómo la mesa asciende hasta la posición de volteo (A+), luego el gancho se extiende para sujetar el fleje (B+), después la mesa retorna a su posición inicial (A-) y al final el gancho se retrae (B-). Este esquema facilita la visualización de cada una de las condiciones de inicio y fin de cada etapa, garantizando que los cilindros actúen de forma coordinada y en el orden preestablecido para cumplir un ciclo de descarga.

Figura 3.2

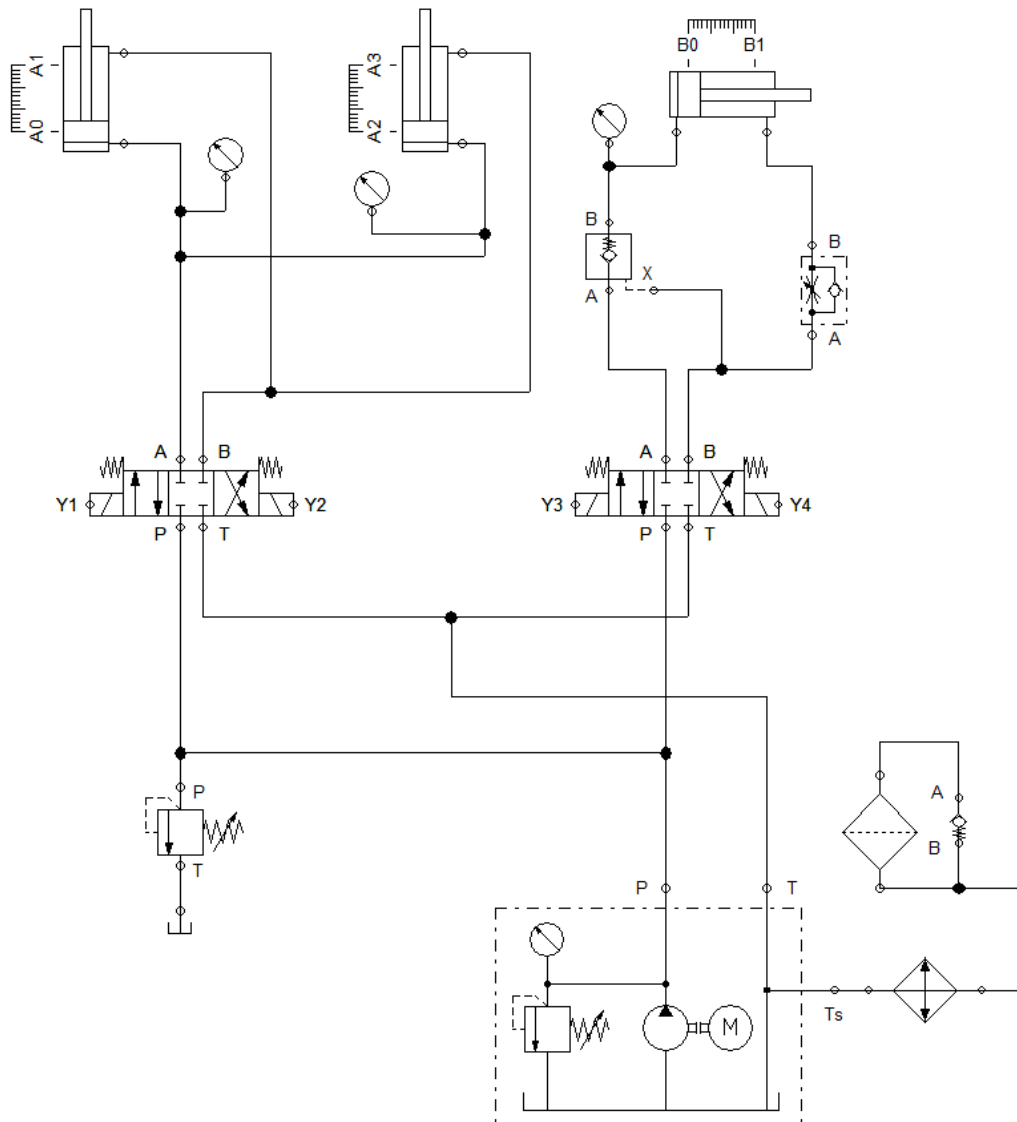
Diagrama estado / fase



El circuito hidráulico que se muestra en la figura 3.3 está conformado por dos electroválvulas direccionales 4/3 que accionan los cilindros de la mesa y el gancho, además de válvulas de seguridad y de retención pilotadas que garantizan el bloqueo del gancho de sujeción en carga y el control estable de la mesa. Para este caso, el centro de las electroválvulas es cerrado, ya que esto asegura que los cilindros queden firmes en cualquier posición, minimizando el riesgo de movimientos no deseados ante fugas internas en el sistema.

Figura 3.3

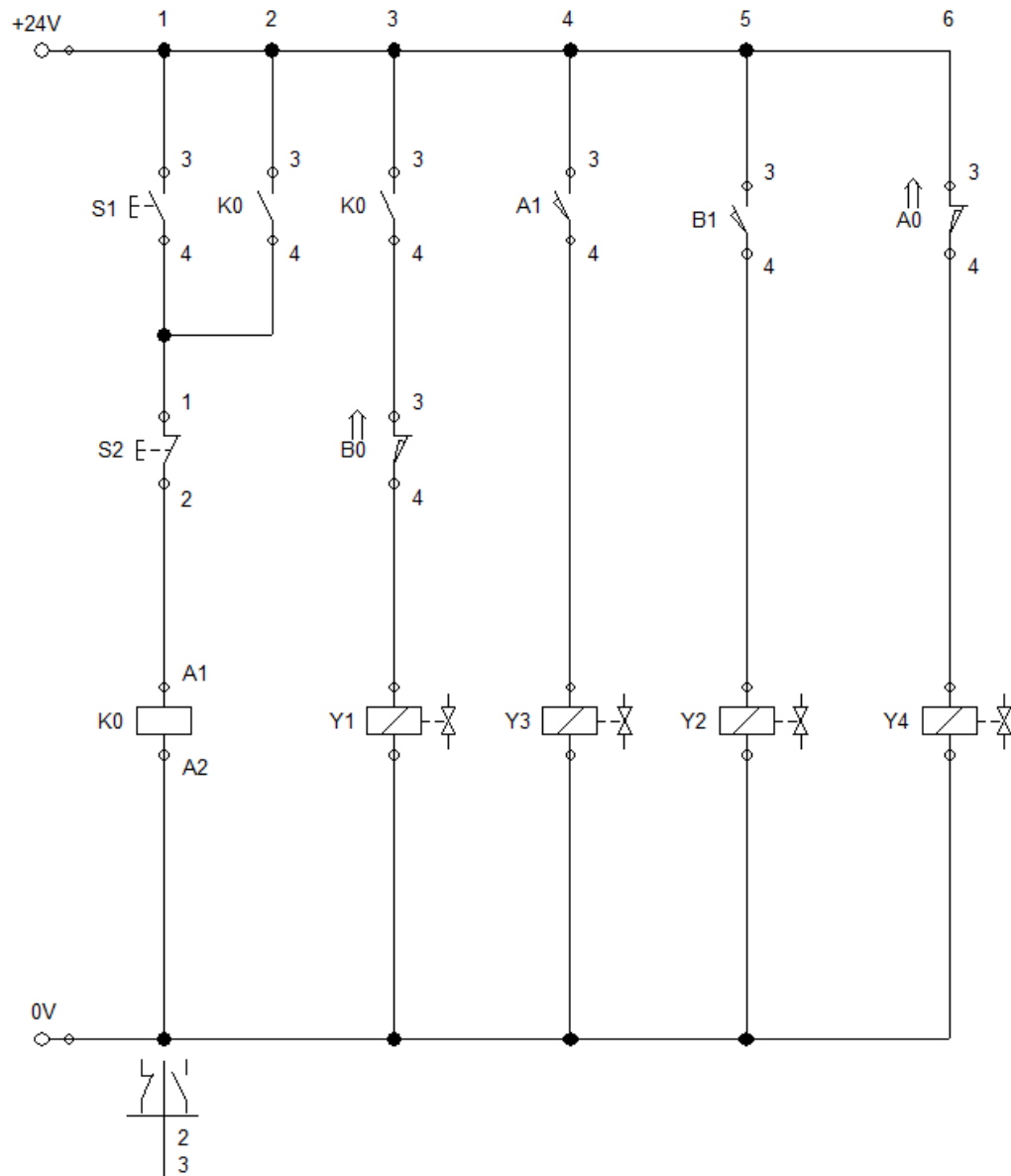
Circuito hidráulico del sistema



En la figura 3.4, se presenta el circuito eléctrico del sistema, cuyo control es tipo Ladder. Este control define la lógica para que los cilindros sigan la secuencia sin errores. En este caso los fines de carrera A0, A1, B0 y B1 juegan un rol clave porque determinan cuándo finaliza una etapa y empieza la siguiente, mientras que los enclavamientos eléctricos impiden que se accionen bobinas opuestas al mismo tiempo.

Figura 3.4

Circuito eléctrico del sistema



3.6 Resultados de selección de combo cadena-Catarina

Para la selección del combo cadena-catarina se debe considerar que se realizarán dos selecciones, una para darle movimiento a los rodillos y trasladar el fleje y otro para generar movimiento lineal a la mesa volteadora. Para ello se considera la selección de las catarinas, la cadena, el motor y el reductor.

3.6.1 Selección de componentes para la rotación de los rodillos

Para la selección se consideró el análisis estático del fleje sobre los rodillos a fin de hallar la fuerza necesaria para que el fleje parta desde el reposo con un movimiento constante dejando un intervalo de un segundo para que el fleje llegue a la velocidad máxima. Dado los resultados obtenidos del análisis estático más el cálculo teórico de la velocidad angular ideal de los rodillos se seleccionaron las catarinas, el motor, el reductor, paso y longitud de la cadena. (Observe la Tabla 3.11)

Tabla 3.11

Componentes seleccionados para la rotación de los rodillos

Detalle	Cantidad
Catarina de acero D40B15H No. 40-2 paso 1/2", 15 dientes, tipo B doble, barreno de 1 1/4"	6
Catarina de acero 40B15 No. 40, paso 1/2", 15 dientes, tipo B simple, barreno de 1 1/4"	1
Cadena No. 41 paso 1/2" ANSI 41	430 eslabones
Motor WEG W22 143/5T de 1HP 1760RPM 460V Par Nominal 3.99Nm	1
Reductor SITI U63 F30 B3	1

3.6.2 Selección de componentes para el avance lineal de la mesa volteadora

Para la correcta selección de los componentes del combo cadena-catarina se realizó el análisis estático de la mesa volteadora, para ello se consideró la masa total de la mesa volteadora, luego se calculó la fuerza necesaria para que la mesa tenga velocidad constante considerando que se va a acelerar en el intervalo de un segundo hasta llegar a la velocidad máxima. Con los resultados teóricos de la fuerza y la velocidad angular de las ruedas se pudo obtener la potencia

del motor y con ello se seleccionó el reductor, la longitud y el paso de la cadena junto con las catarinas, siendo los resultados mostrados en la tabla 3.12

Tabla 3.12

Componentes para el avance lineal de la mesa volteadora de flejes

Detalle	Cantidad
Catarina de acero 100B12 No. 100, paso 1 1/4", 12 dientes, tipo B sencillo, barreno de 2 1/4"	1
Catarina de acero 100B14 No. 100, paso 1 1/4", 14 dientes, tipo B sencillo, barreno de 2"	1
Cadena No. 100 paso 1 1/4" ANSI 100	74 eslabones
Motor WEG W22 182/4T de 3HP 1760RPM 460V Par nominal 12Nm	1
Reductor SITI NHL 50/3 70.83 B3	1

3.7 Resultados de costos

Para el análisis de costos del diseño de la mesa volteadora de flejes, se realiza un desglose por componentes principales: materiales de la estructura, sistema hidráulico, costos de mecanizado y fabricación. Posteriormente, se muestra el costo total del proyecto, seguido de las variables económicas, la tabla de amortización y el flujo de caja de la inversión, necesarios para evaluar la viabilidad financiera del equipo.

3.7.1 Costos de los materiales de la estructura

En la Tabla 3.13 se detallan los materiales empleados en la fabricación de la estructura principal de la mesa volteadora, incluyendo perfiles estructurales, placas, rodamientos, cadenas,

pernos y otros elementos de sujeción. El costo total de estos materiales, incluyendo el 15% de IVA, asciende a \$12 841,00 USD.

Tabla 3.13

Costos de los materiales de la estructura

Item	Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Tubería s/c ced 40 - 3" - 6mts	2	72,47	144,94
2	Perfil IPE - 80x46x3,8mm A36	2	44,50	89,00
3	Perfil UPN - 80X45X6mm A36	1	53,84	53,84
4	Perfil UPN - 100X50X6mm A36	1	65,79	65,79
5	Perfil UPN - 140X60X7mm A36	2	92,29	184,58
6	Plancha ac A36 L/C 9,8mm - 1,22x2,44m (4"x8")	1	221,56	221,56
7	Eje AISI 1045 ϕ 50mmx3.6m 15,4kg/m	1	253,91	253,91
8	Eje AISI 1045 ϕ 90mmx3m 49,9kg/m	1	685,63	685,63
9	Catarina de acero D40B15H No. 40-2 paso ½", 15 dientes, tipo B doble	6	95,00	570,00
10	Catarina de acero 40B15 No. 40, paso ½", 15 dientes, tipo B simple	1	60,00	60,00
11	Cadena No. 41 paso ½" (ANSI de 430 eslabones)	1	350,00	350,00
12	Motor WEG W22 143/5T de 1HP 1760RPM 460V	1	450,00	450,00
13	Reductor SITI U63F30B3	1	1 250,00	1 250,00
14	Catarina de hacer 100B12 No. 100, paso 1 ¼", 12 dientes, tipo B simple	1	200,00	200,00
15	Catarina de acero 100B14 No. 100, paso 1 ¼", 14 dientes, tipo B simple	1	195,00	195,00
16	Motor WEG W22 182/4T de 3HP 1760RPM 460V	1	700,00	700,00
17	Reductor SITI NHL 50/3 70.83 B3	1	1 800,00	1 800,00
18	Motor WEG W22 182/4T de 5HP 1755RPM 460V	1	915,00	915,00
19	Cadena No. 100, paso 1 ¼" (ANSI de 74 eslabones)	1	160,00	160,00
20	Chumacera UCFL 206	12	54,00	648,00
21	Placa AISI 1045 50X600X600mm	3	584,00	1 752,00
22	Eje AISI 1045 ϕ 200mmx260mm	1	300,00	300,00
23	6010-C-2Z-L038-C3	4	29,21	116,84
Subtotal				11 166,09
IVA 15%				1 674,91
Total				12 841,00

Este rubro representa el 57% del costo total del proyecto, siendo las cajas reductoras y las placas de acero los componentes de mayor incidencia.

3.7.2 Costos de los materiales del circuito hidráulico

La tabla 3.14 muestra el desglose de los componentes del sistema hidráulico, que incluye el motor eléctrico, bomba, cilindros hidráulicos, válvulas, mangueras, manómetros y accesorios. El costo subtotal de estos elementos es de \$5 435,35 USD, al cual se le adiciona un 30% por concepto de IVA y flete, resultando en un costo total de \$7 065,96 USD.

Tabla 3.14

Costo de los materiales del sistema hidráulico

Item	Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Motor eléctrico 5 HP	1	850,00	850,00
2	Bomba hidráulica 5 GPM	1	580,00	580,00
3	Manómetro de 0-3000 PSI	1	16,00	16,00
4	Alivio Ventiado de 0-2000 PSI	1	550,00	550,00
5	Válvula CETOP 3 centro cerrado	2	160,00	320,00
7	Control de flujo tipo CETOP 3	2	140,00	280,00
8	Cilindros hidráulicos vástago de 1 ½" camisa de 2 ½"	2	426,64	853,28
9	Cilindros hidráulicos vástago de 1" camisa de 1 ½"	1	197,99	197,99
10	Filtro de succión de 1"	1	25,00	25,00
11	Adaptador 8MP - 8MJ	26	8,50	221,00
12	Mangueras hidráulicas de 1/2 R2 FJK	13	45,00	585,00
13	Visor de nivel de 5"	1	35,00	35,00
14	Acople motor bomba	1	150,00	150,00
15	Aceite hidráulico AW Hidraulic ISO 68 (Caneca)	4	118,52	474,08
16	Tapa de llenado	1	18,00	18,00
17	Check piloto doble	2	140,00	280,00
Subtotal				5 435,35
IVA + flete 30%				1 630,61
Total				7 065,96

Este sistema representa el 31% del costo total del proyecto, siendo los cilindros hidráulicos los componentes de mayor valor.

3.7.3 Costo total del proyecto

La tabla 3.15 presenta el resumen de los costos acumulados por rubro, resultando en un costo de inversión de \$22 406,96 USD. Este valor entra en el rango de valores comerciales de mesas volteadoras de flejes para industrias medianas y pesadas.

Tabla 3.15

Costo total del proyecto

Descripción	Valor
Costos de los materiales de la estructura	\$12 841,00
Costos de sistema hidráulico	\$7 065,96
Costos de diseño	\$2 500,00
Total	\$22 406,96

Este valor representa la inversión inicial necesaria para la fabricación del equipo.

Variables económicas para el análisis de viabilidad

Para evaluar la viabilidad económica del proyecto, se definieron las variables mostradas en la tabla 3.16, basadas en estimaciones realistas del entorno industrial y una de descuento del 8% anual.

Tabla 3.16*Variables económicas para el análisis de viabilidad*

Variable	Valor
Inversión inicial	\$22 406,96
Vida útil del equipo	10 años
Tasa de descuento (Tmar)	8% anual
Valor de salvamento	10% del valor inicial (\$2 240,70)
Depreciación anual	\$2 016,63
Ingresos anuales estimados	\$4 000
Aumento anual de ingresos	3%
Gastos operativos	5%
Tasa de impuestos	22%

Estas variables servirán como base para el cálculo del flujo de caja y las métricas de rentabilidad.

3.7.4 Tabla de amortización

La tabla 3.17 muestra la amortización del equipo durante su vida útil, considerando depreciación lineal y un valor de salvamento del 10%. No se incluye financiamiento, por lo que no hay intereses ni cuotas.

Tabla 3.17*Amortización*

Año	Depreciación	Valor restante
0	-	\$22 406,96
1	\$2 016,63	\$20 390,33
2	\$2 016,63	\$18 373,71
3	\$2 016,63	\$16 357,08
4	\$2 016,63	\$14 340,45
5	\$2 016,63	\$12 323,83
6	\$2 016,63	\$10 307,20
7	\$2 016,63	\$8 290,57
8	\$2 016,63	\$6 273,95
9	\$2 016,63	\$4 257,32
10	\$2 016,63	\$2 240,70

Al final del año 10, el valor en libros coincide con el valor de salvamento estimado.

Flujo de caja de la inversión

La tabla 3.18 presenta el flujo de caja proyectado durante los 10 años de vida útil del equipo. Se consideran ingresos netos anuales, gastos operativos (5% de ingresos), impuestos (22%) y la recuperación del valor de salvamento en el año 10.

Tabla 3.18*Flujo de caja de la inversión*

Año	Inversión	Ingresos	Gastos	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad neta	Flujo de caja neto	Saldo acumulado
0	22 406,96	-	-	-	-	-	-22 406,96	-22 406,96
1	-	4 000,00	200,00	1 783,37	392,34	1 391,03	3 407,66	-18 999,30
2	-	4 120,00	206,00	1 897,37	417,42	1 479,95	3 496,58	-15 502,72
3	-	4 243,60	212,18	2 014,79	443,25	1 571,54	3 588,17	-11 914,56
4	-	4 370,91	218,55	2 135,74	469,86	1 665,87	3 682,50	-8 232,06
5	-	4 502,04	225,10	2 260,31	497,27	1 763,04	3 779,67	-4 452,39
6	-	4 637,10	231,85	2 388,62	525,50	1 863,12	3 879,75	-572,64
7	-	4 776,21	238,81	2 520,77	554,57	1 966,20	3 982,83	3 410,18
8	-	4 919,50	245,97	2 656,89	584,52	2 072,38	4 089,00	7 499,19
9	-	5 067,08	253,35	2 797,10	615,36	2 181,74	4 198,36	11 697,55
10	-	5 219,09	260,95	2 941,51	647,13	2 294,38	6 551,70	18 249,25
VAN	3 986,49							
TIR	14,1%							

Los resultados del análisis de costos muestran que los materiales de la estructura son los componentes de mayor inversión, representando más del 50% del costo total. El sistema hidráulico y costos de diseño representan el resto del presupuesto, con porcentajes significativamente menores. El flujo de caja proyectado indica que el equipo alcanza el punto de equilibrio financiero en el año 7, generando flujos positivos a partir de ese año. El valor de salvamento y los ingresos acumulados al final de la vida útil reflejan una recuperación total de la inversión con utilidad neta.

Capítulo 4

Conclusiones y recomendaciones

3.8 Conclusiones

Concluido el proceso metodológico definido en el proyecto y examinados los resultados alcanzados, se presenta a continuación las principales conclusiones del diseño.

- La propuesta de mesa volteadora, concebida con una capacidad de 500 kg, altura de volteo de 1720 mm y ángulo de giro de 90°, alcanzó el cumplimiento de los criterios técnicos proyectados, garantizando su viabilidad mecánica y la operatividad requerida en el contexto industrial.
- La alternativa seleccionada, que integra rodillos transportadores junto con tres cilindros hidráulicos, se estableció como la solución más adecuada ante las limitaciones de operación, seguridad y mantenibilidad. La elección de perfiles y componentes estructurales aportó holgura significativa en términos de seguridad, demostrando robustez frente a cargas y condiciones de servicio.
- Los análisis teóricos y las simulaciones en SolidWorks Motion validaron la adecuación del dimensionamiento de los cilindros hidráulicos y la estructura, con un margen de error menor al 4%. Los resultados obtenidos confirmaron que la presión de operación y los factores de seguridad se encuentran dentro de los rangos admisibles, garantizando un desempeño confiable durante la operación.
- El análisis de rentabilidad determinó que el proyecto es viable, al presentar un Valor Actual Neto positivo y una Tasa de Interés de Retorno del 14.1%, con recuperación de la inversión proyectada para el séptimo año. Demostrando de esta manera que la implementación del equipo no solo es técnicamente viable, sino también económicamente conveniente.

3.9 Recomendaciones

Una vez finalizado el desarrollo de la propuesta y comprobada su fiabilidad tanto técnica como económica, se presentan a continuación recomendaciones enfocadas en refinar el diseño, incrementar la confiabilidad del sistema y ofrecer fundamentos para estudios futuros.

- Se sugiere desarrollar análisis complementarios de rediseño que permitan reducir el sobredimensionamiento de los perfiles estructurales, garantizando al mismo tiempo la seguridad operativa, con la finalidad de disminuir costos de materiales y peso total del equipo.
- Se plantea la adopción de un sistema centralizado de lubricación que asegure la aplicación precisa de lubricante en tiempos regulares, evitando la necesidad de intervenciones manuales.
- Se recomienda llevar a cabo estudios adicionales acerca del comportamiento térmico del fluido hidráulico y la integración de sensores para monitoreo en tiempo real, con el objetivo de adoptar prácticas de mantenimiento predictivo que alarguen la vida útil de los componentes.
- Resulta pertinente realizar un estudio más exhaustivo de los costos indirectos (energía, mantenimiento y tiempos de parada de planta) y compararla con equipos similares del mercado, lo cual proporcionaría una perspectiva más completa sobre la rentabilidad del diseño.
- Resulta pertinente evaluar la incorporación de un sistema de freno que brinde mayor control sobre los movimientos de la máquina. Para asegurar que los desplazamientos del equipo puedan interrumpirse de manera precisa, minimizando riesgos durante la operación. La implementación de este sistema prevendría desplazamientos indeseados por inercia y disminuiría el desgaste de los cilindros hidráulicos.

Referencias

- Alacero, (2023). *Panorama del consumo y comercio de acero en América Latina: Informe anual 2023* [PDF]. <https://www.alacero.org/wp-content/uploads/2024/02/Informe-Anual-Alacero-2023.pdf>
- Bosch Rexroth AG. (2022). *Linear motion technology: Product catalog* [Catálogo técnico]. <https://docu.boschrexroth.com/LiteraturePortal/PL203648/en>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2020). *Shigley's mechanical engineering design* (11th ed.). McGraw-Hill Education. ISBN: 978-0-07-339821-1
- Duflou, J. R., & Kellens, K. (2014). Environmental impact of slitting and cut-to-length processes. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 63 (1), 65-68.
- Groover, M. P. (2021). *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas* (6ª ed.). Pearson Educación. ISBN:978-607-32-6356-1
- Ingeniería Y Servicios B&R. (2019, febrero 26). *Downlayer_Volteador de Rollos o flejes* [Video]. YouTube, <https://www.youtube.com/watch?v=Lfru3E3W224>
- IPAC S.A. (2023). Productos planos y flejes de acero. <https://www.ipac.com.ec>
- Mendoza, A., Solano, C., Palencia, D., & García, D. (2019). *Aplicación del proceso de jerarquía analítica (AHP) para la toma de decision con juicios de expertos*. *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, 27(3), 348-358. <https://doi.org/10.4067/S0718-33052019000300348>
- Metal Forming Institute. (2023). *Steel Slitting Processes and Quality Control Guidelines*. <https://www.mfi.org/resources/slitting-guide>
- Ministerio de Industrias y Productividad [MIPRO]. (2023). *Informe anual del sector industrial 2023* [PDF]. <https://www.mipro.gob.ec/informe-anual-del-sector-industrial-2023/>
- Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca del Ecuador. (2021). *Análisis del sector metalmecánico del Ecuador*. Quito, Ecuador. <https://www.produccion.gob.ec>

OECD World. (2023). Lingotes de acero en el comercio de Ecuador.

<https://oec.world/es/profile/bilateral-product/steel-ingots/reporter/ecu>

Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2021). *Diseño en ingeniería mecánica (11ª ed.)*. McGraw-Hill.

ISBN:978-607-15-1345-4

Silva, C., Ferreira, L., & Costa, J. (2022). Digital transformation in the Steel industry: A review on automation, energy efficiency, and Industry 4.0 applications. *Journal of*

Manufacturing Systems, 64, 145-149. <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2022.06.005>

SMAMOTRONIC, (s/f). *Volteadores/inclinadores/mesas – Serie SVE*.

<https://www.smamotronic.com/en/p1/volteadores-de-90-serie->

[sve/volteadores/volteadores-inclinadores-mesas](https://www.smamotronic.com/en/p1/volteadores-de-90-serie-sve/volteadores/volteadores-inclinadores-mesas)

United Nations Comtrade Database. (2024). *Trade data for base metals and metal manufactures*.

<https://comtrade.un.org>

World Bank. (2021). *Manufacturing transformation: Comparative studies of industrial development in Africa and Latin America*. World Bank Publications.

<https://doi.org/10.1596/978-1-4648-1728-1>

World Steel Association. (2023). *Steel statistical yearbook 2023*.

<https://worldsteel.org/publications/steel-statistical-yearbook/>

Zhang, J., & Edge, K. A. (2020). Modelling and control of hydraulic systems: A review.

Mechanical Systems and Signal Processing, 145, 106958.

<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106958>

Apéndice A

A.1 Diseño de los rodillos de soporte del fleje

El sistema de rodillos forma parte de la mesa volteadora y tiene como función principal soportar el peso del fleje durante su traslado y posicionamiento, garantizando un movimiento suave y sin deformaciones excesivas. Cada rodillo está sometido a una carga distribuida debido al peso del fleje, transmitido a través del contacto directo con la superficie del mismo.

Se considera que el fleje de 500kg descansa sobre varios rodillos, pero para el caso crítico, se analiza un único rodillo que soporta una fracción significativa de la carga, asumiendo una distribución no uniforme por posibles desalineaciones o condiciones de borde.

A.1.1 Diagrama de cuerpo libre y carga aplicada

El rodillo se modela como una viga simplemente apoyada, con una carga distribuida uniforme correspondiente al 25% del peso del fleje tal como se muestra en la figura A.1. A continuación se presenta el cálculo correspondiente a esta sección.

Peso:

$$W = m * g = 4905 \text{ [N]}$$

Fuerza aplicada:

$$F = W * 0.25 = 1226.25 \text{ [N]}$$

Carga aplicada:

$$C = \frac{F}{L} = 1013.43 \text{ N/m}$$

Sumatoria de fuerzas en el componente x:

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$A_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el componente y:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - F = 0$$

$$A_y + B_y = 1226.25 \text{ [N]}$$

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$-F (0.735 \text{ m}) + B_y (1.47 \text{ m}) = 0$$

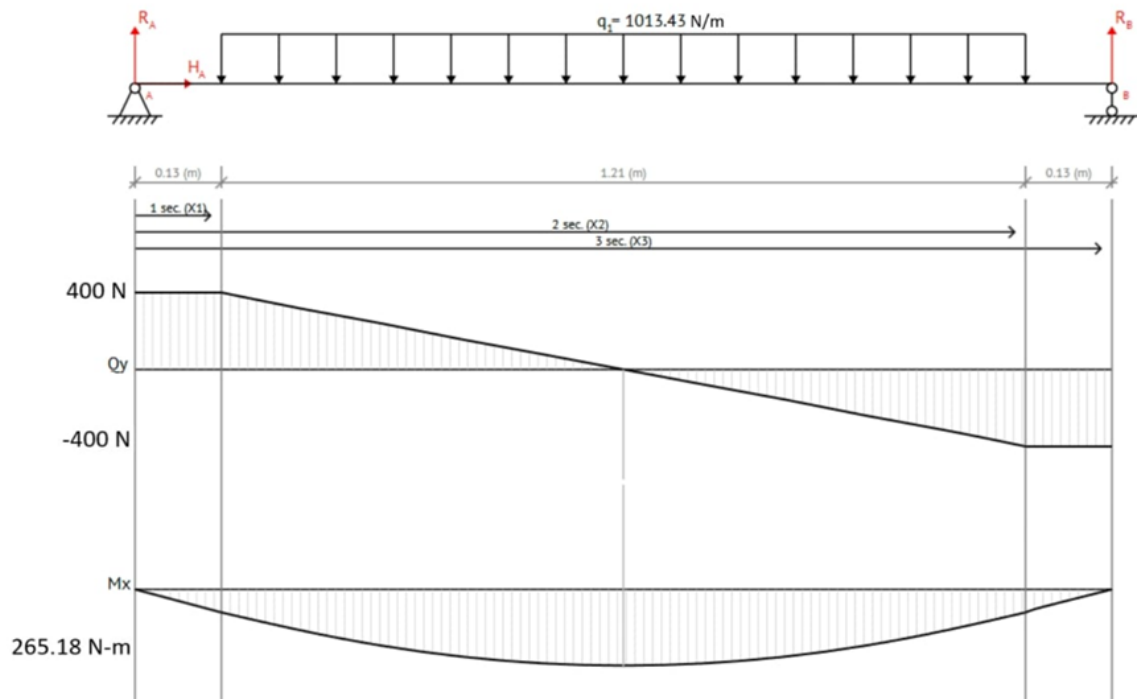
$$B_y = 613.125 \text{ [N]}$$

Reemplazando el valor de B_y se puede hallar el valor de A_y :

$$A_y = 613.125 \text{ [N]}$$

Figura A.1

Diagrama de fuerza cortante y Momento flector

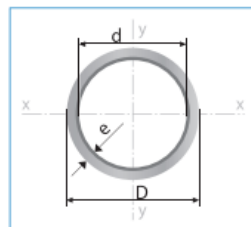
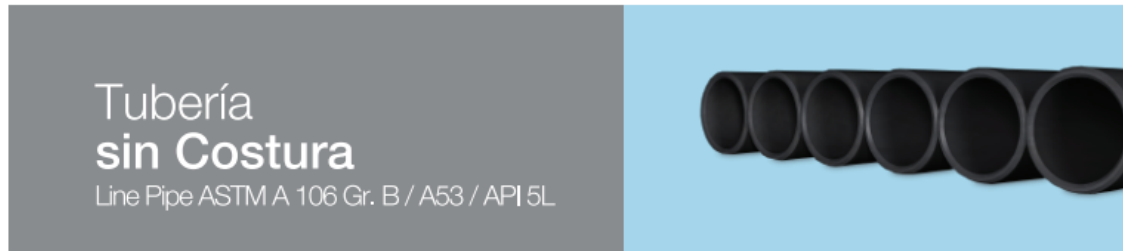


Como se puede observar en la Figura A.1, el momento flector máximo se encuentra en el centro del rodillo, siendo este valor $M_{max} = 265.18 \text{ [Nm]}$.

Una vez calculado el momento flector para la tubería, se consultan las propiedades mecánicas de la tubería en catálogos técnicos del fabricante o en bibliografía especializada (ver figura A.2).

Figura A.2

Propiedades de las tuberías sin costura de acero ASTM-A53 Gr. B



Largo Normal:
6 ó 12 metros
Recubrimiento:
Negro (Barniz)
Espesores:
Desde 2,77 a 17,48 mm
Norma de Fabricación:
JIS G 3132 SPHT-1 /
ASTM 569
Extremos:
Biselados
Observaciones:
Otras dimensiones y
largos, previa consulta

Designaciones						Propiedades Estáticas			Presión Prueba
Descripción Comercial	Diámetro		No. de Cédula	Espesor	Peso	Flexión			
	Exterior	Interior				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
	D	d		e	P	I	W	i	B
pulg. - sch	mm	mm		mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/m ²
1/2" Ced. 40	21,30	15,76	40	2,77	1,27	0,71	0,66	0,66	49,30
1/2" Ced. 80	21,30	13,84	80	3,73	1,62	0,83	0,78	0,64	59,90
3/4" Ced. 40	26,70	20,96	40	2,87	1,69	1,55	1,16	0,85	49,30
3/4" Ced. 80	26,70	18,88	80	3,91	2,20	1,87	1,40	0,82	59,90
1" Ced. 40	33,40	26,64	40	3,38	2,50	3,64	2,18	1,07	49,30
1" Ced. 80	33,40	24,30	80	4,55	3,24	4,40	2,63	1,03	59,90
1 1/4" Ced. 40	42,20	35,08	40	3,56	3,39	8,13	3,85	1,37	91,50
1 1/4" Ced. 80	42,20	32,50	80	4,85	4,47	10,09	4,78	1,33	133,80
1 1/2" Ced. 40	48,43	41,07	40	3,68	4,06	12,93	5,35	1,58	91,50
1 1/2" Ced. 80	48,43	38,27	80	5,08	5,43	16,33	6,76	1,54	133,80
2" Ced. 40	60,30	52,48	40	3,91	5,44	27,66	9,18	2,00	176,10
2" Ced. 80	60,30	49,22	80	5,54	7,48	36,09	12,00	1,95	176,10
2 1/2" Ced. 40	73,00	62,68	40	5,16	8,63	63,63	17,40	2,41	176,10
2 1/2" Ced. 80	73,00	58,98	80	7,01	11,41	80,00	21,90	2,35	176,10
3" Ced. 40	88,90	77,92	40	5,49	11,29	125,70	28,30	2,96	176,10
3" Ced. 80	88,90	73,66	80	7,62	15,27	162,10	36,50	2,89	176,10
3 1/2" Ced. 40	101,60	90,12	40	5,74	13,57	199,30	39,20	3,40	166,90
4" Ced. 20	114,30	103,18	20	5,56	14,91	281,50	49,30	3,85	143,70
4" Ced. 40	114,30	102,26	40	6,02	16,08	301,10	52,70	3,83	155,60
4" Ced. 80	114,30	97,18	80	8,56	22,32	400,00	70,00	3,75	197,20
5" Ced. 20	141,30	130,18	20	5,56	18,61	547,00	77,40	4,80	116,20
5" Ced. 40	141,30	128,20	40	6,55	21,77	630,80	89,30	4,77	137,30

Una vez seleccionado el módulo de resistencia de la tubería, se calcula el Esfuerzo

Normal

$$\sigma^n = \frac{M c}{I} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{265.18 \text{ Nm}}{2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 9.37 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad:

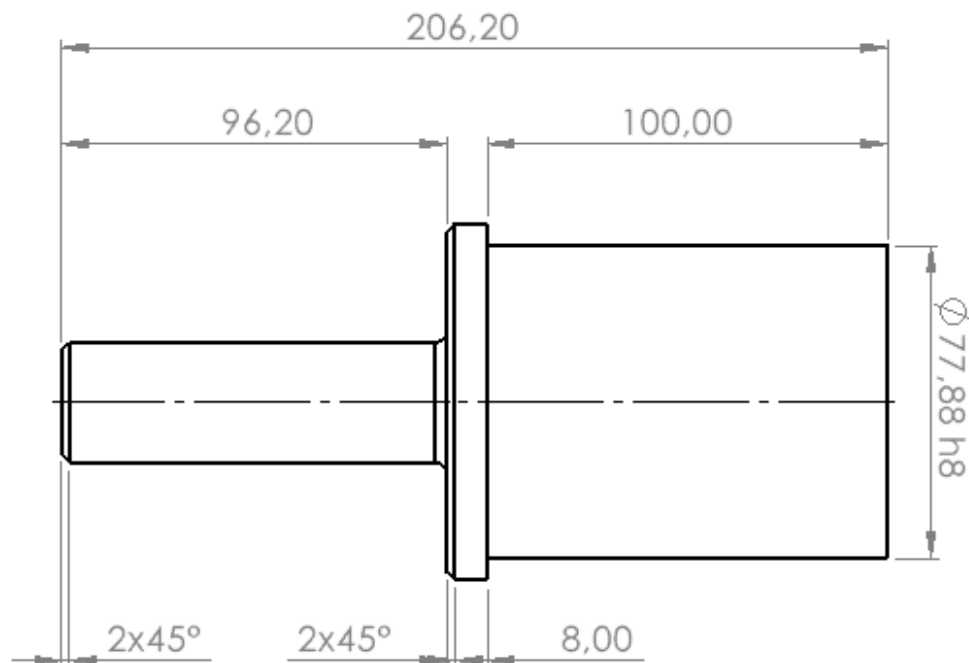
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma^n} = \frac{240 \text{ MPa}}{9.37 \text{ MPa}} = 25.62$$

El factor de seguridad es elevado, sin embargo, al tener una aplicación industrial está dentro de las recomendaciones para asegurar el funcionamiento prolongado del equipo y evitar fallas.

Por otra parte, la tubería es hueca por lo que no tiene forma de sujeción en sus extremos, por esa razón se realizó el diseño de tapones de acero, este tapón tendrá secciones para encajar las chumaceras y la Catarina con chaveta. Se procede a seleccionar un eje de acero AISI 1045 para posteriormente realizar un proceso de mecanizado, las dimensiones están dadas en la figura A.3.

Figura A.3

Dimensiones



A.2 Selección del perfil estructural de la mesa móvil

La mesa móvil es el componente principal que soporta el fleje durante el proceso de volteo. Está conformada por una estructura de acero soldada, diseñada para resistir las cargas estáticas y dinámicas generadas durante la operación. Para el diseño del perfil principal, se ha seleccionado un perfil IPE (I-Perfil Europeo), conocido por su alta eficiencia estructural en flexión.

El análisis se realiza considerando la posición crítica del sistema: cuando el fleje está en posición horizontal (0°) y comienza a girar, generando el máximo momento flector sobre la estructura debido al brazo de palanca del peso.

A.2.1 Diagrama de cuerpo libre de la mesa móvil

Se modela la mesa móvil como una viga simplemente apoyada tal como se presenta en la figura A.4, con un apoyo fijo en un extremo y un apoyo móvil en el otro, capaz de transmitir fuerzas verticales, pero no momentos. Como las vigas forman el marco de la estructura se analiza la viga con mayor esfuerzo aplicado.

Sumatoria de fuerzas en el componente x:

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$A_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el componente y:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 3600[N]$$

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

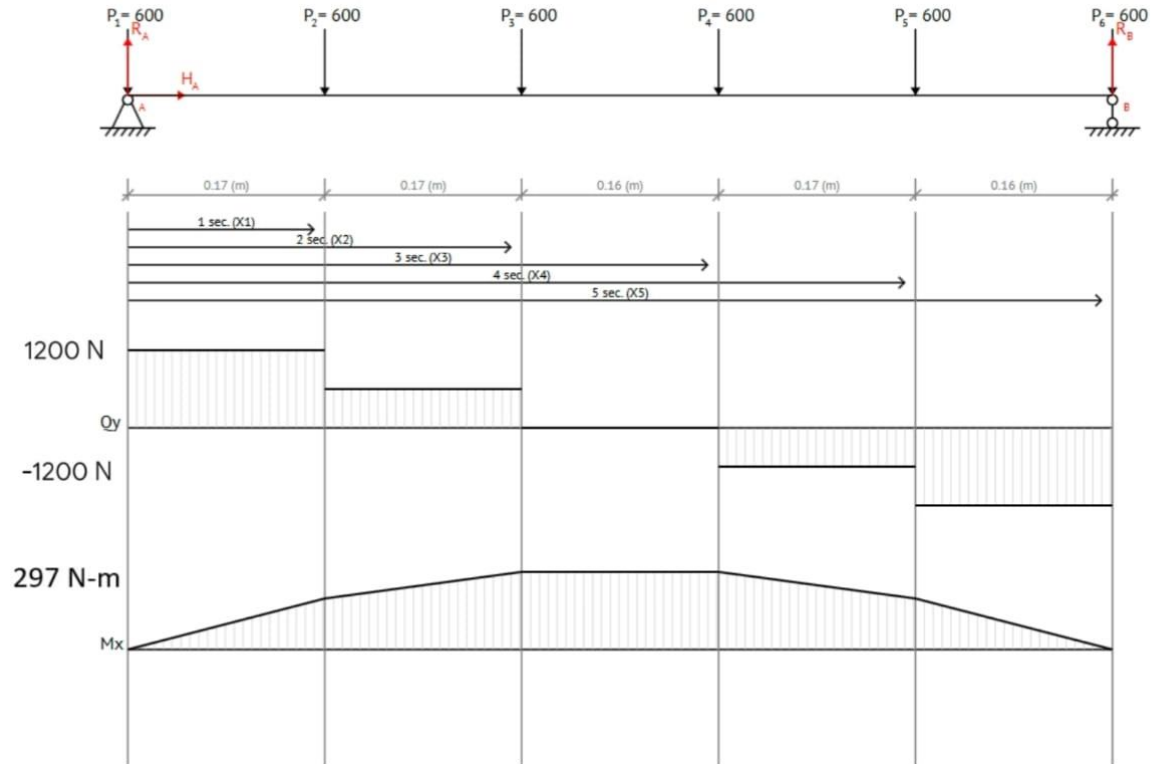
$$B_y = 1800[N]$$

Reemplazando el valor de B_y se puede hallar el valor de A_y :

$$A_y = 1800[N]$$

Figura A.4

Diagrama de fuerza cortante y Momento flector de la viga IPE



Como se puede observar en la Figura A.4, El momento flector máximo se encuentra en el centro de la viga, siendo este valor $M_{max} = 297$ [Nm].

Para hallar el módulo de resistencia adecuado de la viga, se usa el esfuerzo de cedencia del acero estructural $S_y = 250$ MPa y un factor de seguridad de 2, obteniendo el siguiente resultado:

$$\sigma^n = \frac{S_y}{\eta} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$W = \frac{M_{max} \eta}{S_y} = \frac{297 \text{ Nm} (2)}{250 \times 10^6 \text{ Pa}} = 2.38 \times 10^{-6} [\text{m}^3] = 2.38 [\text{cm}^3]$$

Una vez obtenido el módulo de resistencia, se consultan las propiedades mecánicas de la viga IPE en el catálogo especializado del fabricante (ver figura A.5).

Figura A.5

Propiedades de las vigas IPE

Largo normal:
6 metros / 12 metros
Recubrimiento:
Negro
Calidad de Acero:
ASTM A 36 / ASTM A 572 Gr 50
Norma de Fabricación:
INEN 2230 / INEN 2215 / EN 10024
Observaciones:
Otras dimensiones y largos previa consulta.

> Aplicaciones

- Estructuras.
- Soporte de polipasto en puentes grúas o techos.
- Puentes.
- Rieles.

Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico		Cons Tors
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x			Zx	Zy	
	h	s	b	t	r1	r2	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry			
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ²	kg/ml	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	

IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	69,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,60
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79

Se elige el perfil IPE 80, a pesar de que el valor del esfuerzo de cedencia es superior al calculado, indica que el factor de seguridad es superior al estimado, sin embargo, en aplicaciones industriales el perfil será resistente a sobreesfuerzos o impactos inesperados que pueden ocurrir en planta.

Deflexión máxima:

$$\delta_{max} = \frac{P L^3}{48 EI} = \frac{m g L^3}{48 EI} = 3.58 \times 10^{-4} [m]$$

La deflexión es mínima para la carga a la que puede ser sometida, lo que indica que este esfuerzo es despreciable como falla en la viga.

A.3 Selección de cojinetes para los rodillos

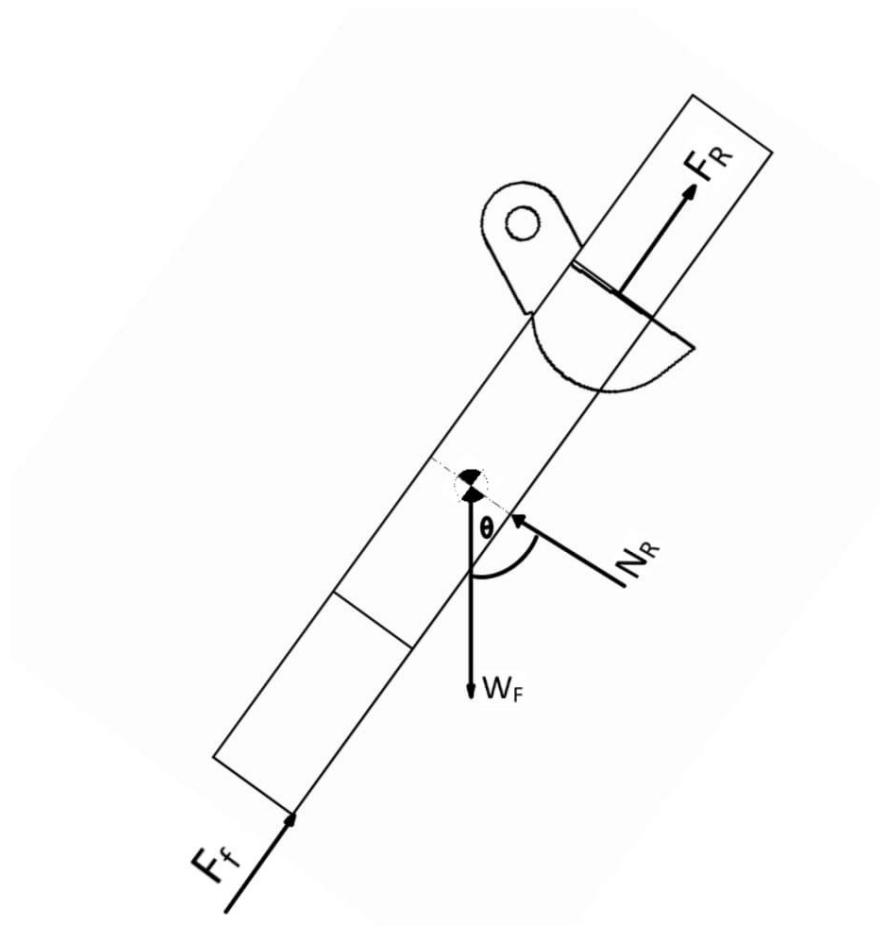
Los rodillos de la mesa volteadora están soportados por cojinetes que permiten su rotación durante el traslado del fleje. Si bien la carga principal es radial; debido al peso del fleje, se generan cargas axiales durante el proceso de sujeción, debido a la fuerza de fricción entre el gancho y el fleje, que tiende a empujar axialmente al rodillo.

A.3.1 Fuerza de reacción del gancho

El gancho tiene como función sujetar y elevar ligeramente el fleje para evitar que se desplace durante el volteo. Para realizar el cálculo se realiza el diagrama de cuerpo libre del fleje en contacto con el gancho y la superficie de los rodillos como se muestra en la Figura A.6.

Figura A.6

Diagrama de cuerpo libre del fleje



Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$+\curvearrowright \sum F_y = 0$$

$$N_f - (W_f)_y = 0$$

$$\text{Total: } N_f = W_f \cos \theta$$

$$\text{Por rodillo: } (N_f)_p = 0.25 m_f g \cos \theta$$

Sumatoria de fuerzas en el eje x:

$$+\nearrow \sum F_x = 0$$

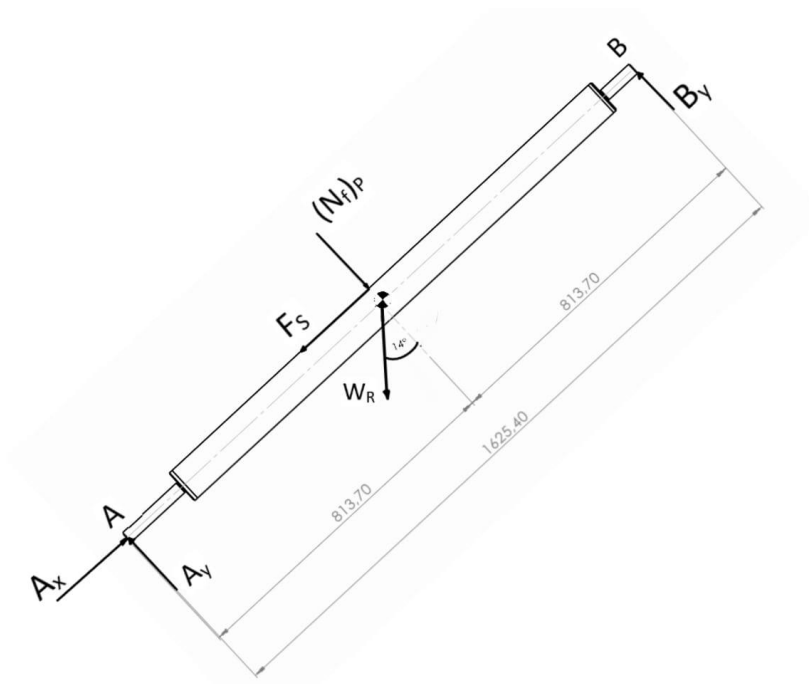
$$F_R + F_s - (W_f)_x = 0$$

$$F_R = 4905 [N] = 4.905 [kN]$$

Una vez determinada la fuerza de reacción que debe soportar el gancho cuando el fleje apoya toda su masa en su superficie. Ahora se debe calcular la máxima fuerza axial que va a soportar los rodillos, siendo este ángulo de 14° (vea la Figura A.7).

Figura A.7

Diagrama de cuerpo libre del rodillo



Sumatoria de fuerzas en el eje x:

$$+\nearrow \sum F_x = 0$$

$$A_x - F_s - W_R \sin \theta = 0$$

$$A_x = 245.25 \sin \theta + 981 \cos \theta ; \theta = 14^\circ$$

$$A_x = 1011.13 [N] = 1.01 [kN]$$

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$1.47B_y - 0.735(N_f)_p - 0.735 W_R \cos \theta = 0$$

$$B_y = 738.8 \cos \theta$$

$$B_y = 716.85 [N]$$

Sumatoria de fuerza en el eje y:

$$+\Uparrow \sum F_y = 0$$

$$B_y + A_y - (N_f)_p - W_R \cos \theta = 0$$

$$A_y = 710.94 [N]$$

A.3.2 Selección del cojinete

Dado que el rodillo está sometido a cargas radiales significativas y cargas axiales moderadas, también se considera la necesidad de un sistema de montaje rápido, robusto para su mantenimiento.

Cálculo de la carga equivalente:

$$P = VXR + YT$$

$$\text{Donde: } R = 710.94N, T = 1011.13N, V = 1, X = 0.56$$

$$\frac{T}{C_0} = 0.0903$$

$$\frac{Y - 1.55}{0.09 - 0.084} = \frac{1.45 - 1.55}{0.110 - 0.084}$$

$$Y = 1.53$$

$$\frac{e - 0.28}{0.09 - 0.084} = \frac{0.30 - 0.28}{0.11 - 0.084}$$

$$e = 0.285$$

$$\frac{T}{R} = 1.42$$

$$1.42 > e = 0.285$$

$$X = 0.56 \wedge Y = 1.53$$

Reemplazando los valores:

$$P = 0.56(710.94) + 1.53(1011.13)$$

$$P = 1945.16 [N]$$

Cojinetes de bola:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L_{10} = 3.63 \times 10^6 \text{ rev}$$

Por esta razón se selecciona un rodamiento de inserción UC206AGR junto con una chumacera UCFL206.

A.4 Diseño de central hidráulica

La central hidráulica es el sistema encargado de generar, transmitir y controlar la energía necesaria para ejecutar el movimiento de volteo de la mesa y el accionamiento del gancho de sujeción. El diseño se basa en dos actuadores principales:

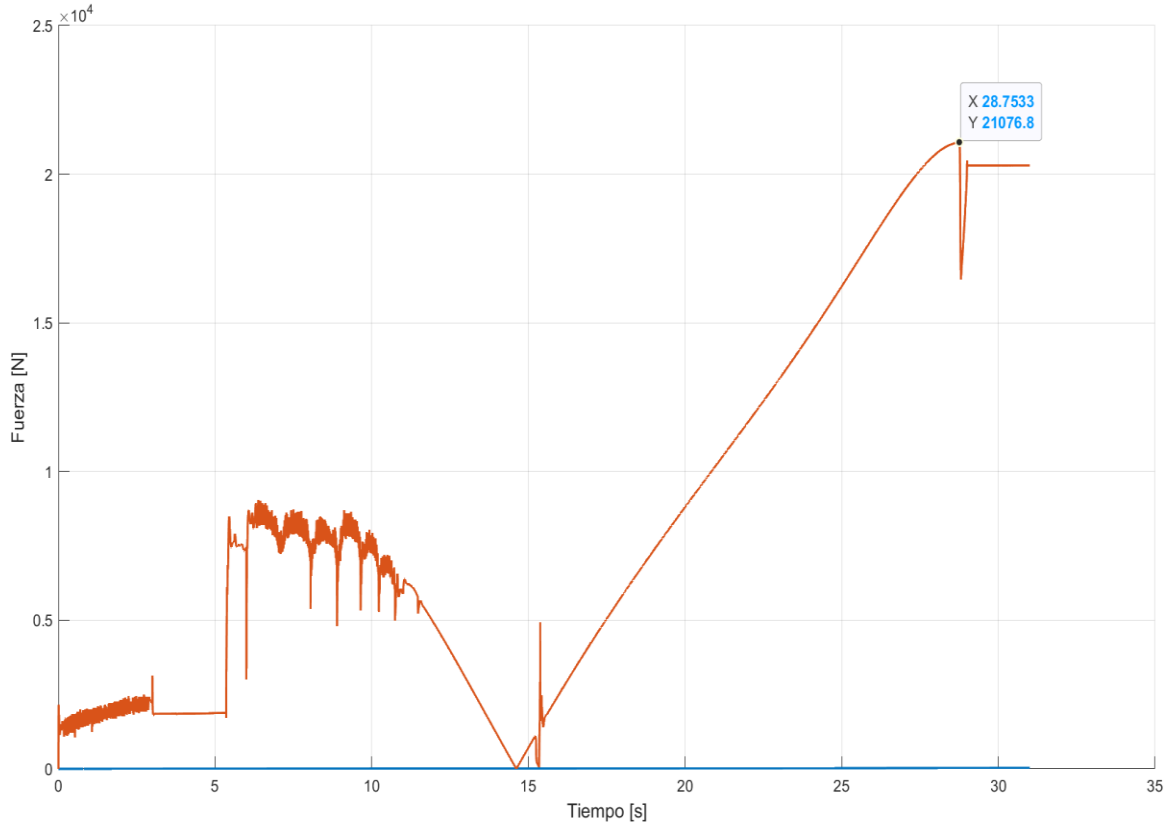
- Dos cilindros hidráulicos para el volteo de la mesa
- Un cilindro hidráulico para el levantamiento del gancho

A.4.1 Fuerza aplicada en los cilindros de volteo (análisis estático)

Se analiza el comportamiento de la fuerza aplicada a los cilindros en la posición crítica, tomando como referencia los datos obtenidos del análisis de movimiento realizado en SOLIDWORKS Motion (ver imagen A.8). Además, se realiza el cálculo teórico para validar los resultados de la simulación.

Figura A.8

Variación de la magnitud de la fuerza aplicada en uno de los cilindros.

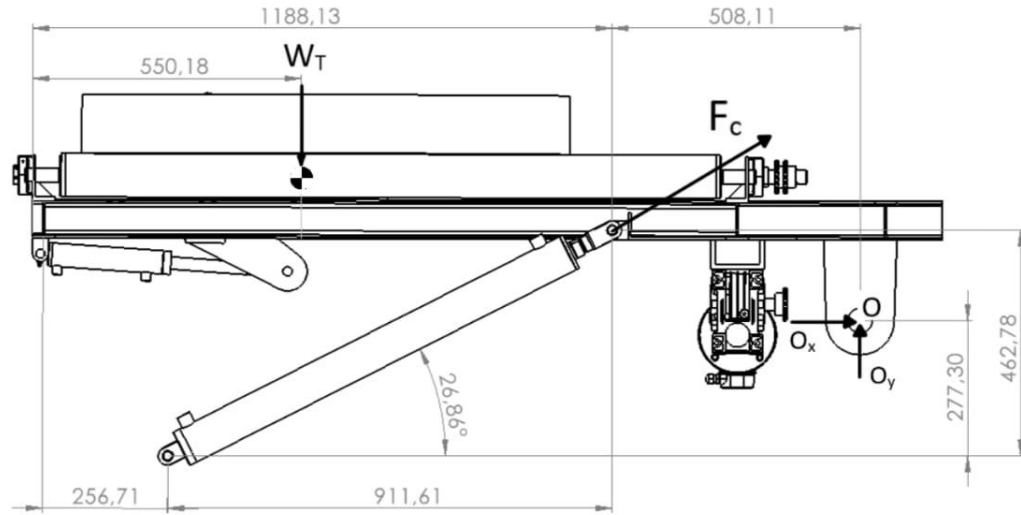


La curva presentada en la figura A.8 corresponde a los resultados obtenidos de la simulación cuando la mesa volteadora de flejes se encontraba cargada y en la etapa de retornar a su posición inicial, es decir, a la posición horizontal. Estos resultados indican que la mayor carga en los cilindros se produce cuando la mesa se encuentra en posición horizontal y la magnitud de la carga en esa posición es de 21.08 kN.

El cálculo se realiza con la sumatoria de momentos tomando el punto de origen en donde se va a colocar el eje que una la mesa móvil y la bancada como se ve en la Figura A.9.

Figura A.9

Diagrama de cuerpo libre de la mesa volteadora en posición horizontal ($\theta=0^\circ$)



Sumatoria de momento de la mesa volteadora en posición horizontal:

$$+\curvearrowright \sum M_0 = 0$$

$$F_c = 43.73 \text{ kN con } \theta = 26.86^\circ \nearrow$$

$$\text{Carga por cilindro: } (F_c)_p = 21.87 \text{ kN con } \theta = 26.86^\circ \nearrow$$

Adicionalmente, la longitud de retracción es: $L_r = 1022.35 \text{ mm}$

Cálculo del porcentaje de error entre el valor teórico calculado y el valor obtenido de la simulación:

$$\text{Porcentaje de Error} = \frac{|\text{Valor simulado} - \text{Valor teórico}|}{\text{Valor teórico}} \times 100\%$$

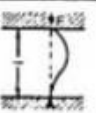
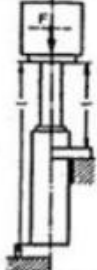
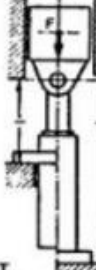
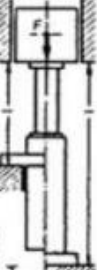
$$\text{Porcentaje de Error} = 3.61\%$$

A.4.2 Dimensionamiento del cilindro de volteo

Se calculan los diámetros del émbolo y el vástago para soportar la fuerza de avance, para ello se debe considerar el efecto del pandeo en el vástago mediante el uso de la carga afectada por el pandeo (SK) la cual se obtiene de la figura A.10 dependiendo del tipo de apoyo de los cilindros.

Figura A.10

Factor de pandeo SK

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

Para la aplicación analizada en este documento se tienen cilindros articulados en sus dos extremos, lo cual corresponde al segundo caso presentado en la figura A.10, por lo que el valor de SK es igual al largo del cilindro extendido:

$$K = \frac{\pi^2 EI}{SK^2} ; I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$K = \frac{\pi^3 (200 \times 10^9) D_v^4}{64 (1784.35 \times 10^{-3})^2}$$

En la expresión no se tiene el valor del diámetro, sin embargo, se puede obtener el valor de diseño que debe tener la carga afectada por el pandeo (K) con la carga (F) y la eficiencia (η) como se muestra en el siguiente cálculo:

$$F = \frac{K}{\eta}$$

$$K = F_c \eta = 76.54 [kN]$$

Al tener el valor de la carga afectada por el pandeo, se puede igualar con la expresión original para hallar la carga afectada por el pandeo, quedando el siguiente resultado:

$$K = \frac{\pi^3 (200 \times 10^9) D_v^4}{64 (1784.35 \times 10^{-3})^2} = 48.54 \text{ [kN]}$$

$$D_v = 38 \text{ [mm]} = 1.50 \text{ [in]}$$

Para el cálculo del diámetro del émbolo (D_e), se debe dividir la carga por cilindro (F_c) por el área del émbolo (A) considerando que la presión de trabajo para el sistema hidráulico es de 100 Bar, como se muestra en el siguiente resultado:

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

$$100 \text{ Bar} = 100 \times 10^5 \text{ Pa} = \frac{21.87 \text{ kN}}{\frac{1}{4} \pi D_e^2}$$

$$D_e = 0.053 \text{ [m]} = 2.1 \text{ [in]}$$

Con el diámetro del vástago y del émbolo se selecciona El cilindro con código HCW-2530 para el sistema hidráulico como se muestra en la Figura A.11.

Figura A.11

Catálogo de cilindros hidráulicos

LÍNEA HCW

CILINDROS PSI - DOBLE ACCIÓN 2500 y 3000 (2" - 4" camisa = 3000 PSI, 5" camisa = 2500 PSI)

NÚMERO DE PARTE	CAMISA	CARRERA (PULGADA)	DIÁ. VÁSTAGO (PULGADA)	CENTROS DE PASADOR RETRAÍDOS (PULGADAS)	CENTROS DE PASADOR EXTENDIDOS (PULGADAS)	PESO EN LBS
HCW-2530	2.50	30	1-1/2"	40.25	70.25	44.76
HCW-2532	2.50	32	1-1/2"	42.25	74.25	46.97
HCW-2534	2.50	34	1-1/2"	44.25	78.25	48.95
HCW-2536	2.50	36	1-1/2"	46.25	82.25	51.16
HCW-3004	3.00	4	1-1/2"	14.25	18.25	21.83
HCW-3006	3.00	6	1-1/2"	16.25	22.25	24.26
HCW-3008	3.00	8	1-1/2"	20.25	28.25	26.90
HCW-3010	3.00	10	1-1/2"	20.25	30.25	29.11

Para el cálculo de la presión en la cámara del émbolo se usa la fuerza del cilindro y el área del émbolo:

$$P_1 = \frac{F_c}{A_r}$$

$$P_1 = 6.90 \text{ MPa} = 69.0 \text{ Bar}$$

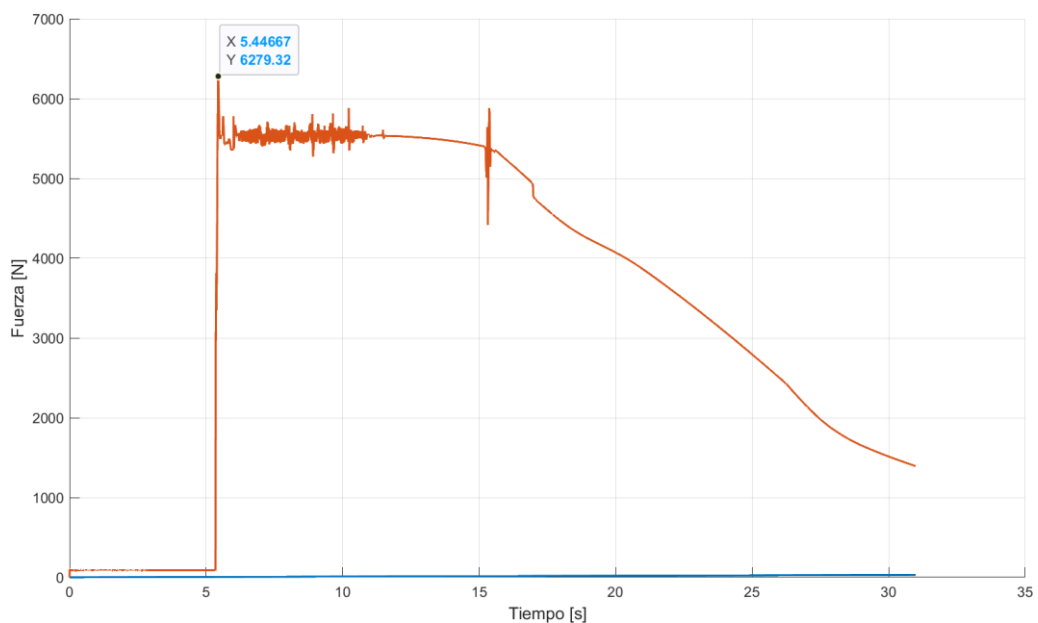
A.4.3 Fuerza aplicada del cilindro para levantamiento del gancho (análisis estático)

El cilindro hidráulico del gancho tiene como función principal elevar ligeramente el fleje para permitir su sujeción antes del proceso de volteo. Este componente debe generar la fuerza suficiente para vencer el momento producido por el peso del fleje, actuando a través de un brazo de palanca.

Se estudia el comportamiento de la fuerza ejercida sobre el cilindro para el levantamiento del gancho en su posición crítica. Para ello se utilizan los datos obtenidos del análisis de movimiento realizado en SOLIDWORKS Motion (ver figura A.12). Adicionalmente se presenta el cálculo teórico para comprobar la precisión de los resultados de la simulación.

Figura A.12

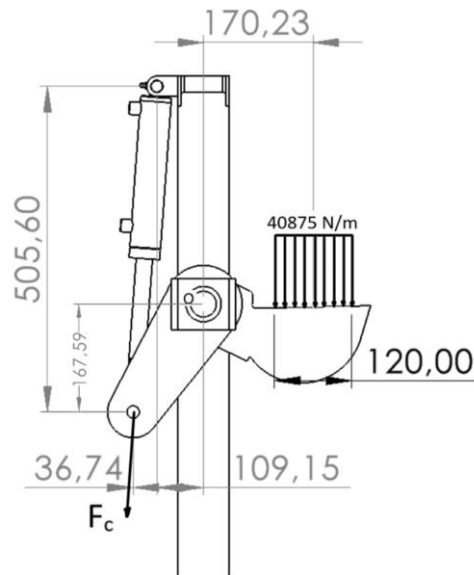
Variación de la magnitud de la fuerza aplicada en el cilindro.



La figura A.12 muestra la curva resultante de la simulación realizada durante el accionamiento del cilindro. En esta etapa, el gancho conectado al cilindro se encontraba cargado, y los resultados evidencian la mayor carga sobre el cilindro ocurre después de que el gancho eleva ligeramente al fleje, alcanzando una magnitud de 6279.32 N. Con la longitud de extensión se realiza el análisis estático del gancho como se muestra en la Figura A.13.

Figura A.13

Diagrama de cuerpo libre del gancho



Sumatoria de momentos cuando el gancho está cargado

$$+\curvearrowright \sum M_0 = 0$$

El ángulo se calcula de la siguiente manera:

$$\theta = 4.16^\circ$$

Se debe considerar que este ángulo se encuentra en el tercer cuadrante del plano cartesiano. Por ende, el ángulo de la fuerza del cilindro desde el origen es $\theta = 265.84^\circ$.

Al reemplazar el ángulo en la expresión de la sumatoria del momento la fuerza es de $F_c = 6261.63 \text{ [N]} \angle 4.16^\circ$

Cálculo del porcentaje de error entre el valor teórico calculado y el valor obtenido de la simulación:

$$\text{Porcentaje de Error} = \frac{|\text{Valor simulado} - \text{Valor teórico}|}{\text{Valor teórico}} \times 100\%$$

$$\text{Porcentaje de Error} = 0.28\%$$

Al considerar un factor de seguridad de 1.5 el valor de la fuerza de la fuerza del cilindro para el diseño queda de la siguiente forma:

$$F_c = 6.262 [kN] (1.5) = 10.00 [kN]$$

Se debe tener en cuenta que la longitud de retracción y extensión son respectivamente: $L_r = 355.60 [mm]$ y $L_{ext} = 508 [mm]$.

A.4.4 Dimensionamiento del cilindro del gancho

Se determina los diámetros del émbolo y del vástago necesarios para resistir la fuerza de avance, considerando especialmente la posibilidad de pandeo en el vástago. Para ello, se evalúa la carga crítica de pandeo utilizando el modelo de columna adecuado, a fin de garantizar la estabilidad estructural del vástago durante la operación, tal como se muestra a continuación:

$$K = \frac{\pi^2 EI}{SK^2} ; I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$K = \frac{\pi^3 (200 \times 10^9) D_v^4}{64 (508 \times 10^{-3})^2}$$

Al igual que en el cálculo para el dimensionamiento del vástago para el sistema de volteo, es posible determinar el valor de diseño de la carga crítica de pandeo (K) utilizando la fuerza aplicada (F) y la eficiencia del sistema (η), tal como se ilustra en el cálculo siguiente:

$$F = \frac{K}{\eta}$$

$$K = F_c \eta = 35.0 [kN]$$

Al tener el valor de la carga afectada por el pandeo, se iguala con la expresión original para hallar la carga afectada por el pandeo, quedando el siguiente resultado:

$$K = \frac{\pi^3 (200 \times 10^9) D_v^4}{64 (508 \times 10^{-3})^2} = 35.0 [kN]$$

$$D_v = 18 [mm] \approx 3/4 [in]$$

Una vez obtenido el cálculo del diámetro del vástago se procede a realizar el cálculo del émbolo quedando el siguiente resultado:

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

$$100 \text{ Bar} = 100 \times 10^5 \text{ Pa} = \frac{10.00 \text{ kN}}{\frac{1}{4} \pi D_e^2}$$

$$D_e = 0.035 \text{ [m]} = 1.34 \text{ [in]}$$

Con el diámetro del vástago y del émbolo se selecciona El cilindro con código HMW-1506 para el sistema hidráulico del gancho como se muestra en la Figura A.14.

Figura A.14

Catálogo de cilindros hidráulicos

NÚMERO DE PARTE	CAMISA	CARRERA (PULGADA)	DIÁ. VÁSTAGO (PULGADA)	CENTROS DE PASADOR RETRAIDOS (PULGADAS)	CENTROS DE PASADOR EXTENDIDOS (PULGADAS)	PESO EN LBS
HMW-1504	1.50	4	1"	12.00	16.00	9.04
HMW-1506	1.50	6	1"	14.00	20.00	10.14
HMW-1508	1.50	8	1"	16.00	24.00	11.47
HMW-1510	1.50	10	1"	18.00	28.00	12.79
HMW-2008	2.00	8	1-1/4"	16.00	24.00	13.45

Con el diámetro del émbolo se calcula la presión en la cámara del émbolo:

$$P_1' = \frac{F_c}{A_r} = \frac{10.00 \text{ kN}}{\frac{1}{4} \pi (38.1 \text{ m})^2}$$

$$P_1' = 8.95 \text{ MPa} = 90 \text{ Bar}$$

A.4.5 Cálculo del caudal de aceite de los cilindros

Antes de proceder con la determinación del caudal requerido para los cilindros hidráulicos, es indispensable definir la velocidad de carrera para cada cilindro, ya que esta está directamente condicionada por la velocidad de producción de la máquina. A partir de reuniones con los supervisores y operadores de la planta, se estableció que, bajo condiciones de plena capacidad operativa, la máquina desenrolla aproximadamente 2,5 bobinas de acero por hora, cada una con un peso promedio de 5.600 kg. Dado que el peso promedio de los flejes producidos es de aproximadamente 300 kg, se estima que la máquina genera en promedio 47 flejes por hora. Adicionalmente, el torniquete rotativo de la línea posee una capacidad máxima de

almacenamiento de 48 flejes, lo que implica que la mesa volteadora debe diseñarse y dimensionarse para voltear y descargar al menos un fleje por minuto, evitando así cuellos de botella y asegurando la continuidad del flujo productivo.

Una vez establecida la velocidad de descarga de la mesa volteadora se estima los tiempos de cada una de las operaciones realizadas por la mesa:

- Tiempo estimado que le tomaría a la mesa alcanzar la altura de volteo: 20 segundos.
- Tiempo que le tomaría a la mesa avanzar hacia el torniquete: 5 segundos.
- Tiempo que le tomaría al gancho sujetar y elevar ligeramente el fleje: 3 segundos.
- Tiempo estimado del retorno de la mesa a su posición inicial: 5 segundos.
- Tiempo estimado que le tomaría a la mesa volver a la posición horizontal: 20 segundos.
- Tiempo de despacho del fleje: 4 segundos.

Se procede a realizar el cálculo del caudal de aceite de los dos cilindros principales de la mesa:

$$Q = (\text{Área del embolo})(\text{Velocidad de carrera})$$

Donde:

$$\text{Área del embolo} = \frac{1}{4}\pi D^2 = 3166.92 \text{ mm}^2$$

$$\text{Velocidad de carrera} = \frac{\text{Carrera}}{\text{tiempo}} = 2286 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$Q = 7.24 \text{ LPM}$$

Dado que la mesa cuenta con dos actuadores hidráulicos, se tiene que el caudal es:

$$Q = 14.48 \text{ LPM}$$

Se procede a realizar el cálculo del caudal de aceite del cilindro hidráulico del gancho de la mesa volteadora:

$$Q = (\text{Área del embolo})(\text{Velocidad de carrera})$$

Donde:

$$\text{Área del embolo} = \frac{1}{4}\pi D^2 = 1094.50 \text{ mm}^2$$

$$\text{Velocidad de carrera} = \frac{\text{Carrera}}{\text{tiempo}} = 1524 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$Q = 1.67 \text{ LPM}$$

Por lo tanto, el caudal total requerido por todos los actuadores de la mesa volteadora esta dado por la sumatoria de todos los caudales calculados:

$$Q_T = 16.15 \text{ LPM} = 4.27 \text{ US gpm}$$

A.4.5 Cálculo del caudal de la bomba

Una vez calculado el caudal total requerido por los actuadores hidráulicos del sistema, se considera un factor de seguridad 1.2 con la finalidad de compensar posibles fugas internas y perdidas menores del sistema. Obteniendo de esta manera el caudal de la bomba hidráulica:

$$Q_P = Q_T * \eta = 5.12 \text{ US gpm}$$

A.4.6 Cálculo del tamaño del tanque de la central

Como regla general, se recomienda que el tamaño del tanque hidráulico sea de 2 a 4 veces el caudal de la bomba, por lo que el volumen de la bomba será de 20 galones.

A.4.7 Cálculo de la perdida de cabezal en las válvulas direccionales

Para la determinación de la perdida de cabezal en las válvulas direccionales se inició con la identificación del componente y el régimen de trabajo. Se opto por válvulas direccionales de la serie D1V con centro (spool) N. °1 y se consideró el paso P→A (ver figura A.16) para un caudal de 20 L/min. La figura A.15 muestra que el spool 1 admite hasta 83 L/min de modo que el caudal de operación se encuentra dentro del rango.

Figura A.15

Tabla de referencia rápida para válvulas direccionales del tipo D1V

Technical Information			Series D1V		
D1VA, D1VP, D1VC, D1VL Reference Data					
Model	Spool Symbol	Maximum Flow, LPM (GPM) 350 Bar (5000 PSI) w/o Malfunction	Model	Spool Symbol	Maximum Flow, LPM (GPM) 350 Bar (5000 PSI) w/o Malfunction
D1V*1		83 (22)	D1V*20 #		53 (14)
D1V*2		83 (22)	D1V*26 #		11 (3)
D1V*4		45 (12)	D1V*30 #		19 (5)
D1V*8		45 (12)	D1V*81		30 (8)
D1V*9		57 (15)	D1V*82		30 (8)

Figura A.16

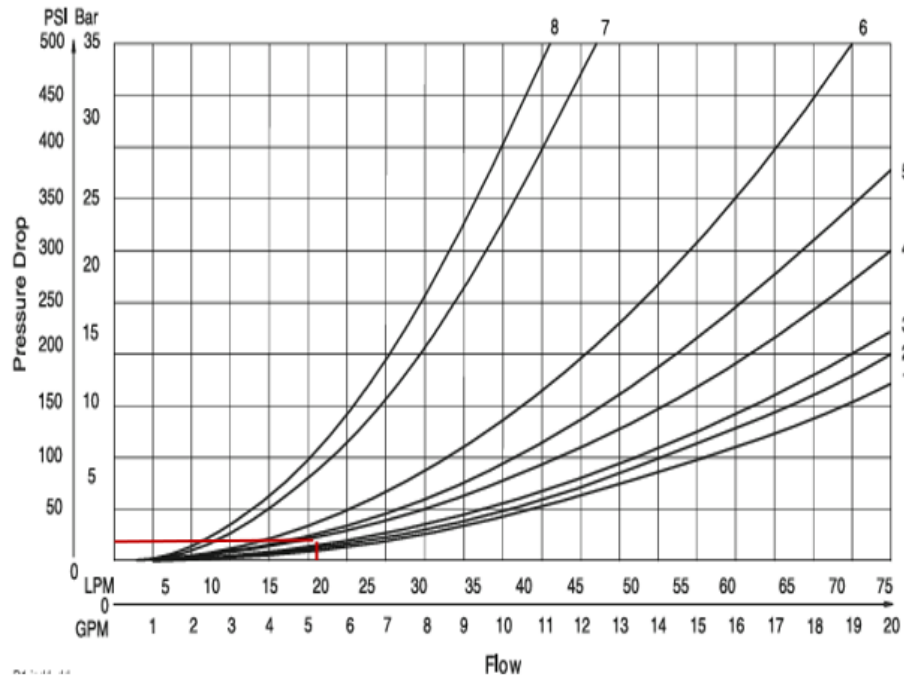
Tabla de referencia de caída de presión para válvulas direccionales de la serie D1V

Spool No.	Curve Number										
	Shifted				Center Condition						
	P-A	P-B	B-T	A-T	(P-T)	(B-A)	(A-B)	(P-A)	(P-B)	(A-T)	(B-T)
001	3	3	2	2	—	—	—	—	—	—	—
002	2	2	1	1	2	1	1	1	1	1	1
003	2	2	1	1	—	—	—	—	—	1	—
004	2	2	1	1	—	—	—	—	—	2	2
005	2	3	1	1	—	—	—	5	—	—	—
006	2	2	1	1	—	6	6	6	6	—	—
007	2	3	1	1	4	—	1	—	—	—	—
008	5	5	5	5	5	—	—	—	—	—	—
009	4	4	4	4	4	—	—	—	—	—	—
010	3	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
011	3	3	1	1	—	—	—	—	—	8	8
014	3	2	1	1	4	1	—	—	—	—	—

Realizados los pasos anteriores, se consulta en la gráfica de la figura A.17, la cual corresponde a las curvas de rendimiento para válvulas de la serie D1V. Para el spool 1, el camino de la válvula que va desde la línea de presión hasta la línea de A corresponde a la curva 3. Al evaluar el caudal de 20 L/min en el diagrama, la intersección con la curva 3 entrega una caída de presión de aproximadamente 1.0 Bar. Este valor representa la pérdida de cabezal que el fabricante determina al trabajar con un fluido de viscosidad de alrededor de 21 cSt, por lo que todavía no representa el comportamiento que el sistema tendría al trabajar con un aceite real.

Figura A.17

Curvas de rendimiento



El siguiente paso consiste en realizar un ajuste en la viscosidad, empleando la tabla de la figura A.18. El aceite a emplearse en esta aplicación tiene una viscosidad de 68 cSt, que equivale 315 SSU. A esta viscosidad, la tabla de la figura A.19 proporciona un factor de ajuste de 1.37.

Figura A.18

Tabla de equivalencias de viscosidades cSt a SSU

VISCOSIDAD cSt	VISCOSIDAD SSU
22	107,2125
32	151,0961
46	214,2026
68	315,7895
100	464,0371
150	695,5178

Figura A.19

Factor de corrección de viscosidad

Viscosity (SSU)	75	150	200	250	300	350	400
% of ΔP (Approx.)	93	111	119	126	132	137	141
Curves were generated using 100 SSU hydraulic oil. For any other viscosity, pressure drop will change per chart.							

Una vez determinado el factor de corrección se realiza el cálculo de la pérdida de cabezal real en las válvulas:

$$\Delta P_{v/v} = \Delta P_{nc} * FC$$

$$\Delta P_{v/v} = 1.37 \text{ Bar}$$

A.4.8 Selección de mangueras hidráulicas

Para la estimación de las velocidades de las diferentes líneas del sistema se usó como referencia la tabla mostrada en la tabla A.1.

Tabla A.1

Velocidades recomendadas para aceite hidráulico en mangueras

VELOCIDADES DEL FLUIDO EN TUBERÍAS			
Conductos	Velocidades del fluido en m/s. Presiones de trabajo en bar.		
	de 0 a 25	de 25 a 100	de 100 a 300
De presión	de 3,0 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6,0
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

De los valores mostrados en la figura A.20 se estima las siguientes velocidades para las líneas del sistema:

- Velocidad en la línea de presión: 4.5 m/s
- Velocidad en la línea de aspiración: 1 m/s

Una vez establecidos los valores de velocidad para las distintas líneas del sistema se procede a calcular el diámetro de las mangueras hidráulicas. A continuación, se presenta el cálculo del diámetro de la manguera hidráulica de la línea de presión:

$$DI = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_p}}$$

$$DI = 1/2"$$

Cálculo del diámetro de la línea de retorno:

$$DI = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_p}}$$

$$DI = 5/8"$$

Una vez establecidos los diámetros de las mangueras hidráulicas del sistema, se procede a determinar la longitud de cada una de ellas teniendo en cuenta la ubicación de los actuadores en el sistema. En la tabla A.2 se presentan las longitudes para cada línea del sistema.

Tabla A.2

Resumen de los valores calculados

Línea	Diámetro [in]	Longitud [m]
Presión	1/2	2.00
Retorno	5/8	1.50
Doble efecto	1/2	20.00

A.4.9 Cálculo de la presión de la bomba

Para determinar la presión de descarga de la bomba se aplicó un balance de energía entre la sección de salida de la bomba y la entrada del cilindro hidráulico del gancho, donde se registra la mayor presión del sistema (aproximadamente 90 bar). En el análisis se asumió que las velocidades en ambos puntos son iguales, con lo cual se simplifica el término

cinético del balance. Se consideraron tanto las pérdidas de carga distribuidas en tuberías como las pérdidas localizadas en válvulas y accesorios, representadas mediante el factor de fricción y el coeficiente de pérdidas K. La diferencia de altura entre las dos secciones es inferior a 2 m, por lo que su contribución al balance de energía fue despreciada. Con estas condiciones, se obtuvo la presión requerida en la salida de la bomba, la cual asegura el suministro energético necesario para compensar las pérdidas del sistema y garantizar el correcto funcionamiento de los actuadores hidráulicos del sistema. A continuación, se presenta el cálculo:

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 + H_m = \frac{P'_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{V_T^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) + \frac{\Delta P_{v/v}}{\rho g}$$

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P'_1}{\rho g} + \frac{V_T^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) + \frac{\Delta P_{v/v}}{\rho g}$$

Previo a emplear la ecuación se presentan varias consideraciones realizadas para la obtención de la presión de descarga de la bomba:

- Peso específica del aceite ISO 68:

$$\gamma_{ISO\ 68} = S_{ISO\ 68} \gamma_{H_2O}$$

$$\gamma_{ISO\ 68} = 8632.8\ N/m^3$$

- Velocidad en la tubería:

$$V_T = \frac{Q_B}{15000\pi D^2}$$

$$V_T = 2.55 \frac{m}{s}$$

- Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_T D_T}{\nu}$$

$$Re = 476.25$$

Este número de Reynolds indica que el régimen del sistema es laminar.

- Factor de fricción en las mangueras hidráulicas:

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

$$f = 0.134$$

Una vez establecidas las consideraciones del sistema y teniendo presente que la distancia a recorrer por el aceite es de 6.50 m, se procede a emplear la ecuación del balance de energía para determinar la presión de descarga de la bomba:

$$P_0 = 93.20 \text{ Bar}$$

A.4.9 Cálculo de la potencia del motor para la central hidráulica

Para este cálculo se considera el caudal y la presión de descarga de la bomba, con lo cual se logra determinar la potencia hidráulica del sistema. Posteriormente, al considerar una eficiencia del 85%, se obtiene la potencia requerida por el motor de accionamiento, garantizando que este puede cubrir las demandas energéticas del sistema.

$$\dot{W}_{Hid} = P_0 Q_B$$

$$\dot{W}_{Hid} = 3.02 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_{Acc} = \frac{\dot{W}_{Hid}}{\eta}$$

$$\dot{W}_{Acc} = 3.55 \text{ KW} = 5 \text{ HP}$$

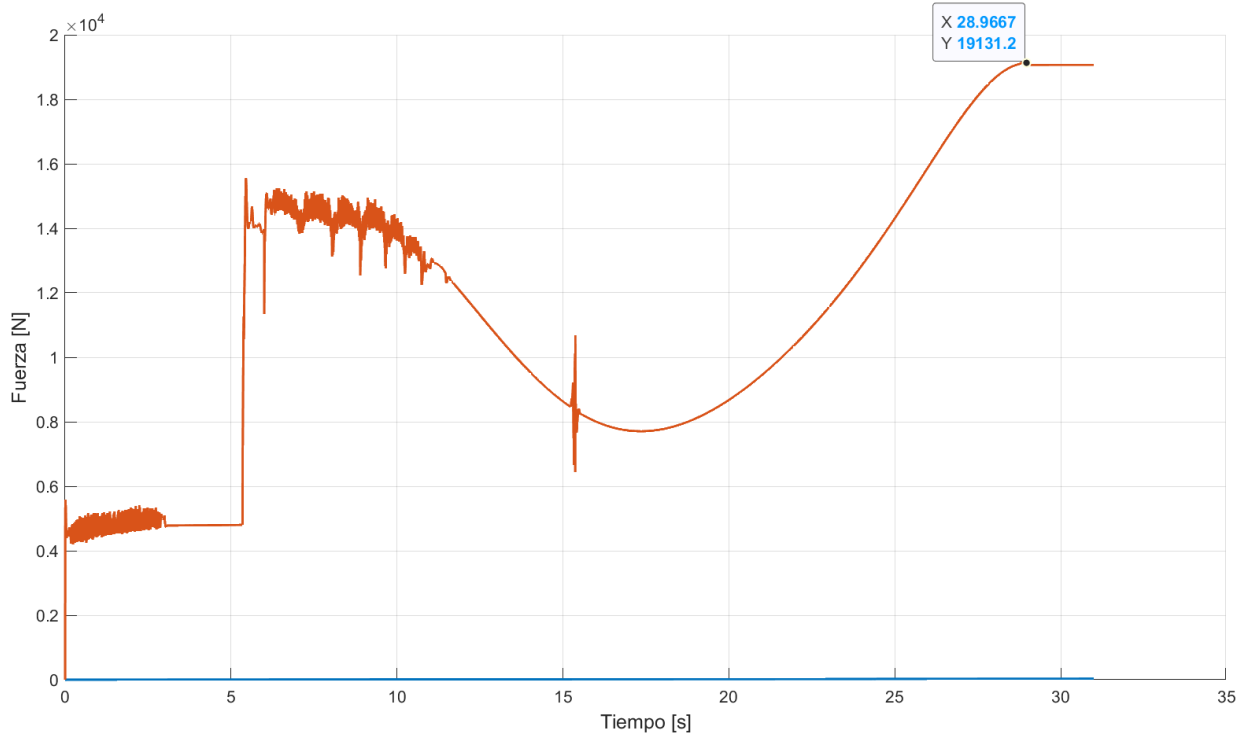
A.5 Dimensionamiento de los ejes de la mesa volteadora

A.5.1 Diseño del eje que conecta la bancada con la parte superior de la mesa

Para el diseño del eje se requiere de conocer la carga máxima que va a soportar el eje, estas cargas ocurren cuando la mesa de encuentra cargada y en posición horizontal. Se analiza el comportamiento de la fuerza ejercida sobre el eje en su posición crítica. Para ello se emplean los datos obtenidos del análisis de movimiento realizado en SOLIDWORKS Motion (ver figura A.20). Adicionalmente se presenta el cálculo teórico para comprobar la precisión de los resultados de la simulación.

Figura A.20

Variación de la magnitud de la fuerza aplicada en el eje.



En la figura A.20 se presenta la curve resultante de la simulación realizada durante el asentamiento de la mesa cargada hasta llegar a su posición inicial. Los resultados denotan que la mayor carga sobre el eje ocurre cuando la mesa se encuentra en posición horizontal, alcanzando una magnitud de 19.13 KN. En esta posición se tiene como datos iniciales el peso de la parte superior de la mesa y la fuerza de los cilindros junto con su ángulo, estas fuerzas son transmitidas al eje como se muestra en la Figura A.9.

Sumatoria de fuerzas de la mesa en posición horizontal

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$F_c \cos \theta - R_x = 0$$

$$R_x = F_c \cos \theta$$

$$R_x = 19.51 [kN]$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_y + F_c \sin 35^\circ - W_T = 0$$

$$R_y = W_T - F_c \sin \theta$$

$$R_y = 1.12 [kN]$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$R = 19.54 [kN]$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{1.12}{19.51} \right)$$

$$\theta = 183.28^\circ$$

A continuación, se presenta el cálculo del porcentaje de error entre el valor teórico calculado y el valor obtenido de la simulación:

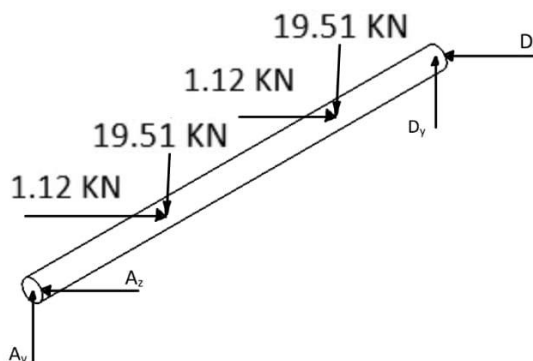
$$\text{Porcentaje de Error} = \frac{|\text{Valor simulado} - \text{Valor teórico}|}{\text{Valor teórico}} \times 100\%$$

$$\text{Porcentaje de Error} = 2.10\%$$

Teniendo presente los valores obtenidos del cálculo teórico, se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje, representado en la figura A.21, el cual sirve de base para realizar el análisis estático correspondiente y al partir de los resultados obtenidos de este análisis realizar el dimensionamiento estructural del componente.

Figura A.21

Reacciones en el eje que conecta la parte superior de la mesa y la bancada



El eje está soportado por cojinetes en ambos extremos, por lo que se modela como una viga simplemente apoyada. Se analizan los momentos flectores en dos planos perpendiculares.

Plano x-y

Se debe determinar las reacciones en los extremos del eje, para ello se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje coordenado 'y'.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$A_y + D_y = 2.24 \text{ [KN]}$$

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

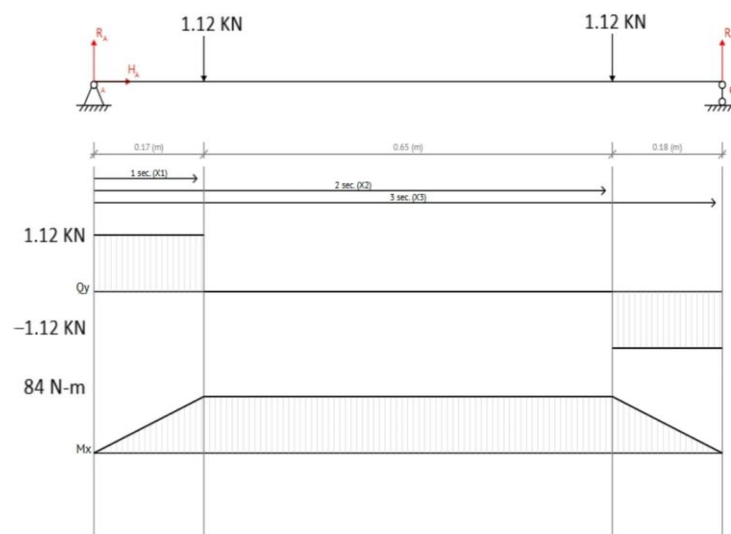
$$D_y = 1.12 \text{ [KN]}$$

$$A_y = 1.12 \text{ [KN]}$$

Con las reacciones calculadas, se obtuvo la gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-y (Vea la Figura A.22).

Figura A.22

Gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-y



Como se puede observar en la *Figura A.21* el momento máximo es 84 [Nm] en el plano x-y.

Plano x-z

En el plano x-z se ubican las fuerzas producidas por las reacciones en el eje coordenado 'z' como se puede observar en la Figura A.23.

Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje coordenado 'z'

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

$$A_z + D_z = 39.02 \text{ [KN]}$$

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

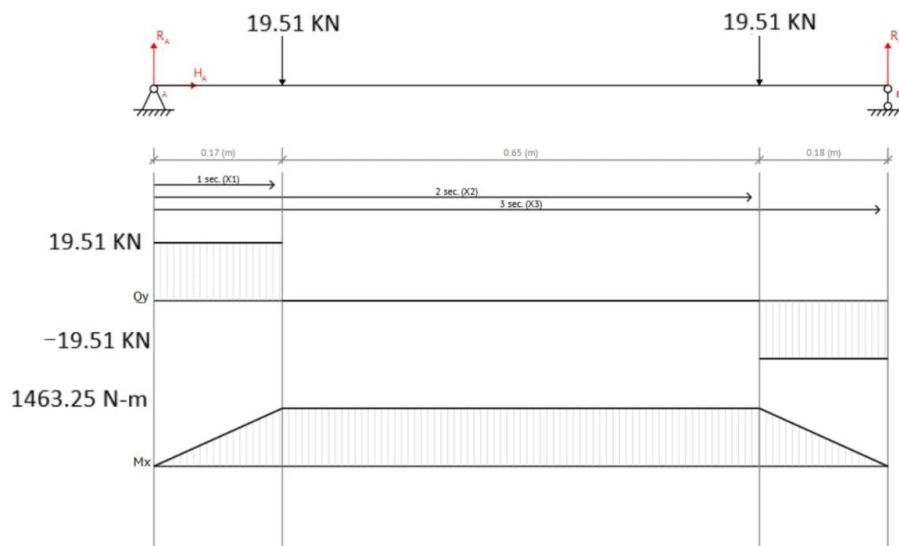
$$D_z = 19.51 \text{ [KN]}$$

$$A_z = 19.51 \text{ [KN]}$$

Con las reacciones calculadas, se obtiene la gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-z (Vea la Figura A.23).

Figura A.23

Gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-z



Como se puede observar en la Figura A.23 el momento máximo es 1463.25 [Nm] en el plano x-z.

Cálculo de momento:

$$M_c = \sqrt{(84)^2 + (1465.70)^2}$$

$$M_c = 1465.70 \text{ [Nm]}$$

El material del eje es AISI 1045 – estirado en frío, sus propiedades son: $S_y = 531 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 627 \text{ MPa}$.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en el punto C:

Para el cálculo del límite de resistencia se usa un factor de confiabilidad (K_b) de 0.814 y un factor de tamaño (K_e) de 0.85 pues es un árbol grande.

$$S_n = K_b K_e S'_n$$

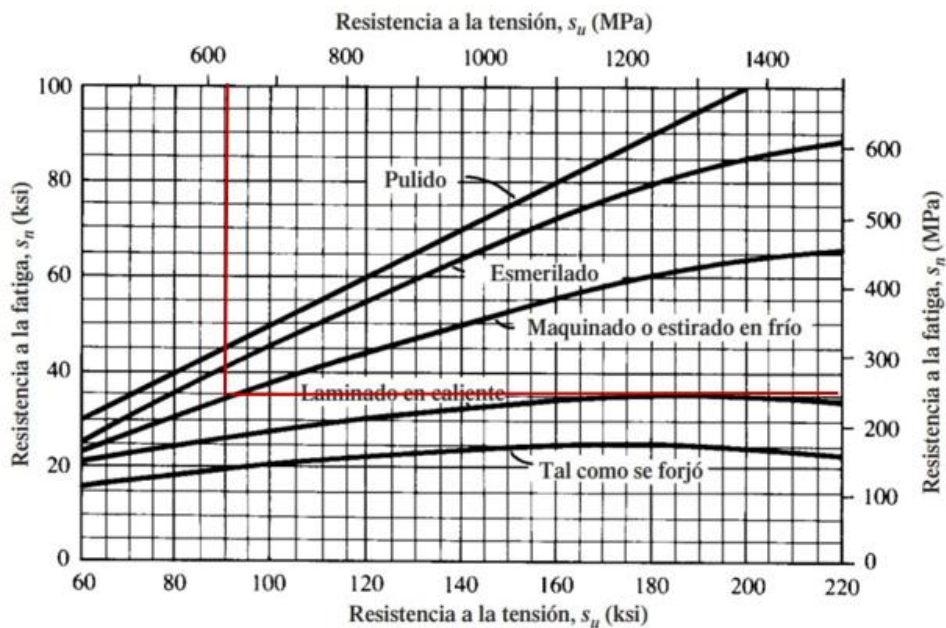
$$S_n = (0.841)(0.85)(240 \text{ MPa})$$

$$S_n = 171.56 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga se determinó mediante la gráfica de resistencia de la fatiga en función de la resistencia a la tensión como se muestra en la Figura A.24.

Figura A.24

Gráfica de resistencia a la fatiga vs la resistencia a la tensión



Cálculo del diámetro del eje:

$$D = \left[\frac{32\eta}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1465.70 \text{ Nm}}{171.56 \times 10^6 \text{ N/m}^2}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.050 \text{ [m]}$$

$$D = 50 \text{ [mm]}$$

A.5.2 Diseño del eje que conecta al gancho con la mesa

Para garantizar la integridad estructural del sistema de sujeción del fleje, es necesario realizar el diseño del eje que conecta al gancho con la parte superior de la mesa. Este eje está sometido a cargas cíclicas de flexión generadas por la fuerza de reacción del cilindro hidráulico del gancho, por lo que su diseño debe considerar tanto la resistencia estática como la resistencia a la fatiga.

El eje se modela como una viga simplemente apoyada (ver figura A.25), con cargas concentradas en su centro, correspondiente a la fuerza transmitida por el brazo del gancho. El análisis se realiza en dos planos perpendiculares (XY y XZ) para determinar el momento flector resultante máximo, el cual será utilizado para el cálculo del diámetro mínimo del eje.

Análisis de fuerzas estáticas:

Del análisis previo realizado en la sección A.4.3, se tiene que la fuerza generada por el cilindro del gancho en su punto crítico es:

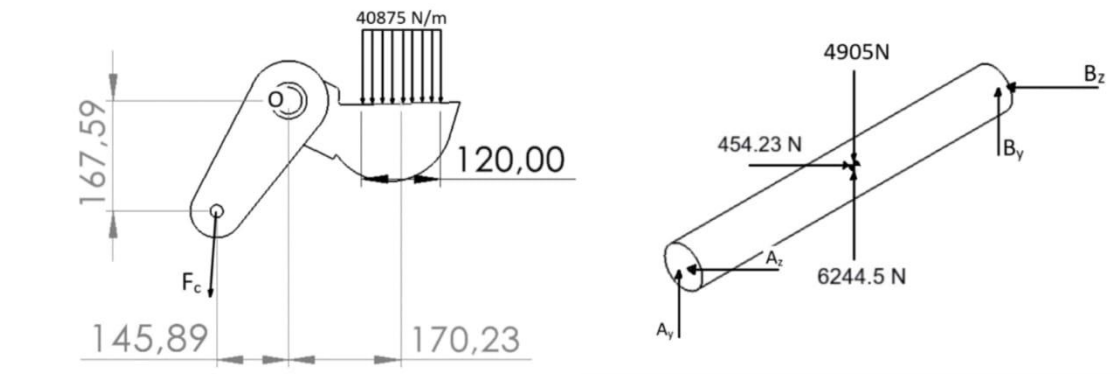
$$F_c = 6261.63 \text{ [N]}$$

Esta fuerza se transmite al brazo del gancho, generando una carga perpendicular sobre el eje. Se asume que el brazo actúa en un punto central del eje, y que las reacciones ocurren en los soportes laterales.

- Longitud del eje entre apoyos: $L = 300 \text{ [mm]}$

Figura A.25

Reacciones en el eje del gancho



El eje está soportado por bocines de bronce en ambos extremos, por lo que se modela como una viga simplemente apoyada. A continuación, se analizan los momentos flectores en dos planos ortogonales.

Plano x-y

Se debe determinar las reacciones en los extremos del eje, para ello se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje coordenado 'y'.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 1339.5 \text{ [N]}$$

$$+\curvearrowright \sum M_o = 0$$

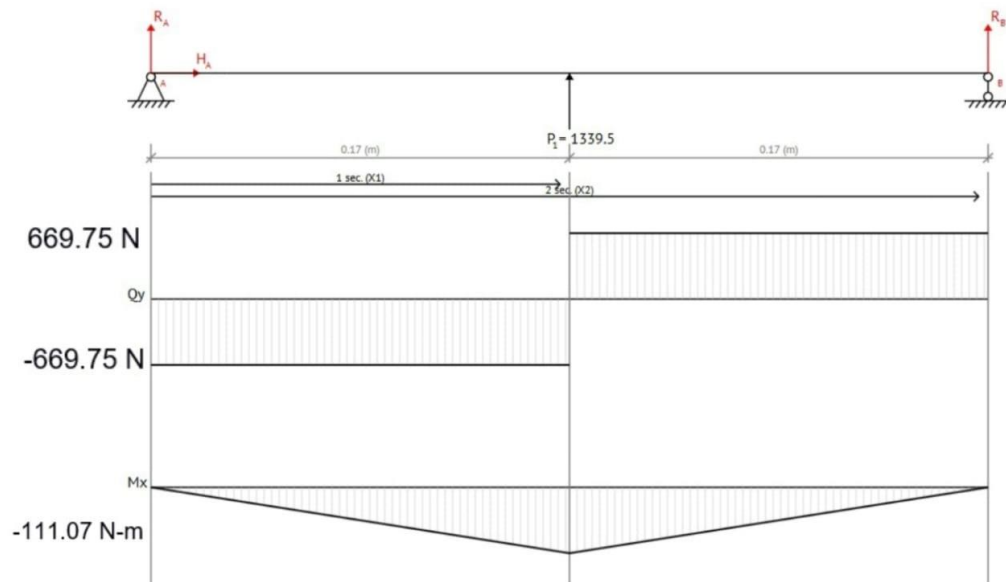
$$B_y = 669.75 \text{ [N]}$$

$$A_y = 669.75 \text{ [N]}$$

Con las reacciones calculadas, se obtuvo la gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-y (Vea la Figura A.26).

Figura A.26

Gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje del gancho en el plano x-y



Como se puede observar en la *Figura A.26* el momento máximo es -111.07 [Nm] en el plano x-y.

Plano x-z

En el plano x-z se ubican las fuerzas generadas por las reacciones en el eje coordenado 'z' como se puede observar en la *Figura A.27*.

Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje coordenado 'z'

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

$$A_z + B_z = 454.23 \text{ [N]}$$

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

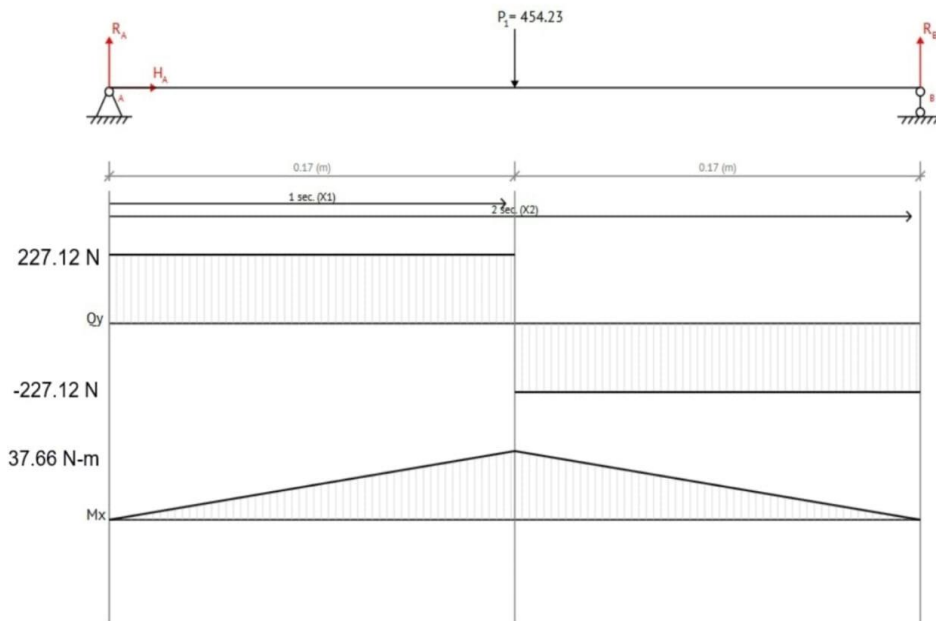
$$B_z = 227.12 \text{ [N]}$$

$$A_z = 227.12 \text{ [N]}$$

Con las reacciones calculadas, se obtiene la gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-z (Vea la Figura A.27).

Figura A.27

Gráfica de fuerza cortante y momento flector del eje en el plano x-z



Como se puede observar en la Figura A.27 el momento máximo es 37.66 [Nm] en el plano x-z.

Cálculo de momento:

$$M_c = \sqrt{(111.07)^2 + (37.66)^2}$$

$$M_c = 117.28 \text{ [Nm]}$$

El material del eje es AISI 1045 – estirado en frío, sus propiedades son: $S_y = 531 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 627 \text{ MPa}$.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga:

Para el cálculo del límite de resistencia se usa un factor de confiabilidad (K_b) de 0.814 y un factor de tamaño (K_e) de 0.85 pues es un árbol grande.

$$S_n = K_b K_e S'_n$$

$$S_n = (0.841)(0.85)(240MPa)$$

$$S_n = 171.56MPa$$

La resistencia a la fatiga se determinó mediante la gráfica de resistencia de la fatiga en función de la resistencia a la tensión como se muestra en la Figura A.24.

Cálculo del diámetro del eje:

$$D = \left[\frac{32\eta}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{117.28 Nm}{171.56 \times 10^6 N/m^2}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.027 [m]$$

$$D = 27 [mm]$$

Con un factor de seguridad de 3 se obtiene un diámetro de 27 mm, sin embargo, en el catálogo tal como se muestra en la figura A.28 el diámetro más cercano es de 32 mm, por lo que se selecciona un eje de acero AISI 1045 de 32 mm de diámetro y una longitud de 300 mm.

Figura A.28

Medidas en stock de ejes de acero AISI 1045

MEDIDAS EN STOCK	
REDONDO	
Diámetro (mm)	Peso (Kg/m)
25	3.9
32	6,3
38	8,9
40	9,9

A.6 selección de combo cadena-catarina

A.6.1 Selección del combo cadena-catarina que conectan los rodillos a la caja reductora

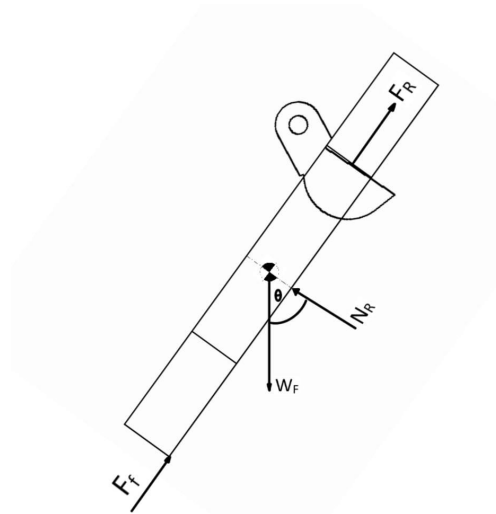
La selección del combo cadena Catarina para los rodillos es crucial en el diseño de la mesa volteadora, pues su función es generar el torque suficiente en los rodillos para desplazar el fleje. Sin embargo, se requiere de determinar el torque requerido para realizar el movimiento.

Análisis estático

Para determinar el torque requerido para mover el fleje, se necesita saber la fuerza aplicada al fleje para salir de su estado en reposo. Como se puede ver en la figura A.29 se ilustra el diagrama de cuerpo libre del fleje y las fuerzas que actúan sobre el mismo.

Figura A.29

Diagrama de cuerpo libre del fleje



$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - mg = 0$$

$$N = mg$$

$$N = (500kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$N = 4905 [N]$$

$$\leftarrow \sum F_x = ma$$

$$F - f_k = ma$$

$$F = ma + N \mu_k$$

$$F = (500kg) \left(0.25 \frac{m}{s^2} \right) + (4905N)(0.5)$$

$$F = 125 + 2452.5$$

$$F = 2577.5[N]$$

La aceleración lineal de los rodillos se obtiene al considerar que el tiempo descarga del fleje es de 4 segundos y al ser el diámetro de 1 metro, se tiene una velocidad lineal de 0.25m/s y al considerar el tiempo de aceleración de 1 segundo, se obtiene una aceleración de $0.25 \frac{m}{s^2}$.

Esta fuerza resultante es la fuerza total que deben aplicar los 6 rodillos, por ende, esta fuerza debe ser distribuida por cada rodillo siendo la fuerza por rodillo de $F_R = 429.58[N]$.

Para calcular el torque se requiere del diámetro primitivo de la Catarina, como se conoce el diámetro del eje de los rodillos, se selecciona una Catarina de 15 diente doble tipo B del catálogo de *Martin* como se puede observar en la Figura A.30.

Figura A.30

Selección de Catarina doble tipo B de paso $\frac{1}{2}$ " del catálogo de Martin.

No. de Dientes		Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barrero (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
					Piloto	Máx.	Diám.	Largo Total	
11	D40B11H	2.000	B	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$ ★	$1\frac{1}{8}$	.62	
12	D40B12H	2.170	B	$\frac{1}{8}$	$\frac{9}{64}$	$1\frac{1}{8}$ ★	$1\frac{1}{8}$	.76	
13	D40B13H	2.330	B	$\frac{1}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	.86	
14	D40B14H	2.490	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	1.08	
15	D40B15H	2.650	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	1.24	
16	D40B16H	2.810	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	2	$1\frac{1}{8}$	1.42	
17	D40B17H	2.980	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	1.64	
18	D40B18H	3.140	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	1.92	
19	D40B19H	3.300	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	2.22	
20	D40B20H	3.460	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	2.64	
21	D40B21H	3.620	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	2.94	
22	D40B22H	3.780	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	3.18	
23	D40B23H	3.940	B	$\frac{1}{8}$	2	3	$1\frac{1}{8}$	3.52	
24	D40B24H	4.100	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	4.04	
25	D40B25H	4.260	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	4.26	
26	D40B26	4.420	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	4.48	
30	D40B30	5.060	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	5.34	
35	D40B35	5.860	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	6.80	
36	D40B36	6.020	B	$\frac{9}{64}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	7.20	
40	D40B40	6.650	B	$\frac{9}{64}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	9.40	
42	D40B42	6.970	B	$\frac{9}{64}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	10.20	
45	D40B45	7.450	B	$\frac{9}{64}$	$2\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	11.36	

Con el número de dientes de la Catarina y el paso se calcula el diámetro primitivo con la ecuación 2.17 como se indica en los siguientes cálculos:

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)}$$

$$D = \frac{1/2''}{\sin(180^\circ/15)}$$

$$D = 2.405 \text{ [in]}$$

$$r = 1.202 \text{ in} \approx 0.030541 \text{ m}$$

Con el radio primitivo en metros se calcula el torque por rodillo con la fuerza por rodillos calculada previamente.

$$T = F_R r$$

$$T = (429.58N)(0.030541m)$$

$$T = 13.12 \text{ [Nm]}$$

Potencia del motor:

Para el cálculo de la potencia del motor se considera que el tiempo de descarga del fleje es de 4 segundos y con el radio de la tubería de 3" se requiere una velocidad angular de 60rpm.

$$P = T w$$

$$P = (13.12Nm)(2\pi \text{ rad/s})$$

$$P = 82.43 \text{ [W]}$$

La potencia de 82.43 W es la potencia requerida por rodillo, en los 6 rodillos se obtiene una potencia de 494.60 [W], el cual es equivalente a 0.66 HP.

Selección del motor:

El motor seleccionado es de una potencia de 1HP con una velocidad de 1760rpm con una entrada de 460 voltios (vea la figura A.31).

Figura A.31

Selección de motor eléctrico del catálogo WEG.

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm²)	Tiempo máx. con rotor trabado		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)		
				trabado I/In	Letra				Ia/In	(s)				Caliente	Frio	% de la potencia nominal			Factor de potencia			
																Rendimiento			Factor de potencia			
HP	KW													50	75	100	50	75	100			
N polos																						
1	0.75	143/5T	3.99	L	8.4	3.2	3.5	0.0049	18	40	18.5	51.0	1760	80.0	84.0	86.5	0.55	0.68	0.75	1.47		
1,5	1.1	143/5T	6.00	L	8.4	2.5	3.4	0.0060	14	31	22.0	51.0	1755	82.5	85.5	86.5	0.60	0.70	0.79	2.02		
2	1.5	143/5T	8.03	K	8.0	2.7	3.2	0.0066	11	24	23.0	51.0	1750	85.5	86.5	86.5	0.57	0.70	0.79	2.76		
3	2.2	182/4T	12.0	K	8.1	2.3	3.4	0.0143	23	51	41.0	56.0	1760	87.5	88.5	89.5	0.61	0.73	0.79	3.91		
5	3.7	182/4T	20.0	J	7.5	2.3	3.2	0.0169	15	33	43.0	56.0	1755	88.5	89.5	89.5	0.62	0.74	0.80	6.45		

Selección del reductor

Debido a la posición del motor y las catarinas se elige un reductor de tornillo sin fin ortogonal. Para ello se hace uso del catálogo de marca SITI para su selección.

Par de salida

$$M_2 = \frac{9550 kW_2 \eta}{n_2}$$

$$M_2 = \frac{9550 (0.75kW)(0.855)}{60rpm}$$

$$M_2 = 102.06[Nm]$$

Para el cálculo del par de salida real se requiere el factor de servicio, este factor es determinado por la aplicación del reductor como se indica en la figura A.32.

Figura A.32

Factor de servicio de reductor de tornillo sin fin ortogonal de marca SITI

Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço sf								
Classe de charge Clase de carga Classe de carga		Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure Plas. en marcha/ hora Arr./hora	Heures de fonctionnement par jour Horas de funcionamiento diarias Horas de funcionamento diárias				
				<2	2 - 8	9 - 16	17 - 24	
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant Embouteilleuses • Filoirs • Commandes auxiliaires des machines-outils	<10	0.75	1	<u>1.25</u>	1.5	
	Puestas en marcha graduales, <u>cargas uniformes</u> , pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta						
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuida • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas						

Par de salida real

$$M_{2\text{ real}} = M_2 \text{ sf}$$

$$M_{2\text{ real}} = (102.06 \text{ Nm})(1.25)$$

$$M_{2\text{ real}} = 127.57 \text{ [Nm]}$$

Una vez calculado el par de salida real, se procede a determinar la relación de reducción

(i) del reductor.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1760\text{rpm}}{60\text{rpm}} = 29.33 \approx 30$$

Con la relación de reducción se procede a seleccionar la versión del reductor, siendo esta el mostrado en la figura A.33.

Figura A.33

Selección del reductor de tornillo sin fin ortogonal desde el catálogo SITI.

U 63							Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbres petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída							D = 25 mm							MU 63						
i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	sf													
5	2800	560	95	6,16	8,38	0,904	5	2800	560	34	2,2	3,00	0,904	2,80													
7,5		373	100	4,35	5,92	0,900	7,5		373	51	2,2	3,00	0,900	1,98													
10		280	104	3,44	4,68	0,890	10		280	67	2,2	3,00	0,890	1,56													
15		187	106	2,40	3,27	0,862	15		187	97	2,2	3,00	0,862	1,09													
20		140	108	1,184	2,50	0,865	20		140	89	1,5	2,00	0,865	1,23													
25		112	97	1,37	1,86	0,832	25		112	78	1,1	1,50	0,832	1,24													
30		93	121	1,49	2,03	0,792	30		93	89	1,1	1,50	0,792	1,36													
40		70	117	1,13	1,54	0,757	40		70	114	1,1	1,50	0,757	1,03													
50		56	116	0,94	1,28	0,721	50		56	92	0,75	1,00	0,721	1,25													
60		47	111	0,79	1,07	0,688	60		47	106	0,75	1,00	0,688	1,05													
70		40	102	0,66	0,90	0,643	70		40	84	0,55	0,75	0,643	1,20													
80	35	97	0,56	0,76	0,639	80	35	96	0,55	0,75	0,639	1,02															
100	28	89	0,44	0,61	0,586	100	28	110	0,55	0,75	0,586	0,81															

Sin embargo, es recomendable que el reductor tenga mayor capacidad de torque que la suministrada por el motor. Para ello se realiza el cálculo de del par de salida ajustado, como se indica en el siguiente cálculo.

$$M_{2\text{ ajustado}} = M_2 \frac{n_{2\text{ catálogo}}}{n_{\text{real}}} = (121\text{Nm}) \frac{2800\text{rpm}}{1760\text{rpm}} = 192.5 \text{ [Nm]}$$

Como el valor del par de salida ajustado es mayor al par de salida real, se verifica que el reductor tiene mayor capacidad de torque que la suministrada por el motor.

Dada la nomenclatura del reductor, se tiene el código del reductor seleccionado, siendo este: **U63 F30 B3**.

Selección de Catarina motriz

Como la salida de la velocidad angular del reductor coincide con la velocidad angular de los rodillos, se tiene una relación de transmisión de 1. Por ende, la Catarina motriz debe tener el mismo número de dientes que la Catarina impulsada con la condición de que esta Catarina debe ser simple (observe la figura A.34).

Figura A.34

Selección de Catarina simple tipo B de paso 1/2" del catálogo de Martin.

No. de Dientes		Número de Parte		Diámetro Exterior		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
							Piloto	Máx.	Diám.	Largo Total	
8	40B8	1.510	B	1/2	1/2	3/16★	3/16	1/2	3/16	1/2	.18
9	40B9	1.670	B	1/2	3/8	1/8★	1/8	1/2	1/8	1/2	.20
10	40B10	1.840	B	1/2	3/8	1/8★	1/8	1/2	1/8	1/2	.27
11	40B11	2.000	B	1/2	7/8	1/8★	1/8	1/2	1/8	1/2	.35
12	40B12	2.170	B	1/2	1	1/8★	1/8	1/2	1/8	1/2	.45
13	40B13	2.330	B	1/2	1 1/8	1/8	1/8	1/2	1/8	1/2	.50
14	40B14	2.490	B	1/2	1 1/8	1/8	1/8	1/2	1/8	1/2	.59
15	40B15	2.650	B	1/2	1 1/4	1/8	1/8	1/2	1/8	1/2	.70
16	40B16	2.810	B	5/8	1 1/8	2	5/8	1 1/8	2	1	.79
17	40B17	2.980	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.04
18	40B18	3.140	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.22
19	40B19	3.300	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.43
20	40B20	3.460	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.56
21	40B21	3.620	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.73
22	40B22	3.780	B	5/8	1 1/8	2 1/8	5/8	1 1/8	2 1/8	1	1.96
23	40B23	3.940	B	5/8	2	3	5/8	2	3	1	2.13

Con las dos catarinas seleccionadas se debe hallar las medidas de la cuña que será la forma de sujeción hacia el eje. El catálogo Martin también da medidas de la cuña en base al paso de la cadena, los dientes de la Catarina y el diámetro del eje (vea la figura A.35).

Figura A.35

Cuña recomendada en el catálogo Martin

ESTÁNDAR AMERICANO NO. 40								CUÑERO (Estándar Americano) y OPRESOR								
No. de Dientes	Máx. RPM	Maza Máx.	Barreno Máximo	No. de Dientes	Máx. RPM	Maza Máx.	Barreno Máximo	No. de Dientes	Máx. RPM	Maza Máx.	Barreno Máximo	Diám. de Eje	Cuñero Ancho y Prof.	Diám. de Opre-sor	Min. añadido al barreno para pared de Maza adecuada en sprockets de acero	
															Opre-sor sobre Cuña	Opre-sor en ángulo a Cuña
6	220	$\frac{3}{16}$	----	16	2720	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	26	3400	$3\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$			$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
7	510	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	17	2860	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{8}$	27	3405	$3\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$			$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
8	820	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	18	2980	$2\frac{3}{4}$	$\frac{1}{8}$	28	3405	$3\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$			$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
9	1125	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	19	3080	$2\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	29	3395	$4\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8} - \frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{32}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
10	1420	1	$\frac{1}{2}$	20	3160	$2\frac{3}{4}$	$\frac{1}{8}$	30	3370	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8} - 1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
11	1690	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	21	3230	$2\frac{3}{4}$	$\frac{1}{8}$	31	3360	$4\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{32}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
12	1940	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	22	3290	$2\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	32	3330	$4\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
13	2180	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	23	3330	$3\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	35	3220	$5\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{8} - 2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{32}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
14	2380	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	24	3360	$3\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	40	2970	$5\frac{1}{8}$	$3\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{8} - 2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$
15	2560	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	25	3380	$3\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	45	2670	$6\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{8} - 3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{8}$	$\frac{5}{8}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$

A continuación, se verifica las revoluciones por minuto que la cadena puede soportar.

Para ello se usa la tabla del catálogo Martin que relaciona las revoluciones por minuto con el número menor de dientes de la Catarina menor. Como se muestra en la figura A.36.

Figura A.36

Relación de las revoluciones por minuto y los dientes de la Catarina menor

Paso ½" No. 40																		
No. de Dientes del Sprocket Menor	REVOLUCIONES POR MINUTO – SPROCKET MENOR																	
	50	100	200	400	500	700	900	1200	1800	2400	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	
11	0,23	0,43	0,80	1,50	1,83	2,48	3,11	4,63	4,66	3,03	2,17	1,72	1,41	1,01	0,77	0,61	0,50	
12	0,25	0,47	0,88	1,65	2,01	2,73	3,42	5,09	5,31	3,45	2,47	1,96	1,60	1,15	0,87	0,69	0,57	
13	0,28	0,52	0,96	1,80	2,20	2,97	3,73	5,55	5,99	3,89	2,79	2,21	1,81	1,29	0,98	0,78	0,64	
14	0,30	0,56	1,04	1,95	2,38	3,22	4,04	6,01	6,70	4,35	3,11	2,47	2,02	1,45	1,10	0,87	0,71	
15	0,32	0,60	1,12	2,10	2,56	3,47	4,35	6,47	7,43	4,82	3,45	2,74	2,24	1,60	1,22	0,97	0,79	
16	0,35	0,65	1,20	2,25	2,75	3,72	4,66	6,94	8,18	5,31	3,80	3,02	2,47	1,77	1,34	1,07	0,87	
17	0,37	0,69	1,29	2,40	2,93	3,97	4,98	7,41	8,96	5,82	4,17	3,31	2,71	1,94	1,47	1,17	0,96	
18	0,39	0,73	1,37	2,55	3,12	4,22	5,30	7,88	9,76	6,34	4,54	3,60	2,95	2,11	1,60	1,27	...	
19	0,42	0,78	1,45	2,71	3,31	4,48	5,62	8,36	10,5	6,88	4,92	3,91	3,20	2,29	1,74	1,38	...	
20	0,44	0,82	1,53	2,86	3,50	4,73	5,94	8,83	11,1	7,43	5,31	4,22	3,45	2,47	1,88	1,49	...	
21	0,46	0,87	1,62	3,02	3,69	4,99	6,26	9,31	11,7	7,99	5,72	4,54	3,71	2,66	2,02	1,60	...	
22	0,49	0,91	1,70	3,17	3,88	5,25	6,58	9,79	12,3	8,57	6,13	4,87	3,98	2,85	2,17	1,72	...	
23	0,51	0,96	1,78	3,33	4,07	5,51	6,90	10,3	12,9	9,16	6,55	5,20	4,26	3,05	2,32	1,84	...	
24	0,54	1,00	1,87	3,48	4,26	5,76	7,23	10,8	13,5	9,76	6,99	5,54	4,54	3,25	2,47	1,96	...	
25	0,56	1,05	1,95	3,64	4,45	6,02	7,55	11,2	14,1	10,4	7,43	5,89	4,82	3,45	2,63	...	...	
26	0,58	1,09	2,04	3,80	4,64	6,28	7,88	11,7	14,7	11,0	7,88	6,25	5,12	3,66	2,79	...	...	
28	0,63	1,18	2,20	4,11	5,03	6,81	8,54	12,7	15,9	12,3	8,80	6,99	5,72	4,09	3,11	...	...	
30	0,68	1,27	2,38	4,43	5,42	7,33	9,20	13,7	17,2	13,6	9,76	7,75	6,34	4,54	3,45	...	...	
32	0,73	1,36	2,55	4,75	5,81	7,86	9,86	14,7	18,4	15,0	10,8	8,64	6,99	5,00	...	...	...	
35	0,81	1,50	2,81	5,24	6,40	8,66	10,9	16,2	20,3	17,2	12,3	9,76	7,99	5,76	...	...	...	
40	0,93	1,74	3,24	6,05	7,39	10,0	12,5	18,7	23,4	21,0	15,0	11,9	9,76	6,99	...	...	...	
45	1,06	1,97	3,68	6,87	8,40	11,4	14,2	21,2	26,6	25,1	17,9	14,2	11,7	...	...	...	...	
Lubricación	Tipo A			Tipo B				Tipo C										

Aunque las catarinas van a tener una velocidad angular de 60rpm, se considera el sobredimensionamiento de las mismas al elegir Catarina que soporten 500rpm a fin de tener una Catarina tipo B que presenta mejor sujeción que el tipo A.

Longitud de la cadena

La longitud de la cadena requiere de la distancia entre centros de los ejes, esta distancia debe estar en el intervalo incluido de 30 a 50 veces el paso de la cadena para que la cadena tenga mayor ángulo de contacto con la Catarina, siendo este ángulo mayor a 120°.

Al considerar una distancia entre centros de los ejes de 30 veces el paso de la cadena se puede obtener la longitud de la cadena con la cantidad de eslabones, como se muestra en el siguiente cálculo.

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{(N - n)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(30) + \frac{15 + 15}{2} + \frac{(15 - 15)^2}{4\pi^2(30)}$$

$$L = 60 + 15 = 75 \text{ [eslabones]}$$

Con la longitud se puede determinar la distancia entre centros de los ejes entre la Catarina motriz de la caja reductora y la Catarina impulsada del rodillo.

$$C = \frac{p}{8} \left[2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - \frac{\pi(N - n)^2}{3.88}} \right]$$

$$C = \frac{0.5in}{8} \left[2(75) - 15 - 15 + \sqrt{(2(75) - 15 - 15)^2 - \frac{\pi(15 - 15)^2}{3.88}} \right]$$

$$C = \frac{0.5in}{8} (120 + 120)$$

$$C = 15 \text{ [in]} = 381 \text{ [mm]}$$

Para hallar la longitud de la cadena de la cadena que conecta cada par de rodillos se usa la distancia entre centros que tienen los rodillos, siendo esta 165 [mm] que equivalen a 6.496 [in]. Como en la ecuación de la longitud de la cadena se usa la distancia entre centros en pasos, se realiza la conversión y luego la sustitución en la ecuación de la longitud de la cadena.

$$Pasos = \frac{6.496in}{0.5in} = 12.992 \text{ [pasos]}$$

$$L = 2(12.992) + \frac{15 + 15}{2} + \frac{(15 - 15)^2}{4\pi^2(12.992)}$$

$$L = 40.984 \approx 41 \text{ [eslabones]}$$

Los 41 eslabones corresponden a la longitud de la cadena que se necesita para conectar dos rodillos, al haber 6 rodillos la longitud se debe multiplicar por 5 teniendo como resultado 205 eslabones que se necesitan para conectar todos los rodillos.

Finalmente, se necesitan 430 eslabones de **cadena ANSI 40 de paso 1/2"** para conectar los rodillos en pares y conectar la Catarina del rodillo guía con la salida del reductor de velocidad.

A.6.2 Selección del combo cadena-catarina que conecta al eje de la bancada con el motor para el avance lineal de la mesa volteadora

En este caso, la selección del combo cadena-catarina es relevante para que la mesa se acerque hacia el torniquete y luego regrese a su posición inicial cargando el fleje. Por esta razón se considera la masa de la parte superior de la mesa y el fleje como masa total; este valor es de 1571.22kg.

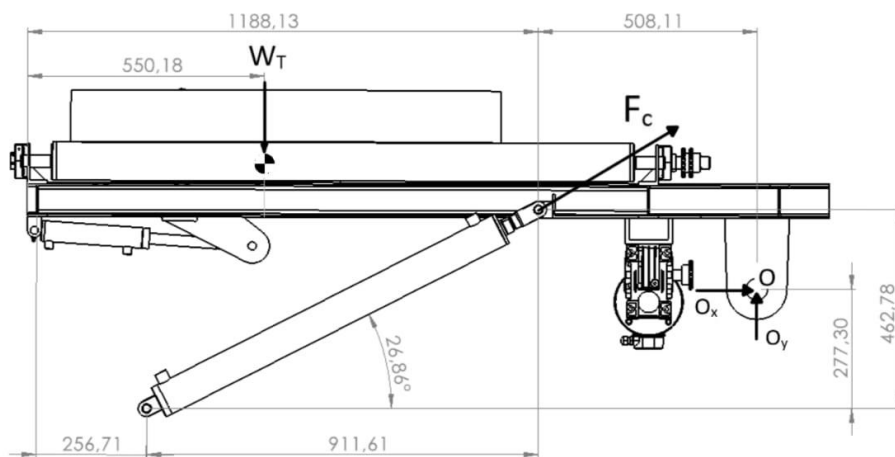
Adicionalmente, se estimó un tiempo de avance y retroceso de la mesa de 5 segundos cada uno, como el fleje tiene un diámetro exterior de 1 metro en un tiempo de 5 segundos, se obtiene una velocidad promedio de 0.2 metros sobre segundo. En consecuencia, considerando que la aceleración se efectuará en un intervalo de 1 segundo, se tendría una aceleración de 0.2 m/s^2 . Con estos valores se realiza el análisis estático.

Análisis estático

Al igual que en el análisis estático del fleje, se necesita hallar la fuerza suficiente para sacar del estado de reposo la parte superior de la mesa volteadora. En la figura A.37 se puede observar el diagrama de cuerpo libre de la parte superior de la mesa volteadora.

Figura A.37

Diagrama de cuerpo libre de la parte superior de la mesa volteadora cargada



$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - mg = 0$$

$$N = (1571.22kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$N = 15413.67 [N]$$

$$+\leftarrow \sum F_x = ma$$

$$F - F_s = ma$$

$$F = ma - N\mu_s$$

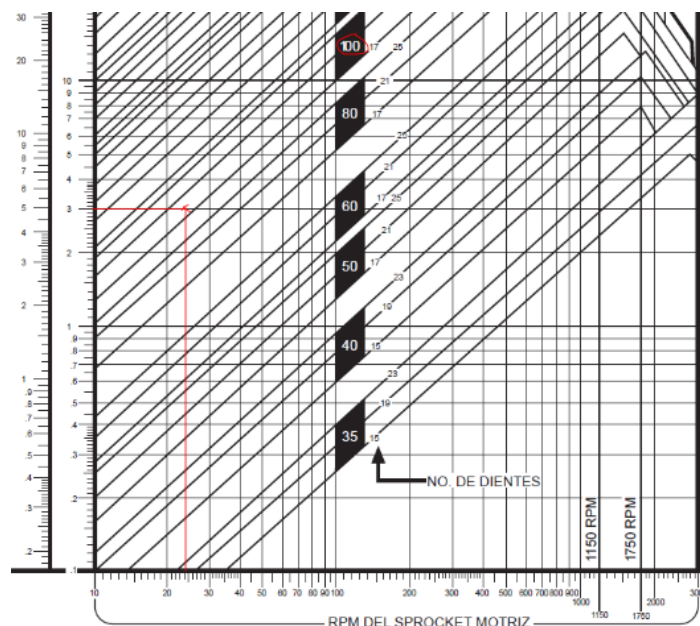
$$F = (1571.22kg) \left(0.2 \frac{m}{s^2} \right) + (15413.67N)(0.8)$$

$$F = 12645.18 [N]$$

Las ruedas en las que se apoya la mesa tienen un diámetro de 160 milímetros, por lo que su radio en metros es de 0.080. Con la velocidad promedio y el radio de la rueda se puede obtener la velocidad angular que debe tener la rueda para poder avanzar y retroceder en 5 segundos, siendo este valor de 24 rpm. Cabe destacar que en el catálogo Martin las catarinas deben ser seleccionadas en base a la cadena y la cadena en base a la potencia del motor. Por esta razón se usó el gráfico de selección rápida de la cadena que se encuentra en el mismo catálogo, asumiendo que el motor requerido es de 3HP. Esta potencia tendrá que ser corroborada al calcular la potencia requerida con el torque y la velocidad angular (vea la figura A.38).

Figura A.38

Selección de la cadena con gráfico del catálogo Martin



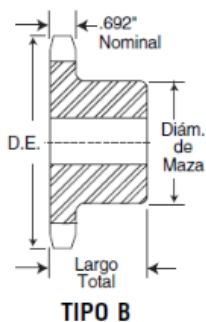
Para hallar el torque se selecciona la Catarina impulsada que estará ubicada en el eje de la bancada, esta Catarina debe ser simple, y que el barreno máximo sea menor al eje de la bancada. Para ello se selecciona la Catarina del catálogo Martin como se indica en la figura A.39.

Figura A.39

Selección de Catarina del catálogo Martin

Sencillo - Tipo B y C

No. 100
Paso 1¼"



No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diámetro	Largo Total	
7		3.350	B	1	1¼	2½★	1½	2.3
8	100B8	3.770	B	1	1½	2¾★	1½	3.2
9	100B9	4.180	B	1	1½	3¼★	1½	4.1
10	100B10	4.600	B	1	1½	3¾★	1½	5.3
11	100B11	5.010	B	1	2¼	4★	1½	6.4
12	100B12	5.420	B	1	2¼	4¼	1½	6.6
13	100B13	5.820	B	1	2½	4½	1½	7.4
14	100B14	6.230	B	1¼	2½	4¾	1½	9.2
15	100B15	6.630	B	1¼	3	5	1½	9.9
16	100B16	7.030	B	1½	3	5¼	1½	10.8
17	100B17	7.440	B	1½	3	5½	1½	11.5
18	100B18	7.840	B	1½	3	5¾	1½	13.1
19	100B19	8.240	B	1¾	3	6	2	14.2
20	100B20	8.640	B	1¾	3	6¼	2	15.3
21	100B21	9.040	B	1¾	3	6½	2	16.1
22	100B22	9.440	B	1¾	3	6¾	2	

Con la Catarina seleccionada se calcula el diámetro primitivo con la ecuación 2.17.

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)}$$

$$D = \frac{1.25 \text{ in}}{\sin(180^\circ/12)}$$

$$D = 4.83 \text{ in} \approx r = 0.0612 \text{ m}$$

Torque:

$$T = F r$$

$$T = (12645.18 \text{ N})(0.0612 \text{ m})$$

$$T = 773.87 \text{ [Nm]}$$

Potencia:

$$P = T w$$

$$P = (773.87 \text{ Nm})(2.5 \text{ rad/s})$$

$$P = 1934.68 \text{ [W]} \approx 2.6 \text{ HP}$$

La potencia requerida es 2.6HP, por lo que la selección de un motor de 3HP es acertada.

En consecuencia, se procede a seleccionar el motor desde el catálogo WEG, considerando que la alimentación es de 440 voltios y con 1760 rpm (vea la figura A.40).

Figura A.40

Selección de bomba eléctrica de catálogo WEG.

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _L /I _n		Par de arranque T _a /T _n	Par máximo T _m /T _n	Inercia J _a (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal I _n (A)
														% de la potencia nominal			Factor de potencia			
														Rendimiento		50			75	
HP	KW			Letra	I _a /I _n				Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100	
N polos																				
1	0,75	143/5T	3,99	L	8,4	3,2	3,5	0,0049	18	40	18,5	51,0	1760	80,0	84,0	85,5	0,55	0,68	0,75	1,47
1,5	1,1	143/5T	6,00	L	8,4	2,5	3,4	0,0060	14	31	22,0	51,0	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,70	0,79	2,02
2	1,5	143/5T	8,03	K	8,0	2,7	3,2	0,0066	11	24	23,0	51,0	1750	85,5	86,5	86,5	0,57	0,70	0,79	2,76
3	2,2	182/4T	12,0	K	8,1	2,3	3,4	0,0143	23	51	41,0	56,0	1760	87,5	88,5	89,5	0,61	0,73	0,79	3,91
5	3,7	182/4T	20,0	J	7,5	2,3	3,2	0,0169	15	33	43,0	56,0	1755	88,5	89,5	89,5	0,62	0,74	0,80	6,45

Una vez seleccionado el motor se elige el reductor del catálogo SITI, sin embargo, el reductor debe ser coaxial, por esa razón se elige el reductor coaxial de engranes helicoidales, para elegir el tipo correcto de reductor se realizan los siguientes cálculos:

Par de salida:

$$M_2 = \frac{9550 kW_2 \eta}{n_2}$$

$$M_2 = \frac{9550 (2.2 kW) (0.895)}{25rpm} = 752.16 [Nm]$$

Para el cálculo del par de salida real se requiere determinar el factor de servicio en base a la operación que va a realizar el motor (observe la figura A.41).

Figura A.41

Factor de servicio de reductor NHL coaxial de engranes helicoidales

Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço sf							
	Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure Ptas. en marcha/ hora Arr./hora	Heures de fonctionnement par jour Horas de funcionamiento diarias Horas de funcionamento diárias			
				<2	2 ÷ 8	9 ÷ 16	17 ÷ 24
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant Embouteilleuses • Filoirs • Commandes auxiliaires des machines-outils	<10	0.75	1	1.25	1.5
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrífugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta					
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrífugas • Bombas rotativas de engrenagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuída • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas					
MEDIUM DUTY	Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charges	<10	1	1.25	1.5	1.75
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, <u>masas medias a acelerar</u>	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas	10 ÷ 50	1.25	1.5	1.75	2
	Ligeiras sobrecargas, condições operativas irregulares, massas médias para acelerar	Teares • Bobinadoras - laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de cóclea - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Cribadoras • Grus e monta-carros	<u>50 ÷ 100</u>	1.5	1.75	<u>2</u>	2.2
			100 ÷ 200	1.75	2	2.2	2.5

Par de salida real:

$$M_{2\text{ real}} = M_2 \text{ sf} = (752.16\text{Nm})(2)$$

$$M_{2\text{ real}} = (752.16\text{Nm})(2)$$

$$M_{2\text{ real}} = 1504.32 \text{ [Nm]}$$

Relación de reducción:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1760 \text{ rpm}}{25 \text{ rpm}} = 70.4 \approx 70$$

Con la relación de reducción se busca la serie del reductor en el catálogo SITI teniendo el resultado mostrado en la figura A.42.

Figura A.42

Selección de serie de reductor SITI de relación de reducción 70.83

NHL 50/3 60Hz				Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbre petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída						D = 50 mm	
i	3360			1680			1080			RD	P _t
	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁		
60,43	55,6	814	4,96	27,8	1123	3,42	17,9	1264	2,48	0,955	
70,83	47,4	814	4,23	23,7	1122	2,92	15,2	1262	2,11	0,955	
83,55	40,2	815	3,6	20,1	1120	2,47	12,9	1262	1,79	0,955	
95,1	35,3	815	3,16	17,7	1123	2,18	11,4	1261	1,57	0,955	
108,97	30,8	815	2,76	15,4	1122	1,9	9,91	1265	1,38	0,955	
125,93	26,7	813	2,38	13,3	1120	1,64	8,58	1255	1,18	0,955	
147,12	22,8	815	2,04	11,4	1120	1,4	7,34	1267	1,02	0,955	
174,36	19,3	812	1,72	9,64	1125	1,19	6,19	1265	0,86	0,955	
197,3	17	814	1,52	8,51	1118	1,04	5,47	1260	0,76	0,955	
225,64	14,9	811	1,32	7,45	1127	0,92	4,79	1266	0,66	0,955	
261,54	12,8	817	1,15	6,42	1115	0,79	4,13	1265	0,57	0,955	
308,48	10,9	818	0,98	5,45	1127	0,67	3,5	1254	0,48	0,955	
368,53	9,12	815	0,81	4,56	1123	0,56	2,93	1248	0,4	0,955	
414,1	8,11	817	0,73	4,06	1109	0,49	2,61	1243	0,36	0,955	
464,96	7,23	808	0,64	3,61	1133	0,45	2,32	1260	0,32	0,955	

Con la serie del reductor se realiza el cálculo del par de salida ajustado.

Par de salida ajustado:

$$M_{2\text{ ajustado}} = M_2 \frac{n_{2\text{ catálogo}}}{n_{\text{real}}}$$

$$M_{2 \text{ ajustado}} = (814Nm) \frac{3360rpm}{1760rpm}$$

$$M_{2 \text{ ajustado}} = 1554 [Nm]$$

El par de salida ajustado es mayor que el par de salida real, lo que indica que la capacidad del reductor es mayor a la que puede suministrar el motor, garantizando que el torque generado por el motor no dañe o deje tomado al reductor. De esta forma el reductor seleccionado tiene la siguiente serie: **NHL 50/3 70.83 B3**

Velocidad angular de salida:

$$i_{real} = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i}$$

$$n_2 = \frac{1760 rpm}{70.83}$$

$$n_2 = 24.85 rpm$$

Relación de transmisión:

$$i = \frac{25rpm}{24.85rpm} = 1.01$$

$$D_{in} = i D_{out}$$

$$D_{in} = (1.01)(12) = 12.12 [dientes] \rightarrow 14 [dientes]$$

Se elige una catarina de 14 dientes, debido a que, si se incrementa el número de dientes del piñón impulsador, la mesa avanzará más rápido, es decir, va a tomar menos de 5 segundos en avanzar, lo que puede generar un impulso en el sistema, cuando se desea tener un movimiento constante (observe la Figura A.43).

Figura A.43

Selección de catarina simple tipo B de 14 dientes y de 1 ¼" en el catálogo SITI.

Sencillo - Tipo B y C

No. 100
Paso 1¼"

Diagram illustrating the dimensions of a sprocket (Tipo B):

- .692" Nominal**: Dimension across the top teeth.
- D.E.**: Dimension across the middle section.
- Diám. de Maza**: Dimension across the bottom section.
- Largo Total**: Total length of the sprocket.

TIPO B

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diámetro	Largo Total	
7		3.350						
8	100B8	3.770	B	1	1%	2½★	1%	2.3
9	100B9	4.180	B	1	1%	2¾★	1%	3.2
10	100B10	4.600	B	1	1%	3¼★	1%	4.1
11	100B11	5.010	B	1	2¼	3½★	1%	5.3
12	100B12	5.420	B	1	2¼	4★	1%	6.4
13	100B13	5.820	B	1	2%	3%	1%	6.6
14	100B14	6.230	B	1½	2%	4%	1%	7.4
15	100B15	6.630	B	1½	3	4½	1%	9.2
16	100B16	7.030	B	1½	3	4½	1%	9.9
17	100B17	7.440	B	1½	3	4½	1%	10.8
18	100B18	7.840	B	1½	3	4½	1%	11.5
19	100B19	8.240	B	1½	3	4½	2	13.1
20	100B20	8.640	B	1½	3	4½	2	14.2
21	100B21	9.040	B	1½	3	4½	2	15.3
22	100B22	9.440	B	1½	3	4½	2	16.1
23	100B23	9.840	B	1½	3	4½	2	17.2

Longitud de la cadena:

Para hallar la longitud de la cadena se debe tener en cuenta que el espacio es limitado en la base, por lo que se considera que la distancia entre centros del eje será de 400 milímetros o 15.75 pulgadas.

$$Pasos = \frac{15.75 \text{ in}}{1.25 \text{ in}} = 12.6 [Pasos] = C$$

$$L = 2(12.6) + \frac{14 + 12}{2} + \frac{(14 - 12)^2}{4\pi^2(12.6)}$$

$$L = 25.2 + 13 + 0.008$$

$$L = 38.208 \rightarrow 39 [\text{eslabones}]$$

Distancia entre centros de los ejes:

$$C = \frac{p}{8} \left[2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - \frac{\pi(N - n)^2}{3.88}} \right]$$

$$C = \frac{1.25 \text{ in}}{8} \left[2(39) - 14 - 12 + \sqrt{(2(39) - 14 - 12)^2 - \frac{\pi(14 - 12)^2}{3.88}} \right]$$

$$C = 0.15625 (52 + 51.97)$$

$$C = 16.24 \text{ [in]} \rightarrow 412.49 \text{ [mm]}$$

Partiendo de la cantidad de pasos menor a 30 que es lo recomendado para que la cadena reduzca su ángulo de contacto que es de 120° como mínimo. La cadena va a tener mayor tensión, pero se puede aumentar el área de contacto al colocar un engrane con rodamiento para que tenga la función de un tensor y aumente el ángulo de contacto entre la cadena y la catarina.

A.7 Selección del perfil estructural de la bancada

La bancada de la mesa móvil es uno de los componentes esenciales de la mesa volteadora, ya que soporta la mesa móvil y, por consiguiente, las fuerzas transmitidas durante el proceso de volteo de flejes metálicos. La bancada está conformada por perfiles de acero soldados entre sí, diseñada para resistir cargas estáticas y dinámicas producidas durante la operación. Para el diseño del perfil principal, se ha seleccionado un perfil UPN (U-Perfil Normal), conocido por su alta rigidez y capacidad portante frente a esfuerzos de compresión y flexión.

El análisis se realiza considerando la posición crítica del sistema: cuando la mesa cargada se encuentra en posición horizontal, generando el máximo momento flector sobre la estructura de la bancada.

A.7.1 Diagrama de cuerpo del perfil de la bancada

Se modela la bancada como una viga simplemente apoyada tal como se presenta en la figura A.44, con un apoyo fijo en un extremo y un apoyo móvil en el otro, capaz de transmitir fuerzas verticales, pero no momentos. Como las vigas forman el marco de la estructura se analiza la viga con mayor esfuerzo aplicado.

Sumatoria de fuerzas en el componente x:

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$H_A = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el componente y:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 19510 \text{ [N]}$$

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

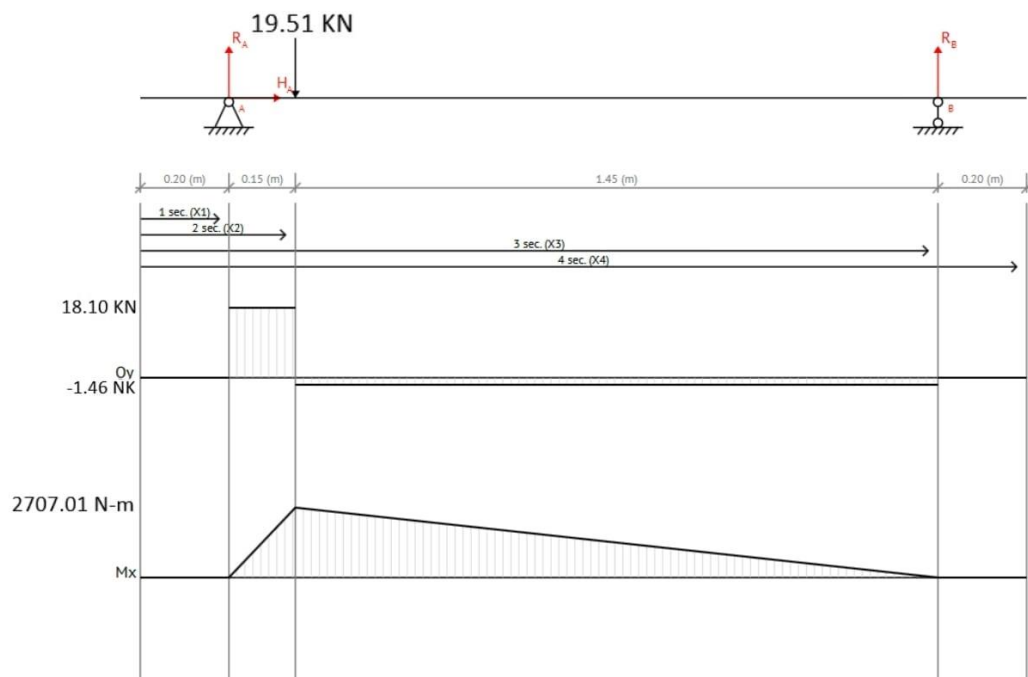
$$R_B = 1829 \text{ [N]}$$

Reemplazando el valor de R_B se puede hallar el valor de R_A :

$$R_A = 17681 \text{ [N]}$$

Figura A.44

Diagrama de fuerza cortante y Momento flector de la viga UPN



Como se puede observar en la Figura A.4, El momento flector máximo se encuentra cerca del extremo izquierdo de la viga, siendo este valor $M_{max} = 2707.01 [Nm]$.

Para hallar el módulo de resistencia adecuado de la viga, se usa el esfuerzo de cedencia del acero estructural $S_y = 250MPa$ y un factor de seguridad de 2, obteniendo el siguiente resultado:

$$\sigma^n = \frac{S_y}{\eta} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$W = \frac{M_{max} \eta}{S_y} = 21.66 \times 10^{-6} [m^3] = 21.66 [cm^3]$$

Una vez obtenido el módulo de resistencia, se consultan las propiedades mecánicas de la viga UPN en el catálogo especializado del fabricante (ver figura A.45).

Figura A.45

Propiedades de las vigas UPN

Nomenclatura

h = Patín
b = Ala
s = Espesor Alma
t = Espesor Ala
r1 = Radio Giro Alma
r2 = Radio Giro Ala

LARGO NORMAL:

6 Metros

RECUBRIMIENTO:

Negro

CALIDAD DE ACERO:

S275 JR / EN 10025 /
 ASTM A 36 / ASTM A572

OBSERVACIONES:

Otras dimensiones y largos previa consulta.

APLICACIÓN:

- Industria, construcción civil de edificios
- Soporte de polipasto en puentes grúas o techos
- Puentes
- Rieles
- Carrocería

Designación	Dimensiones							Área	Peso	Dimensiones								Módulo Torsión
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y				Eje x-x				
	h	s	b	t	r1	r2	d			lx	Sx	rx	ly	Sy	ry	Jt		
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴		

UPN 80	80,00	6,00	45,00	8,00	8,00	4,00	46,00	11,00	8,64	106,00	26,50	3,10	19,40	6,36	1,33	2,16
--------	-------	------	-------	------	------	------	-------	-------	------	--------	-------	------	-------	------	------	------

UPN 100	100,00	6,00	50,00	8,50	8,50	4,50	64,00	13,50	10,60	206,00	41,20	3,91	29,30	8,49	1,47	2,81
UPN 120	120,00	7,00	55,00	9,00	9,00	4,50	82,00	17,00	13,40	364,00	60,70	4,62	43,20	11,10	1,59	4,15
UPN 140	140,00	7,00	60,00	10,00	10,00	5,00	98,00	20,40	16,00	605,00	86,40	5,45	62,70	14,80	1,75	5,68
UPN 160	160,00	7,50	65,00	10,50	10,50	5,50	115,00	24,00	18,80	925,00	116,00	6,21	85,30	18,30	1,89	7,39
UPN 180	180,00	8,00	70,00	11,00	11,00	5,50	133,00	28,00	22,00	1350,00	150,00	6,95	114,00	22,40	2,02	9,55

Por el resultado obtenido en el cálculo estructural, se podría seleccionar una viga UPN 80 o UPN 100 para la bancada. Sin embargo, dado que la mesa volteadora opera con un ángulo de giro de 90° haciendo que la estructura superior de la mesa pase de una posición horizontal a una vertical y viceversa, es necesario optar por un perfil más robusto.

Por este motivo, se seleccionó una viga UPN 140, con el objetivo de desplazar el centro de masa de la mesa hacia el extremo opuesto de la bancada cuando la mesa se encuentra en posición vertical. Esta medida es fundamental para garantizar la estabilidad de la mesa volteadora, ya que de lo contrario la mesa podría volcarse, al momento de cargar el fleje.

Adicionalmente, como medida de seguridad de la estructura, se tomó la decisión de ampliar la bancada de modo que también pueda soportar a la hidráulica, con la finalidad de incrementar la estabilidad general del conjunto. Esta solución permite que la central hidráulica actúe como contrapeso natural y mejore la integración de componentes dentro del sistema.

A.8 Análisis estático del gancho

Para el análisis del gancho se debe considerar que la placa del espesor 40mm va a soportar el peso del fleje como una carga distribuida. Para ello se realizan los siguientes cálculos:

Fuerza equivalente:

$$F_T = 40875 \text{ N/m} * 0.12 \text{ m} = 4905 \text{ [N]}$$

Momento máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = F_T * L$$

$$M_{m\acute{a}x} = (4905 \text{ N})(0.19325\text{m})$$

$$M_{m\acute{a}x} = 947.6 \text{ [Nm]}$$

Debido a la complejidad de la forma compleja del gancho se eligieron las dimensiones de la sección más angosta del gancho pues esta representa una concentración de esfuerzo. Las dimensiones son el ancho de 40mm y el largo de 77.08mm, la inercia se calcula como se muestra el siguiente cálculo.

Inercia:

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

$$I = \frac{(77.08) * (40)^3}{12}$$

$$I = 410826.67 [mm^4]$$

Sección transversal:

$$S = \frac{I}{c} = \frac{2I}{h}$$

$$S = \frac{2 (410826.67 mm^4)}{40 mm}$$

$$S = 20541.33 [mm^3] = 2.05 \times 10^{-5} [m^3]$$

Con la sección transversal se procede a calcular el esfuerzo de flexión con la siguiente ecuación:

Esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S} = \frac{947.6 Nm}{2.05 \times 10^{-5} m^3} = 46.13 [MPa]$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{flex}} = \frac{250 MPa}{46.13 MPa} = 5.42$$

Deflexión:

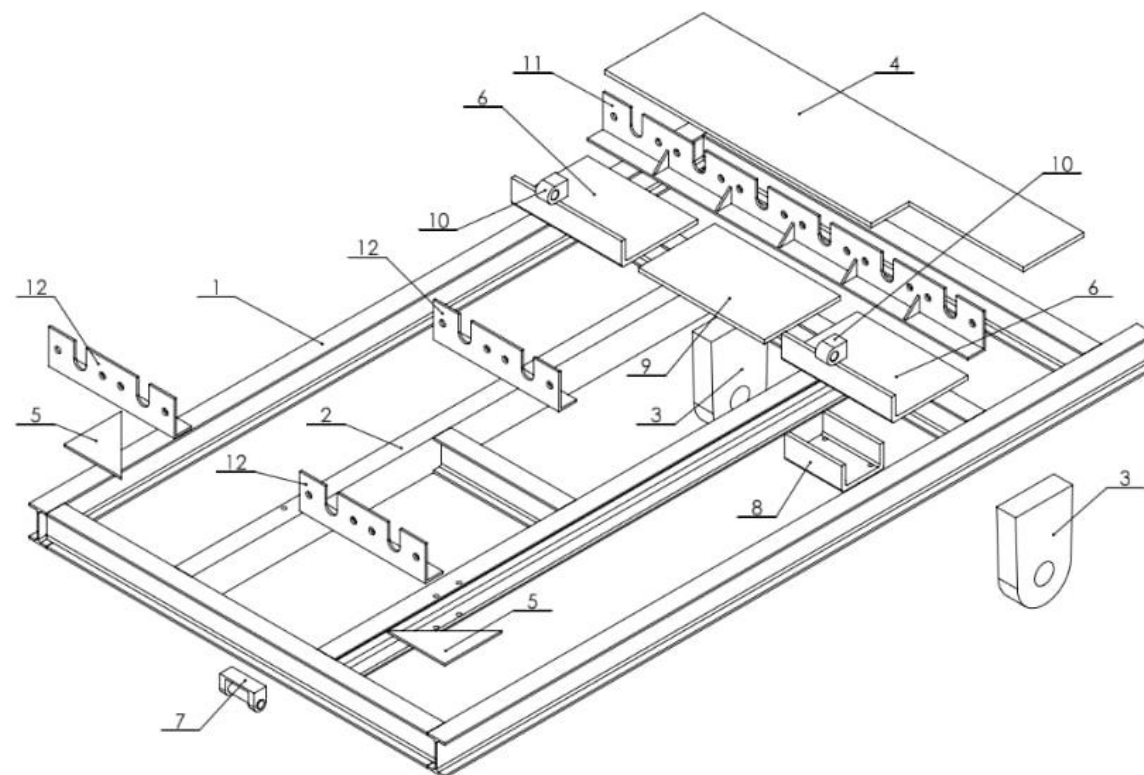
$$\delta = \frac{FL^3}{3EI}$$

$$\delta = \frac{(4905N)(0.19325m)^3}{3 (200 \times 10^9 Pa)(4.1083 \times 10^{-7} m^4)}$$

$$\delta = 0.14 [mm]$$

Dado los resultados se obtuvo que un factor de seguridad mayor a 2 en la sección más delgada del gancho, por ende, se considera que el gancho puede soportar la carga de 500 kilogramos con una deformación despreciable.

Apéndice B



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Viga IPE 80	6
2	Viga UPN 80	2
3	Orejetas de fijación	2
4	Placa de cubierta	1
5	Soporte triangular de refuerzo	2
6	Placa de soporte	2
7	Orejeta de izado cilindro HMW-1506	1
8	Base de apoyo caja reductora	1
9	Placa de cubierta	1
10	Orejeta de izado cilindro HCW-2530	2
11	Soporte de chumaceras largo	1
12	Soporte de chumaceras corto	3

ESPOL



Mesa volteadora de flejes

ESCALA: 1:8

FECHA: 01/09/25

espol

Estructura de la mesa móvil

MATERIAL:

ASTM A36

UNIDADES: mm

CANTIDAD: 1

NO: 2

DISEÑO: Darío Quiñónez

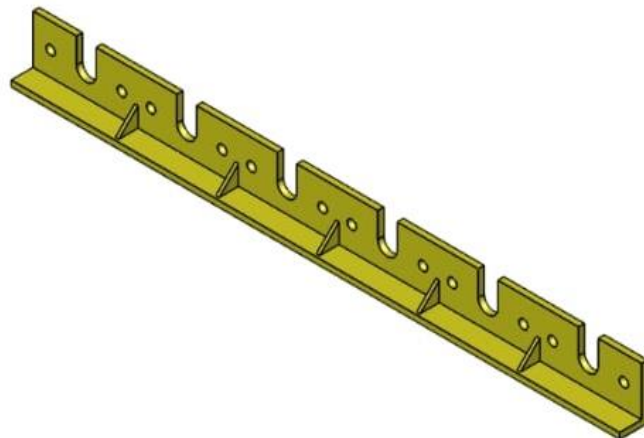
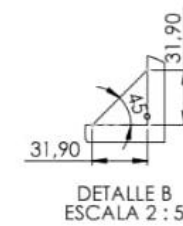
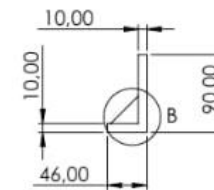
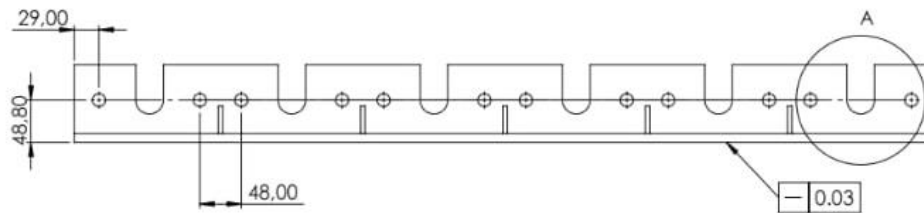
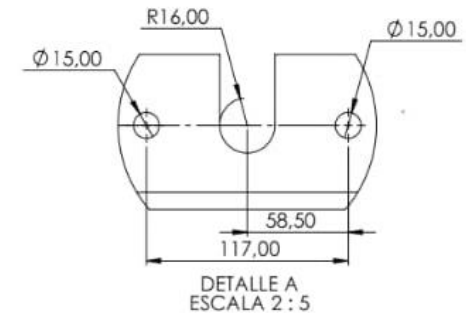
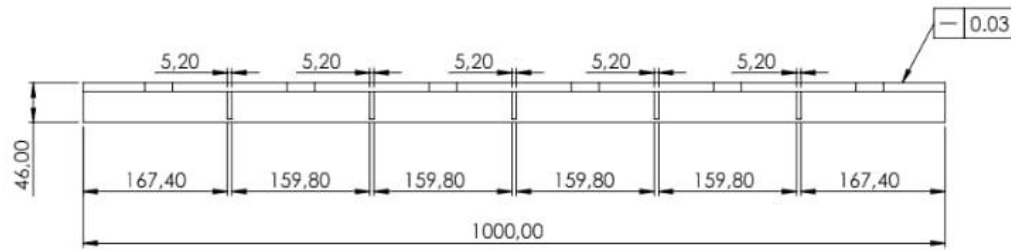
DIBUJÓ: Stalyn Bague

APROBADO: Ing. Galo Durazno

REVISÓ: Ing. Galo Durazno

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

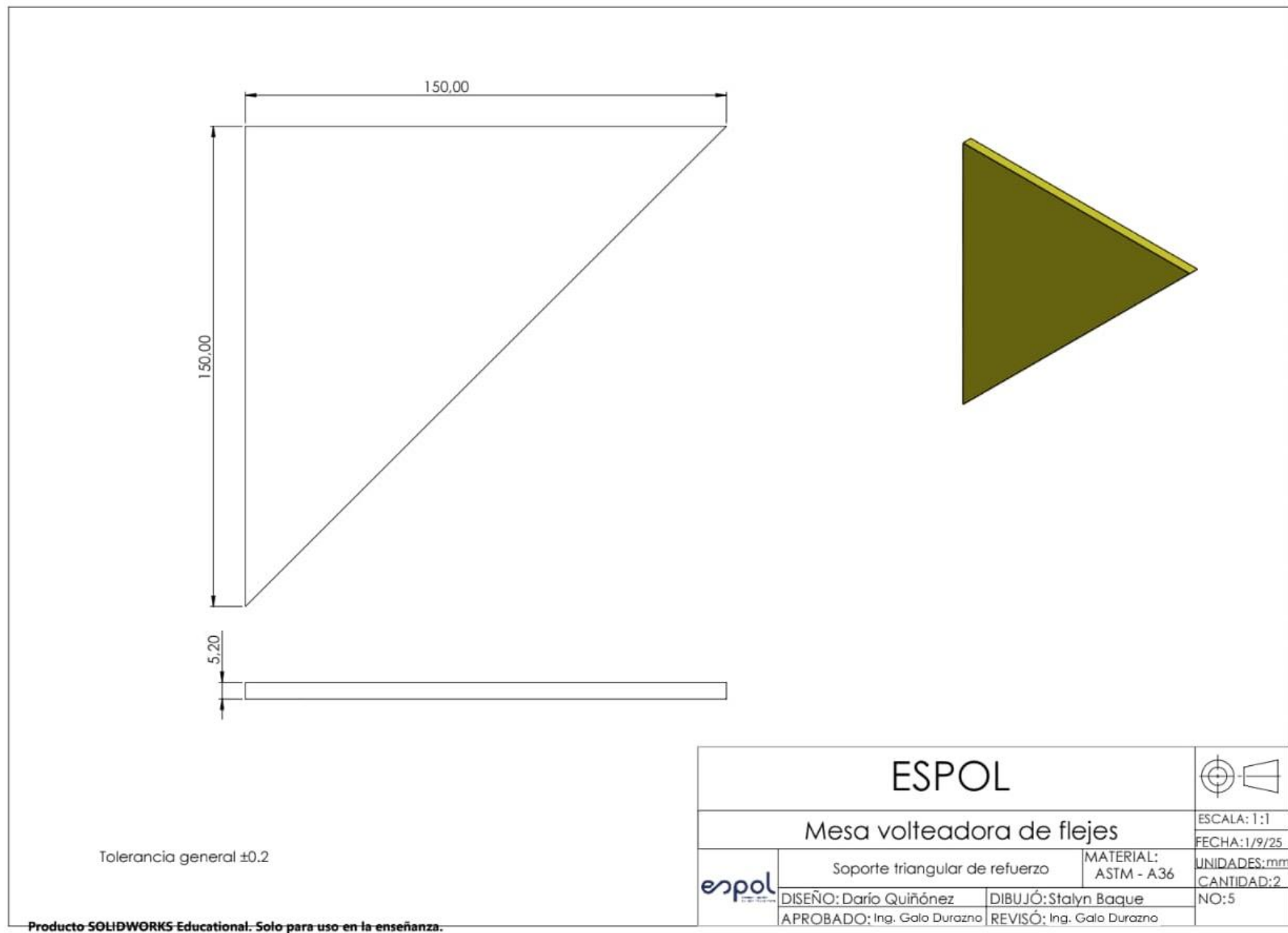
Plano 2 Estructura de la mesa móvil



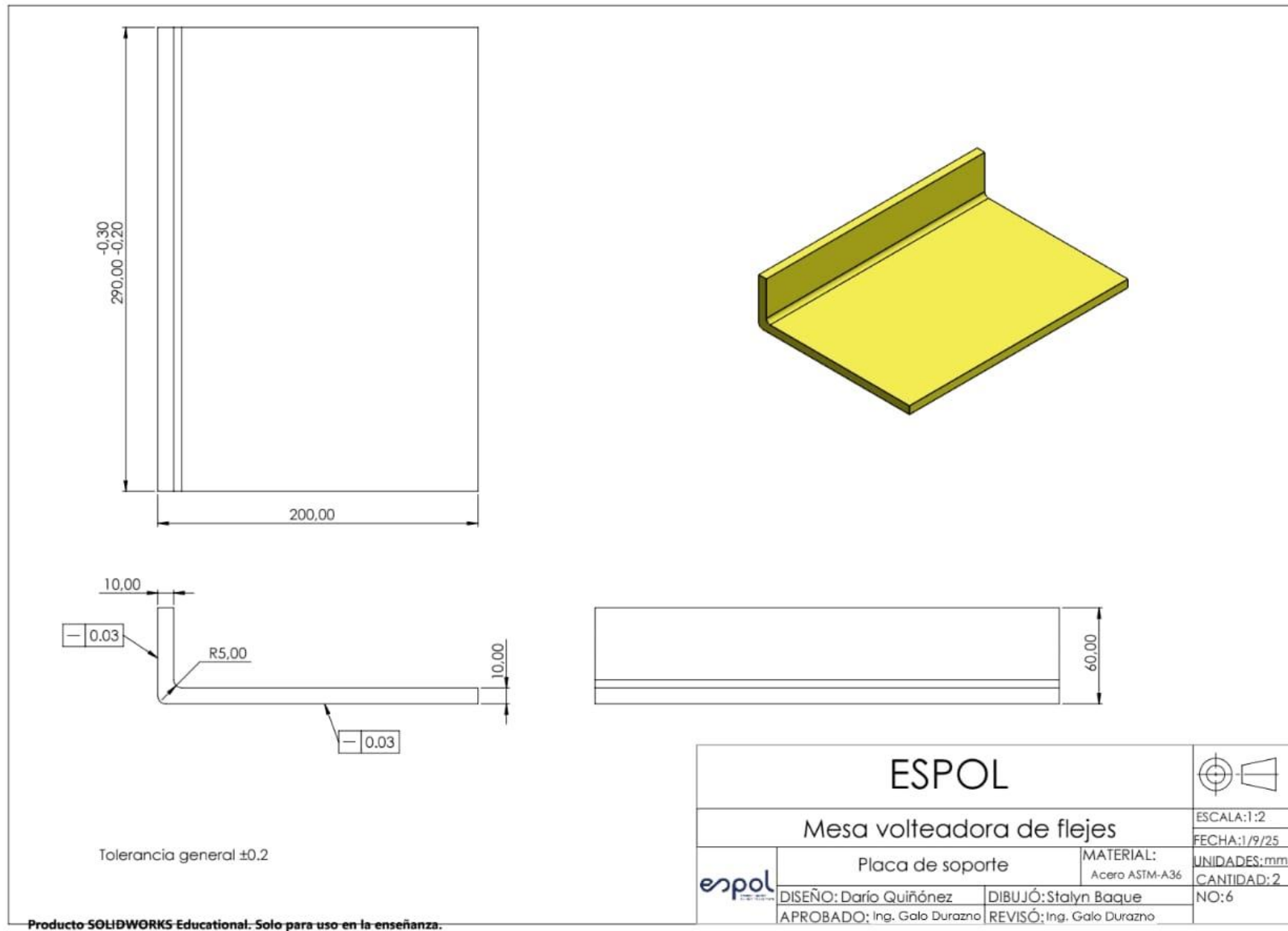
ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:5
Soporte de chumaceras			FECHA: 1/8/25
MATERIAL: ASTM A36		UNIDADES: mm	
DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJÓ: Staliyn Baque	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	
			NO: 3

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

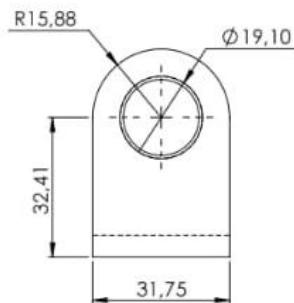
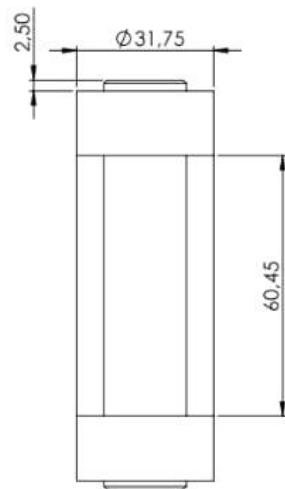
Plano 3 Soporte de chumaceras



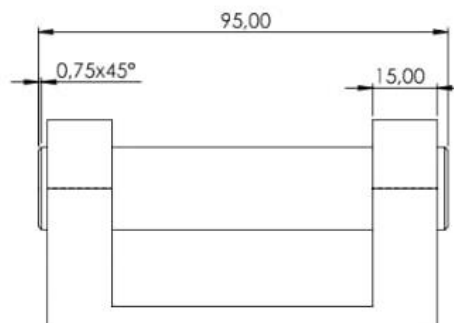
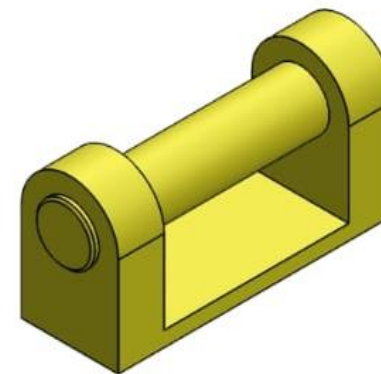
Plano 5 Soporte triangular de refuerzo



Plano 6 Placa de soporte



Tolerancia general ± 0.2



ESPOL



Mesa volteadora de flejes

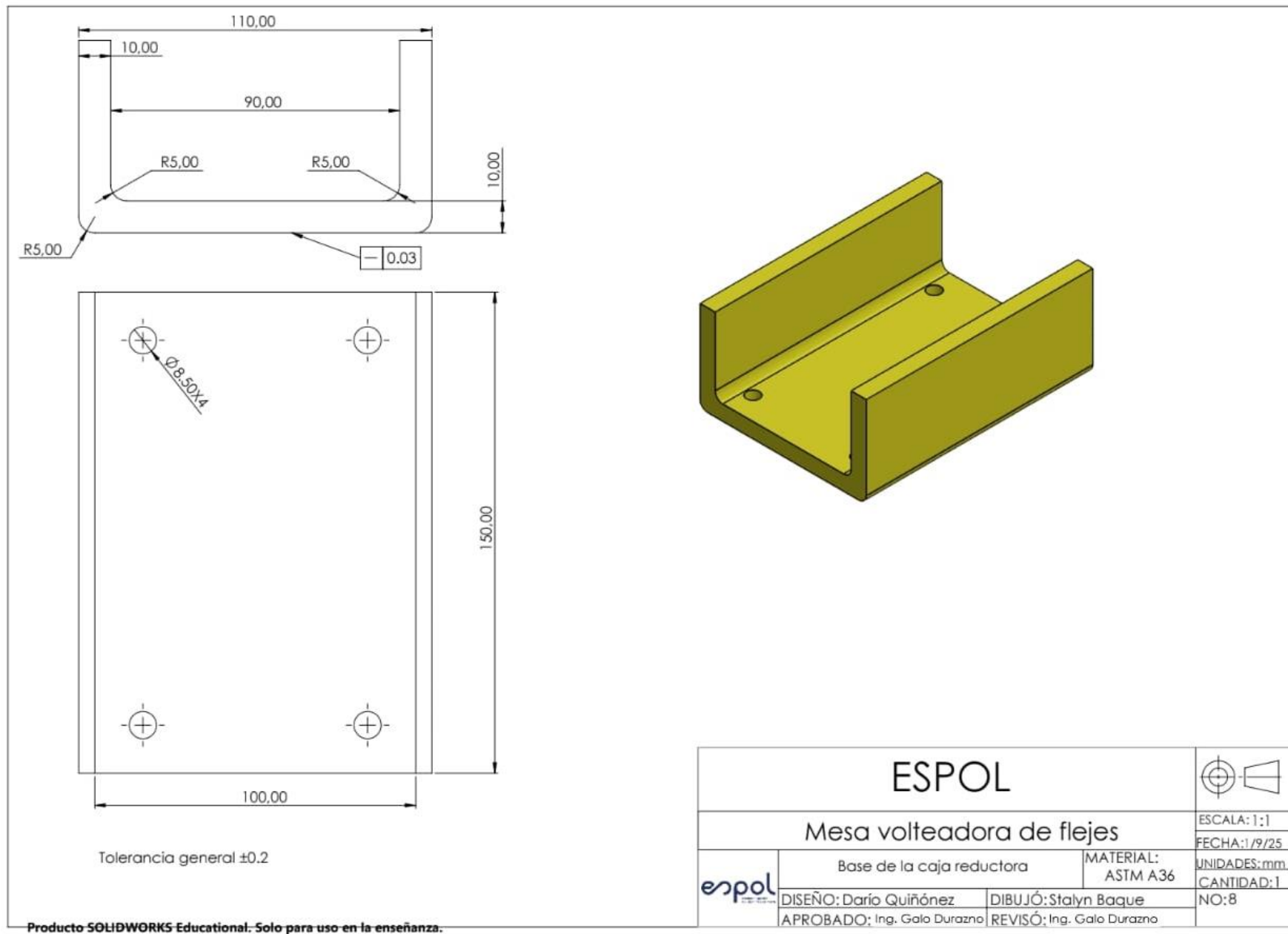
ESCALA: 1:1

FECHA: 1/9/25

	Orejeta de izado cilindro HMW - 1506	MATERIAL: AISI 1045	UNIDADES: mm
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque	CANTIDAD: 1
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO: 7

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

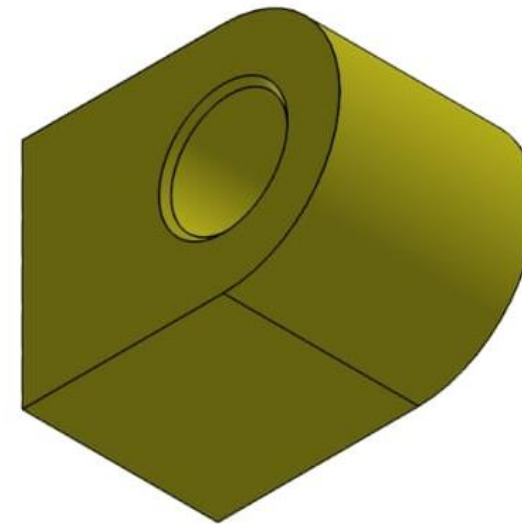
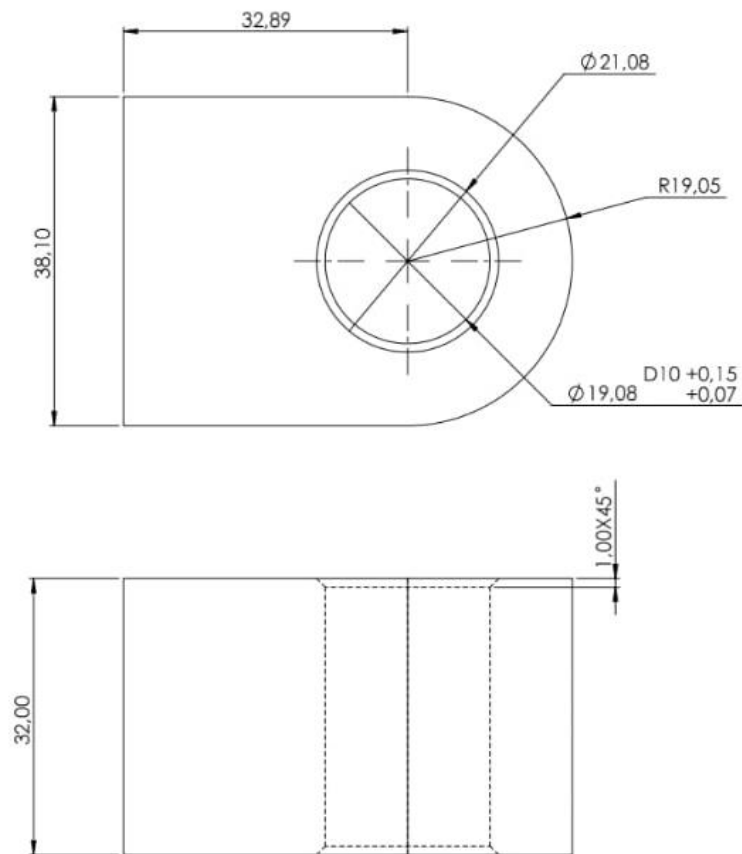
Plano 7 Orejeta de izado cilindro HMW - 1506



Plano 8 Base de la caja reductora



Plano 9 Placa de soporte

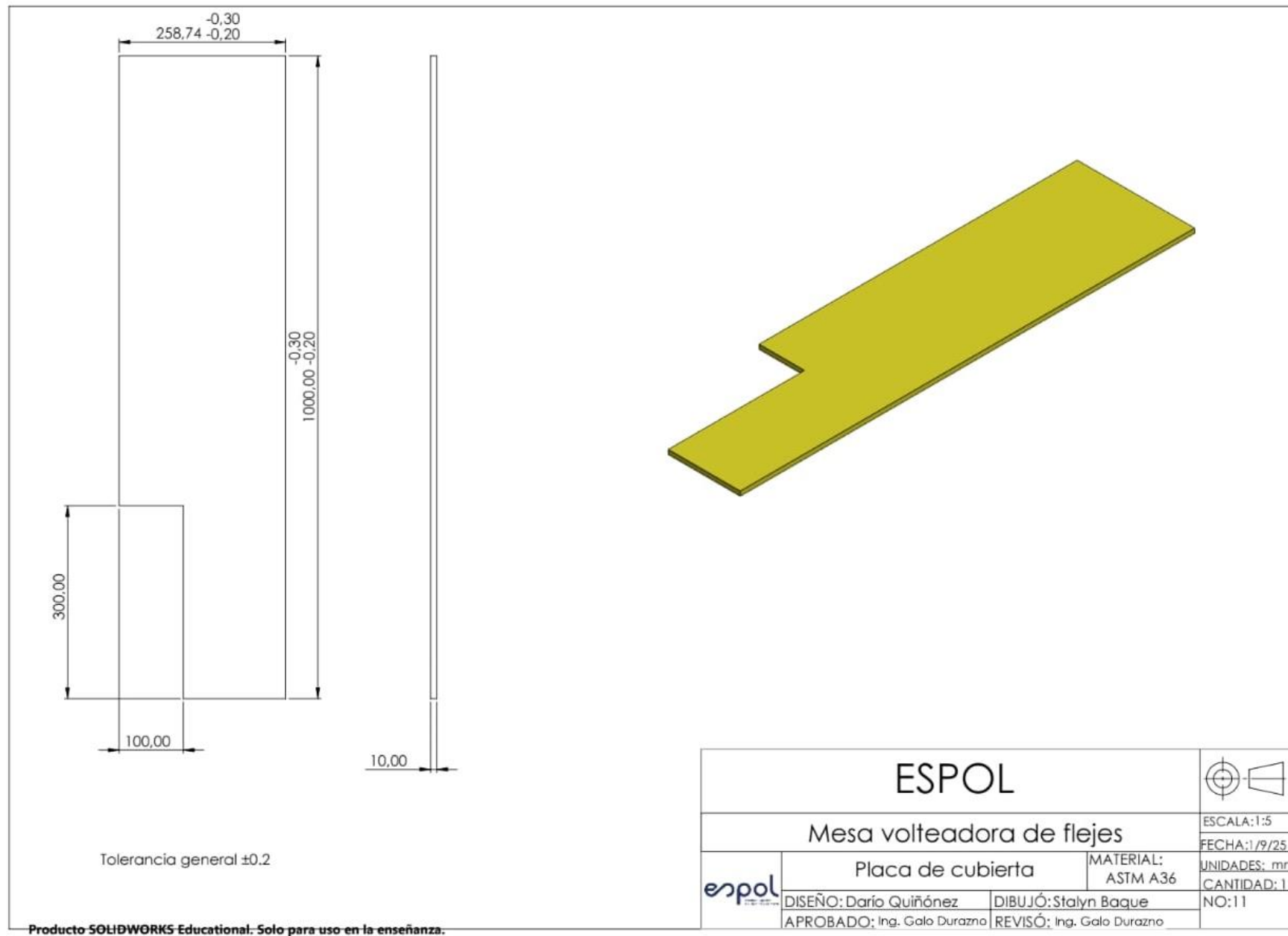


Tolerancia general ± 0.2

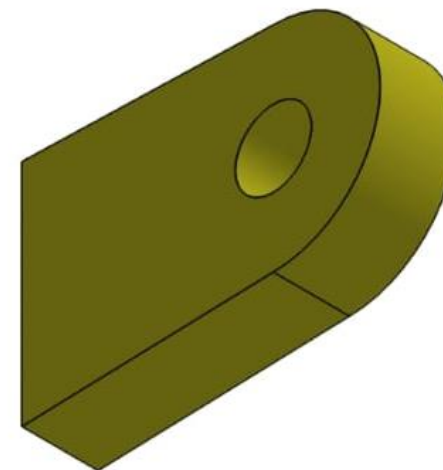
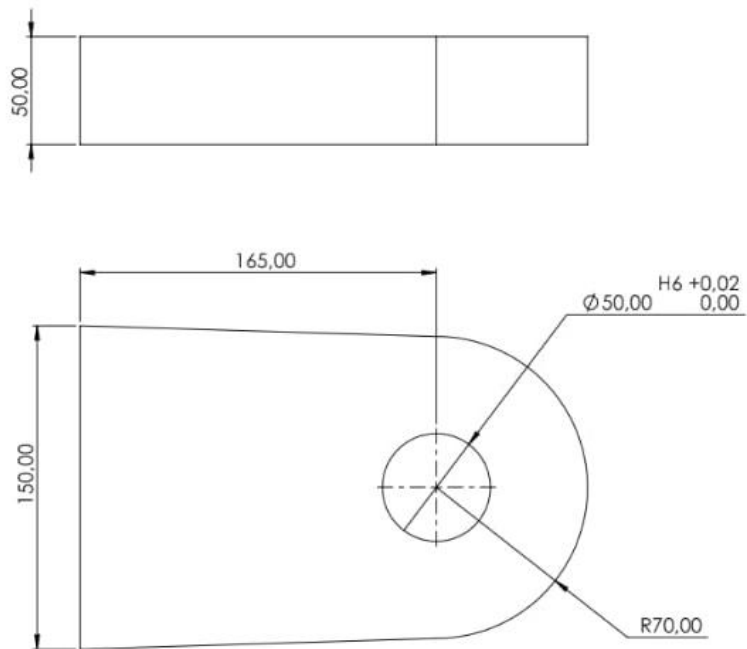
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 2:1
Orejeta de izado cilindro HCW - 2530			FECHA: 1/8/25
MATERIAL: ASTM - A36		UNIDADES: mm	
DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJÓ: Stalyn Baque	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	
			CANTIDAD: 4
			NO: 10

Plano 10 Orejeta de izado cilindro HCW - 2530



Plano 11 Placa de cubierta

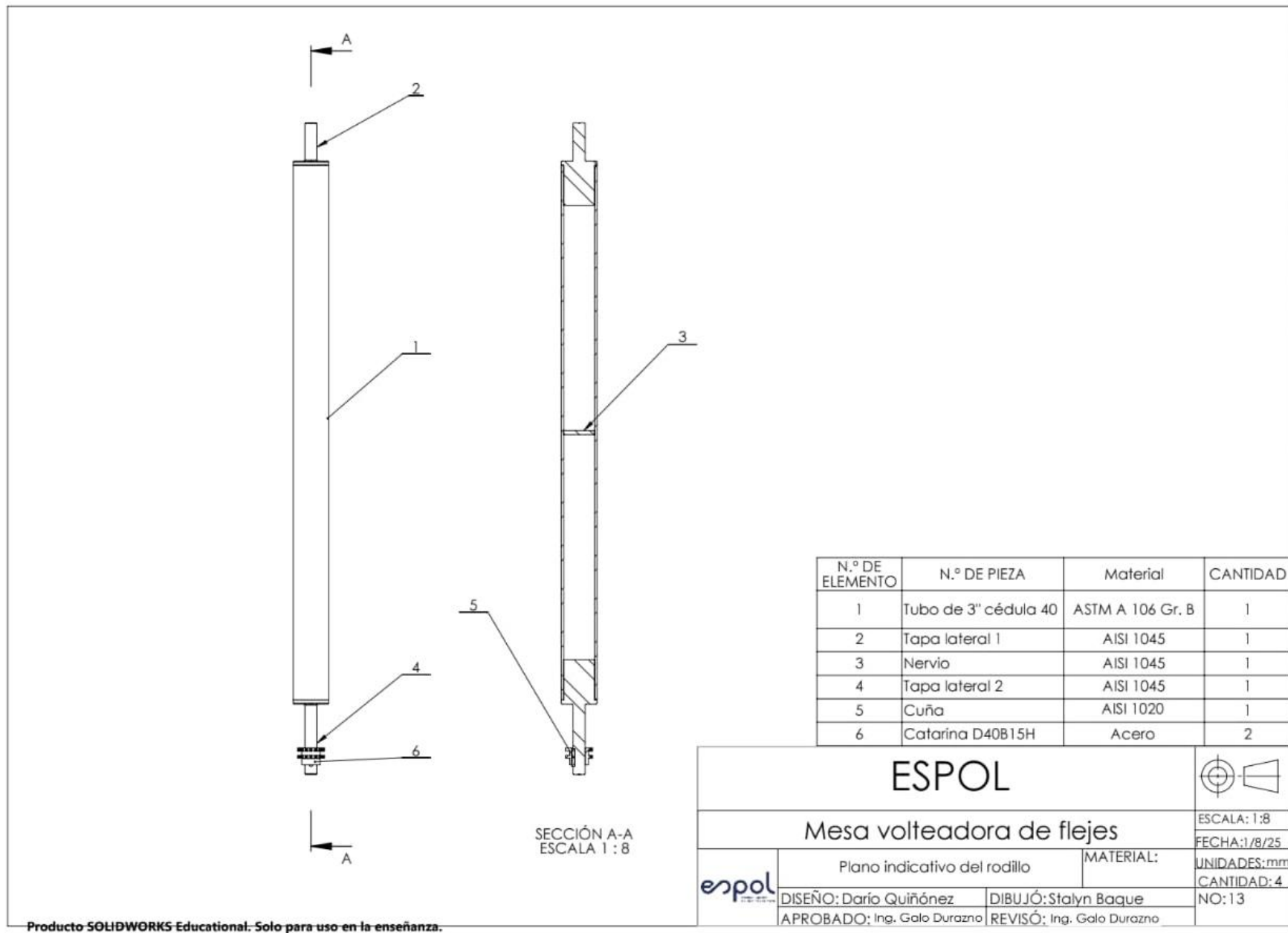


Tolerancia general ± 0.2

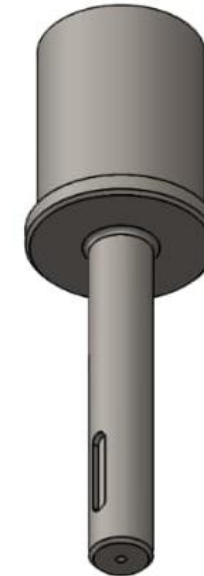
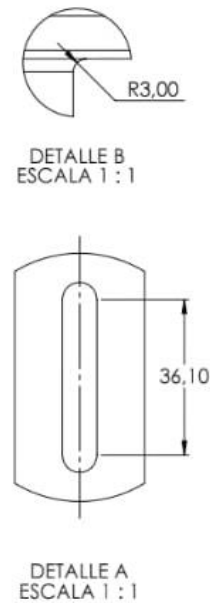
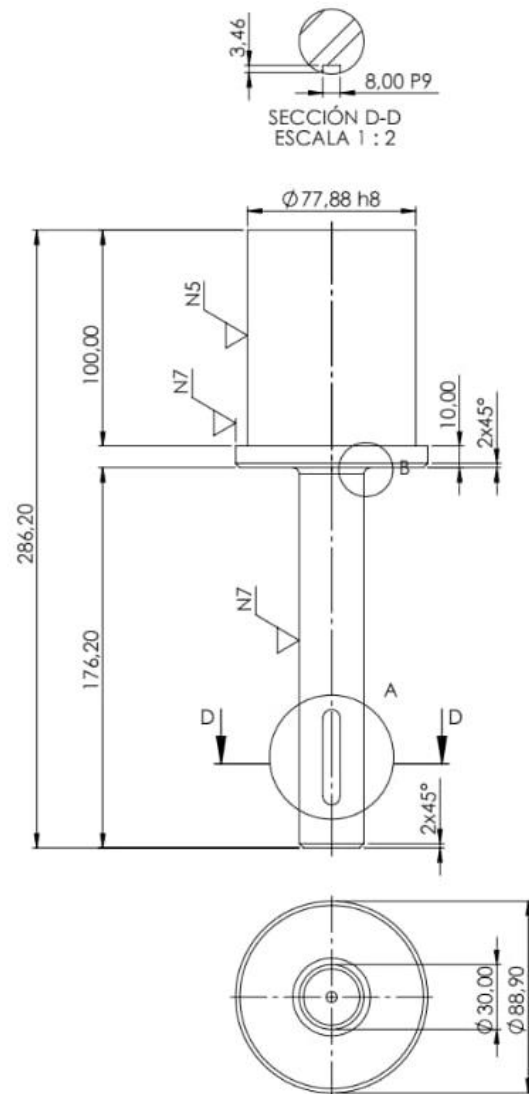
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes		ESCALA: 1:2	
Orejetas de fijación		FECHA: 1/9/25	
DISEÑO: Darío Quiñónez		MATERIAL: ASTM A36	
DIBUJÓ: Stalyn Bague		UNIDADES: mm	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		CANTIDAD: 2	
REVISÓ: Ing. Galo Durazno		NO: 12	

Plano 12 Orejeta de fijación



Plano 13 Plano indicativo del rodillo

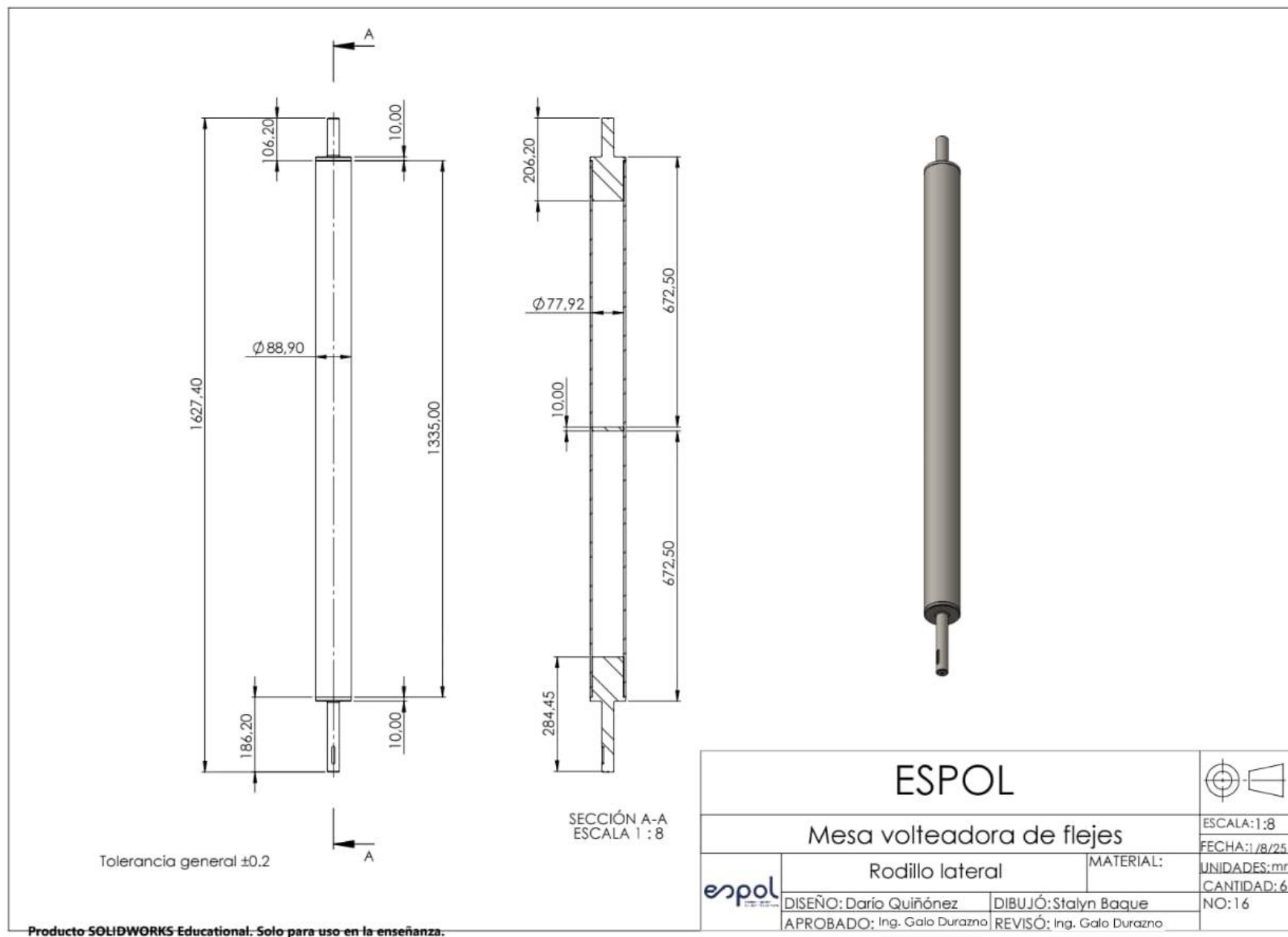


Tolerancia general ± 0.2

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

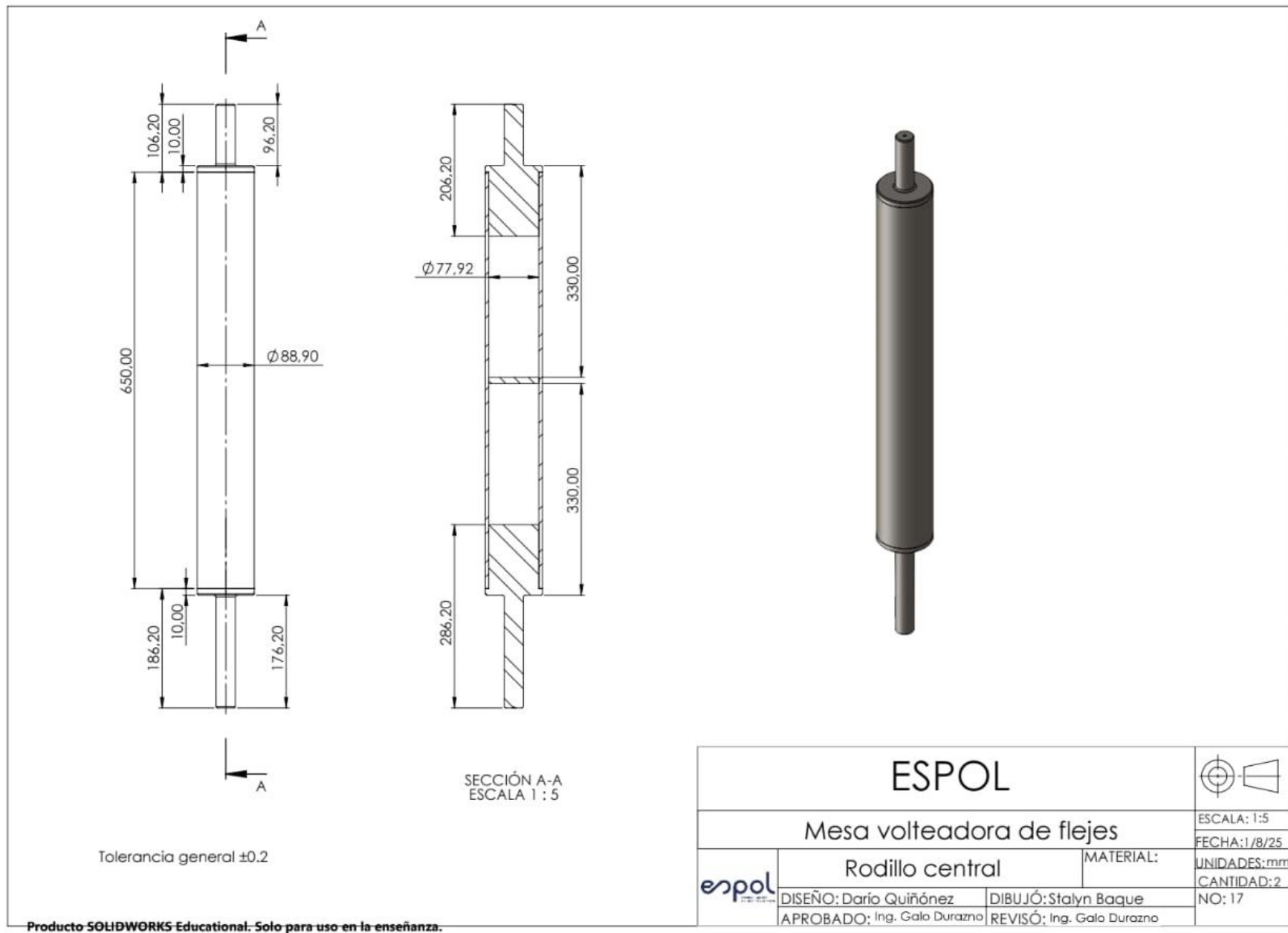
ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:2
Eje de soporte de los rodillos			FECHA: 1/9/25
	MATERIAL: AISI 1045		UNIDADES: mm
	CANTIDAD: 6		NO: 14
DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJO: Stalyn Baque	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	

Plano 14 Eje de soporte de los rodillos

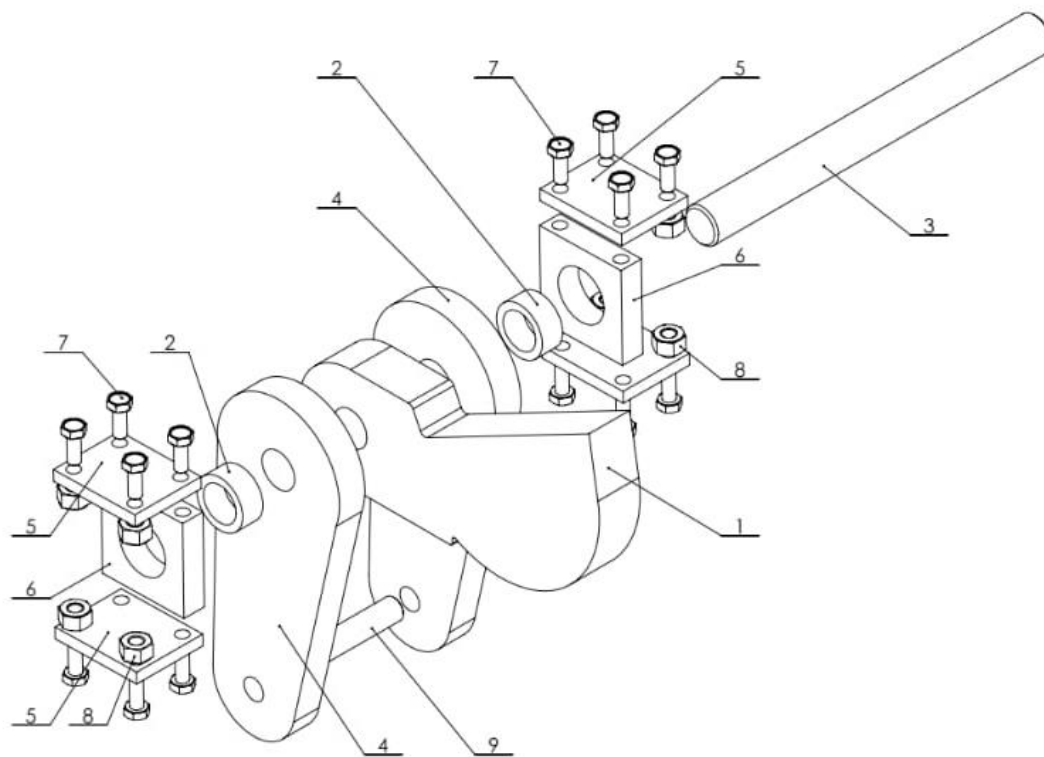


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 16 Rodillo lateral



Plano 17 Rodillo central

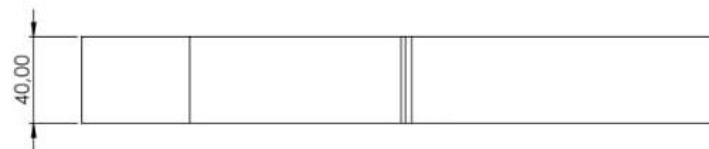
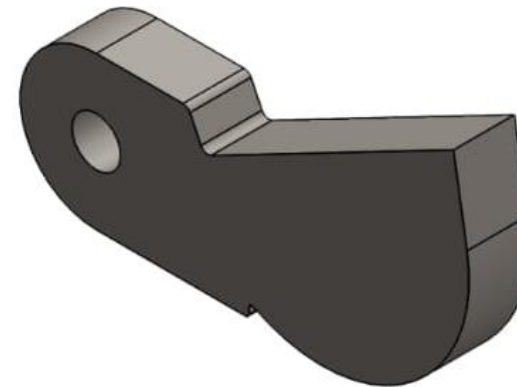
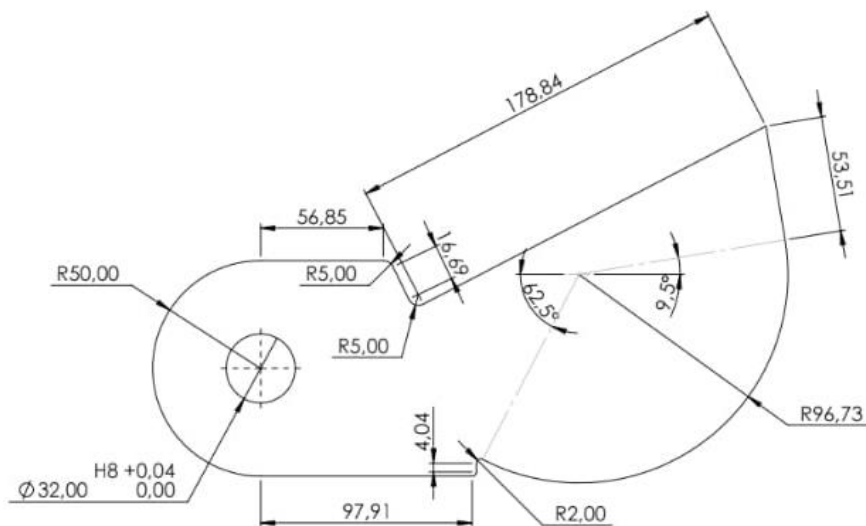


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Gancho de sujeción	1
2	Bocín de bronce	2
3	Eje del gancho	1
4	Brazo de unión	2
5	Placa lateral	4
6	Placa de soporte central	2
7	Perno hexagonal M12x25	16
8	Tuerca M12	8
9	Pín de unión	1

ESPOL		
Mesa volteadora de flejes		ESCALA: 1:3
Vista explosionada del ensamble del gancho de sujeción		FECHA: 1/9/25
 DISEÑO: Darío Quiñónez APROBADO: Ing. Galo Durazno	MATERIAL:	UNIDADES: mm
	DIBUJÓ: Stalyn Baque	CANTIDAD:
	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO: 18

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 18 Vista explosionada del ensamble del gancho de sujeción

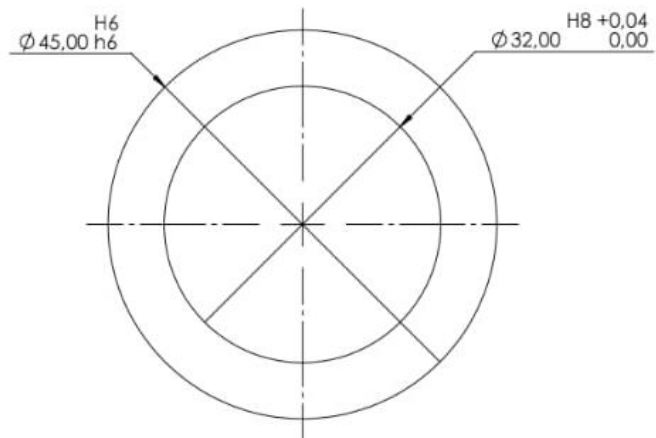


Tolerancia general ± 0.2

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:2
			FECHA: 1/8/25
	Gancho de sujeción		MATERIAL: ASTM A36
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque	UNIDADES: mm
	APROBADO: Ing. Galo Durazo	REVISÓ: Ing. Galo Durazo	CANTIDAD: 1
			NO: 19

Plano 19 Gancho de sujeción

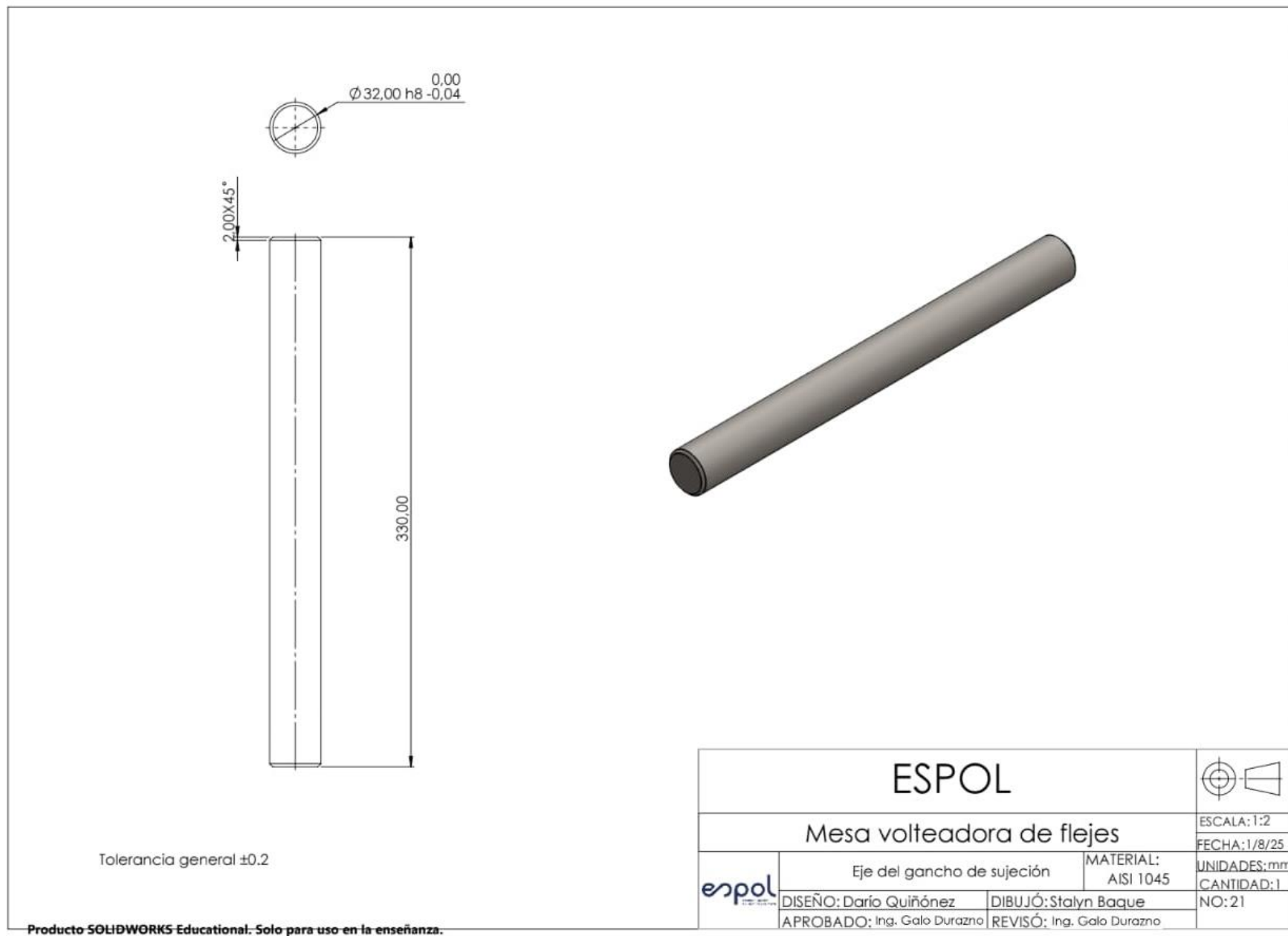


Tolerancia general ± 0.2

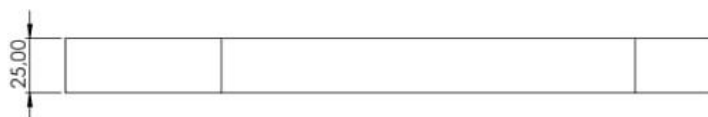
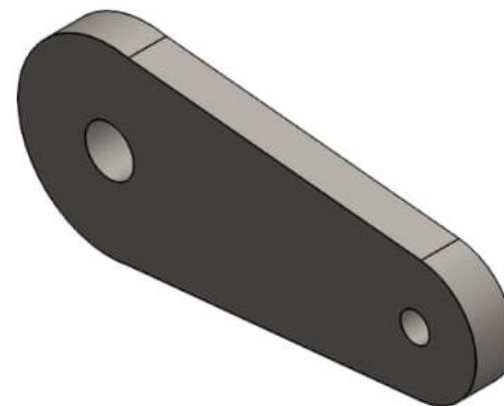
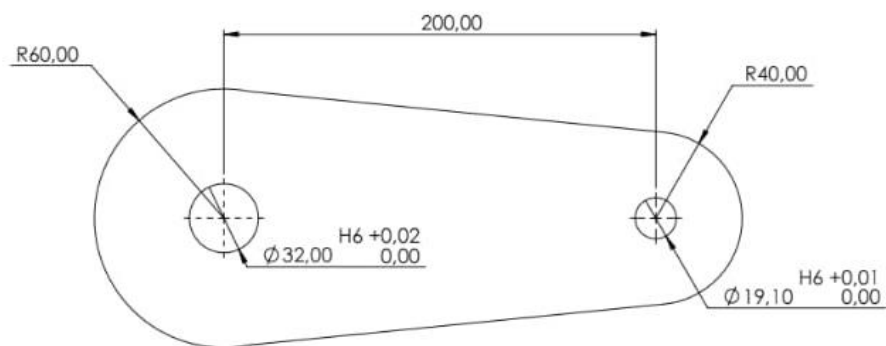
ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 2:1
			FECHA: 30/08/2025
	Bocin de bronce		MATERIAL: Bronce
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJO: Stalyn Baque	UNIDADES: mm
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	CANTIDAD: 2
			NO: 20

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 20 Bocín de bronce



Plano 21 Eje del gancho de sujeción

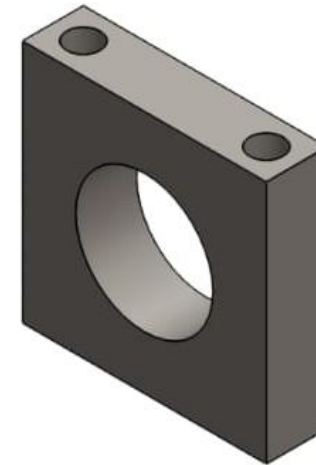


Tolerancia general ± 0.2

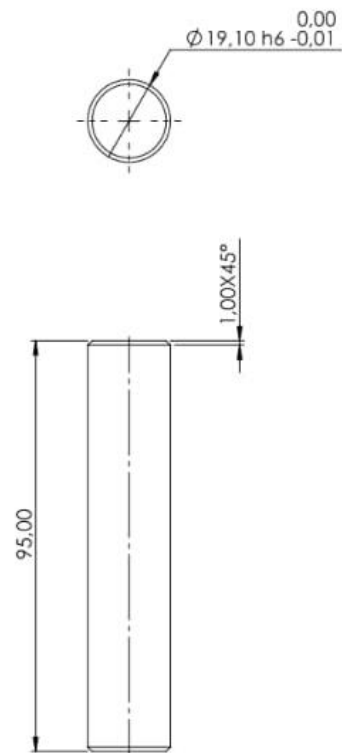
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL		
Mesa volteadora de flejes		ESCALA: 1:2 FECHA: 1/9/25
	Brazo de unión	MATERIAL: ASTM - A36
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJO: Stalyn Bague
	APROBADO: Ing. Galo Durazo	REVISÓ: Ing. Galo Durazo
		UNIDADES: mm CANTIDAD: 2 NO: 22

Plano 22 Brazo de unión



		ESCALA: 1:1 FECHA: 1/9/25	
Mesa volteadora de flejes			
	Placa de soporte central		MATERIAL: ASTM -A36
	DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJÓ: Stalyn Baque
	APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno
		UNIDADES: mm CANTIDAD: 2	NO: 24

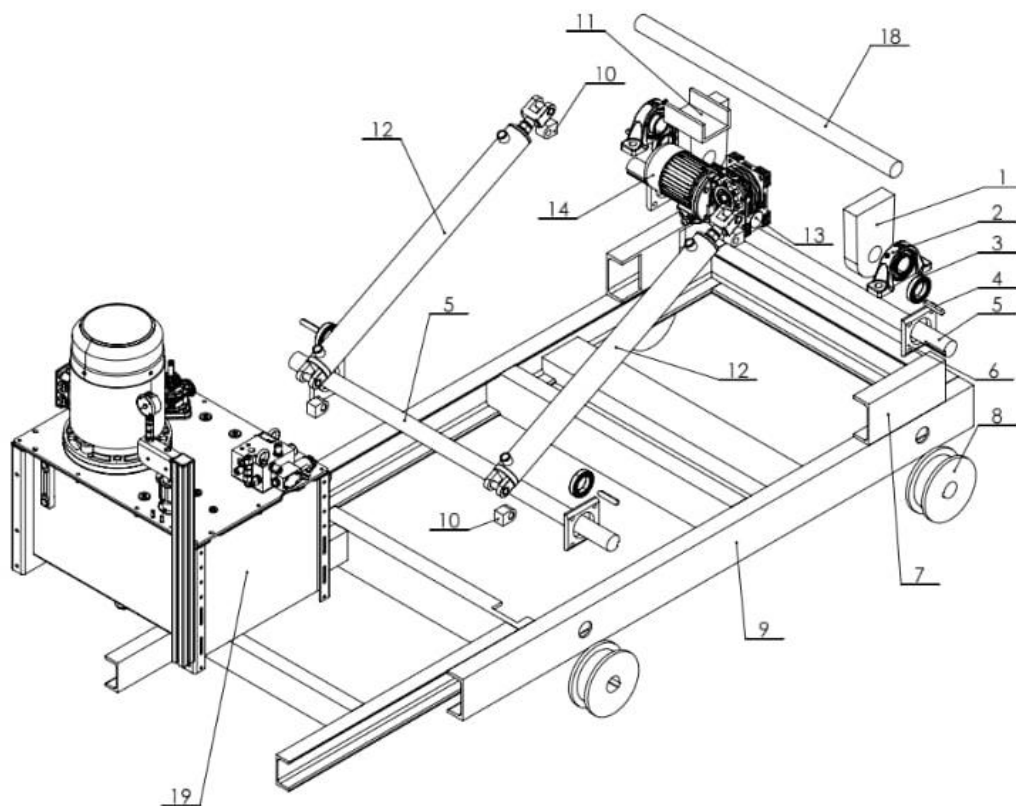


Tolerancia general $\pm 0,2$

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:1
			FECHA: 1/9/25
	Pin de unión		MATERIAL: AISI - 1045
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJO: Stalyn Baque	UNIDADES: mm
	APROBADO: Ing. Galo Durazo	REVISÓ: Ing. Galo Durazo	CANTIDAD: NO: 25

Plano 25 Pin de unión



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Orejetas de fijación	2
2	Chumacera UPC 210	2
3	Rodamientos 6010 - 2Z	4
4	Cuña de las ruedas	4
5	Eje de las ruedas	2
6	Placa de sujeción lateral	4
7	Base de las chumaceras	2
8	Ruedas	4
9	Bancada	1
10	Orejetas de izado cilindro HMW - 1506	4
11	Base de apoyo de la caja reductora	1
12	Cilindro HCW-2530	2
13	Reductor SITU U 63 F 30 B3	1
14	Motor WEC W22 143/5T de 1HP	1
16	Viga UPN Central H	1
17	Viga UPN Central H2	1
18	Eje bancada superior	1
19	Central hidráulica de 20 gal	1

ESPOL



Mesa volteadora de flejes

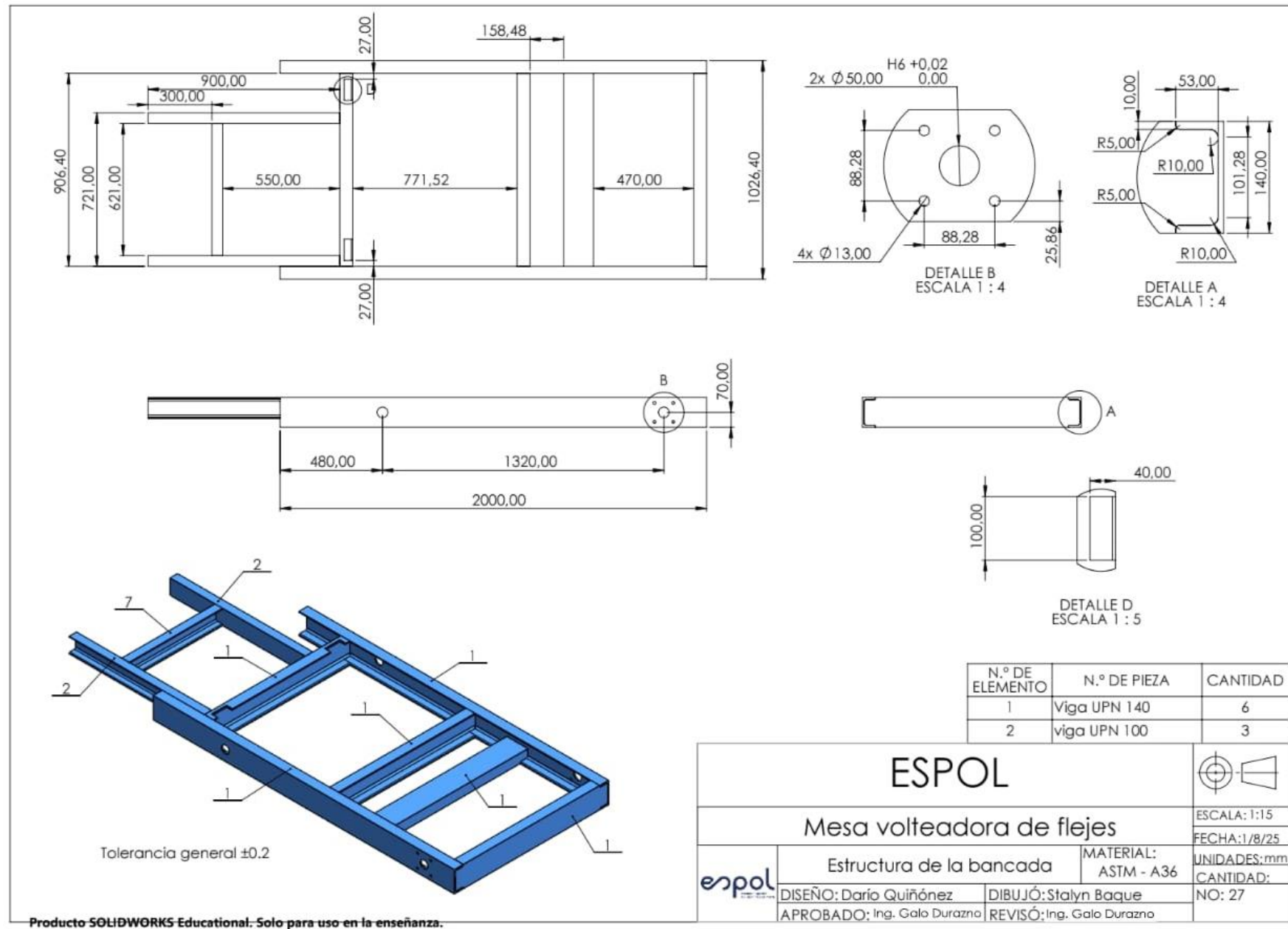
ESCALA: 1:12

FECHA: 1/9/25

	Vista explosionada y lista de materiales de la bancada de la mesa	MATERIAL:	UNIDADES: mm
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque	CANTIDAD:
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO: 26

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 26 Vista explosionada y lista de materiales de la bancada de la mesa



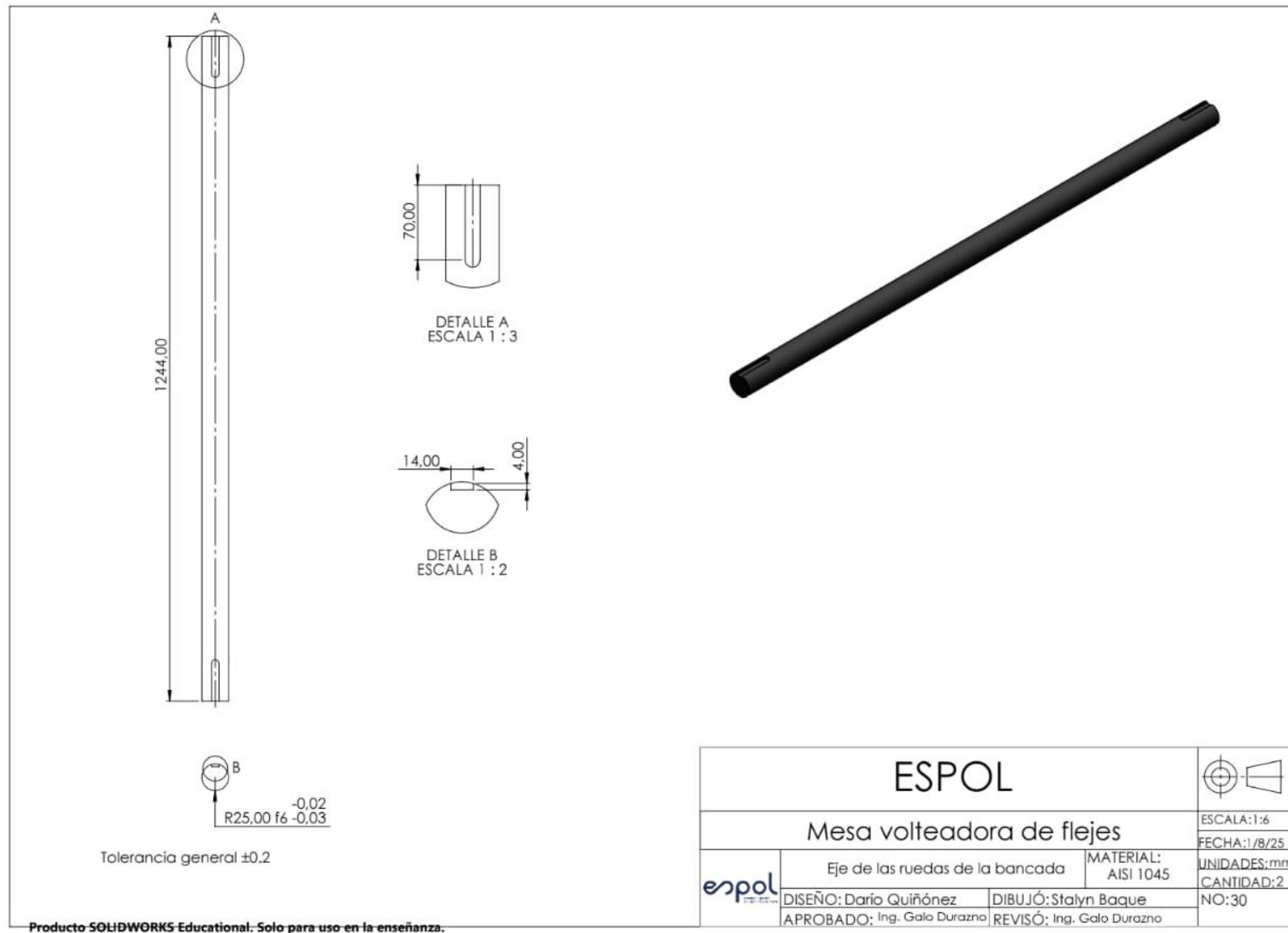
Plano 27 Estructura de la bancada



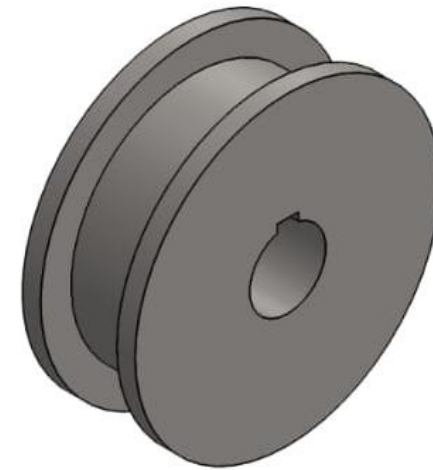
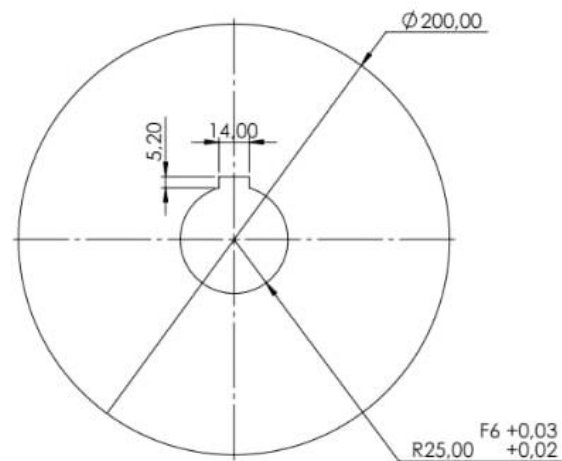
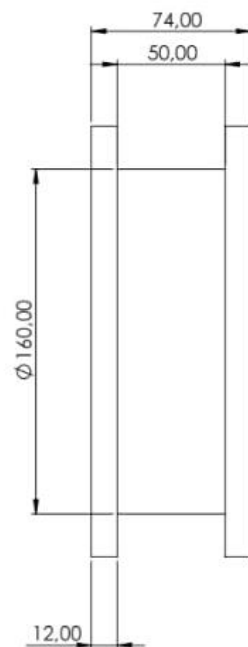
Plano 28 Eje de unión de la estructura superior de la mesa con la bancada



Plano 29 Placa de soporte del eje de la rueda



Plano 30 Eje de las ruedas de la bancada

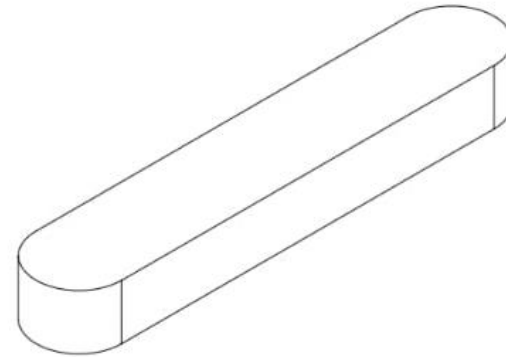
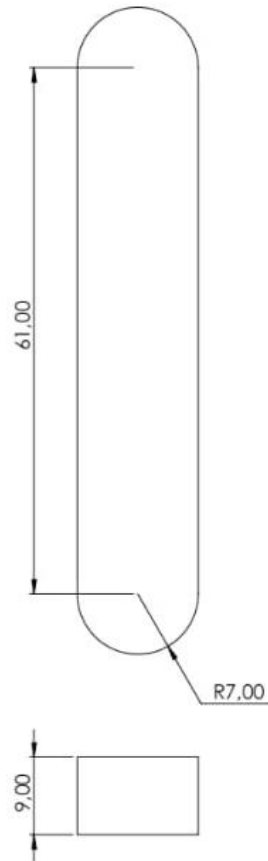


Tolerancia general ± 0.2

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:2
			FECHA: 1/8/25
	Ruedas de la mesa	MATERIAL: AISI 1020	UNIDADES: mm
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque	CANTIDAD: 4
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO: 31

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 31 Ruedas de la mesa

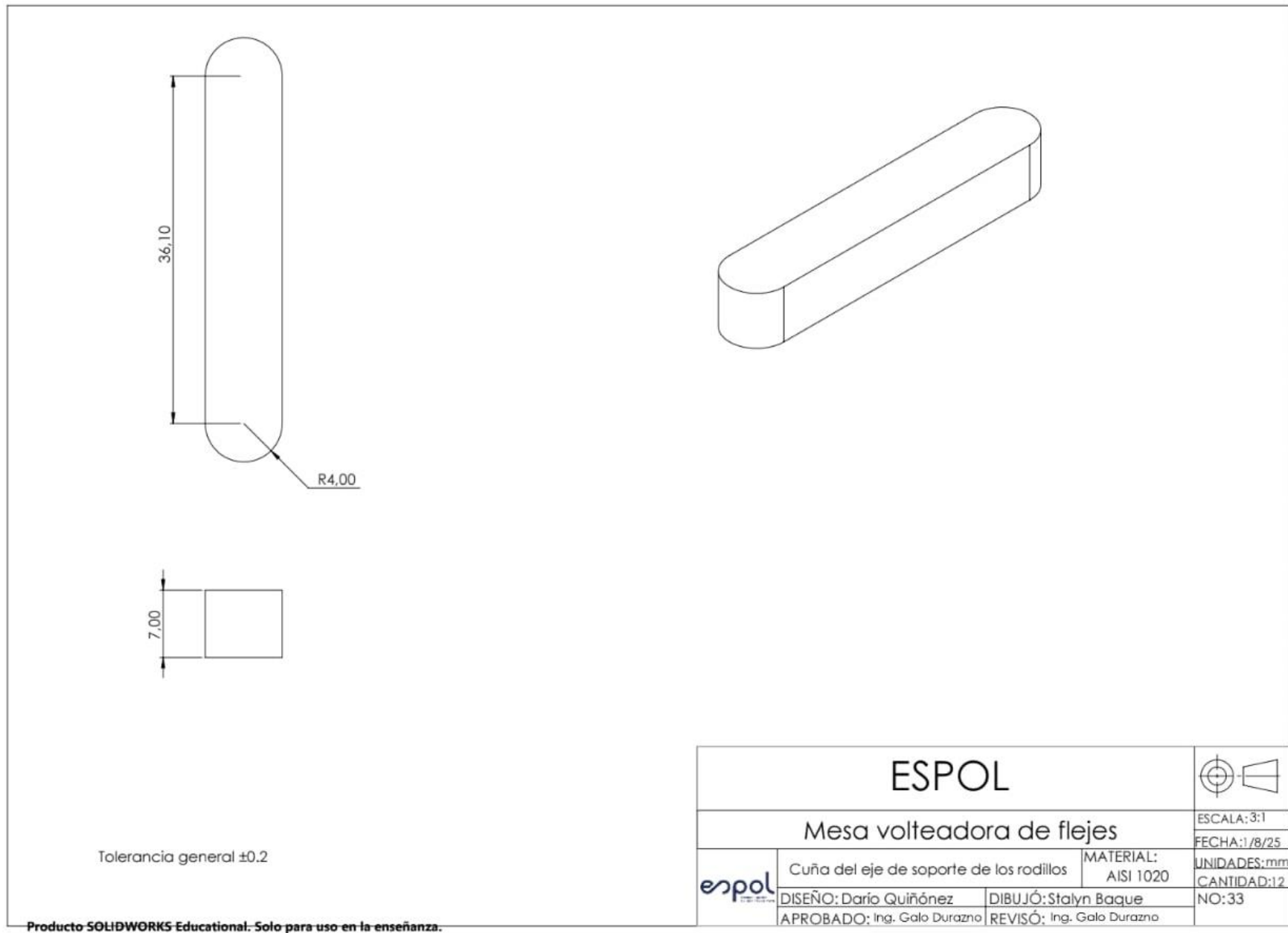


Tolerancia general ± 0.2

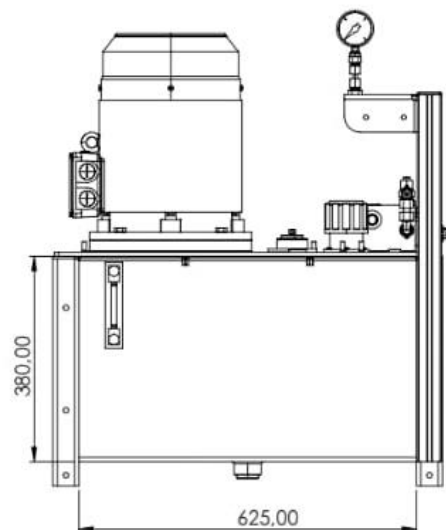
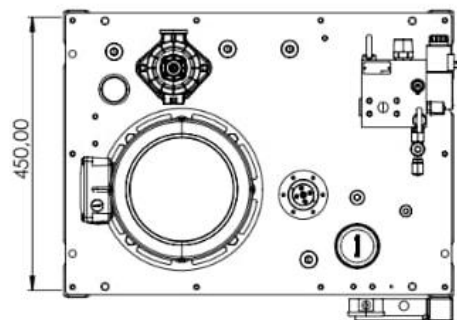
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 2:1
			FECHA: 1/8/25
	Cuña del eje de las ruedas		MATERIAL: AISI 1020
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque	UNIDADES: mm
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno	CANTIDAD: 4
			NO: 32

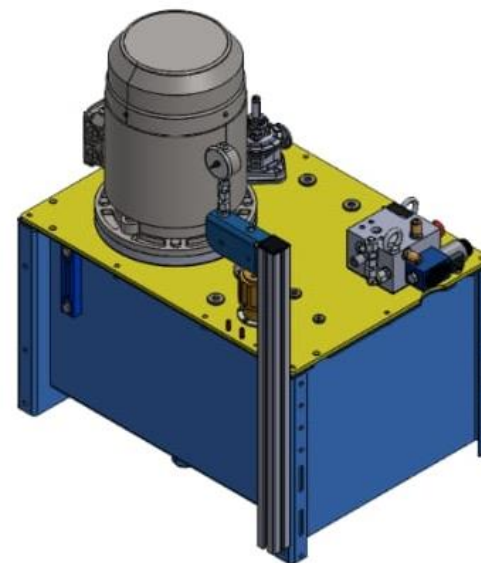
Plano 32 Cuña de eje de las ruedas



Plano 33 Cuña del eje soporte de los rodillos



Tolerancia general ± 0.2

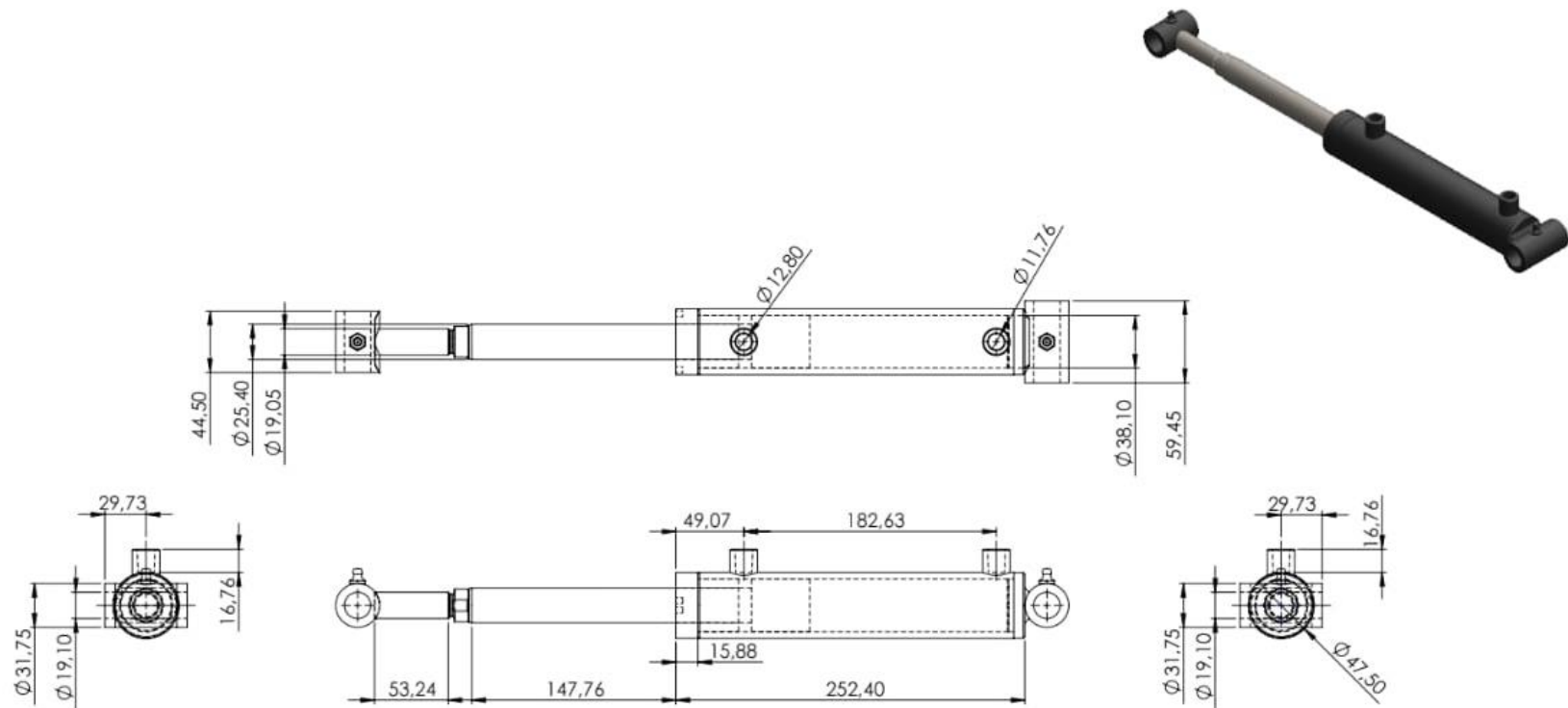


Unidad de potencia hidráulica estándar de 22 galones, con un motor de 5HP y una bomba de fujo fijo, con un desplazamiento de 15 cm³/rev a un caudal de 20 L/min. Obtenida del catálogo de BoschRexroth

ESPOL		
Mesa volteadora de flejes		ESCALA: 1:8
		FECHA: 1/8/25
	Central hidráulica	MATERIAL:
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJÓ: Stalyn Baque
	APROBADO: Ing. Galo Durazno	REVISÓ: Ing. Galo Durazno
		UNIDADES: mm
		CANTIDAD: 1
		NO:

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 34 Central hidráulica

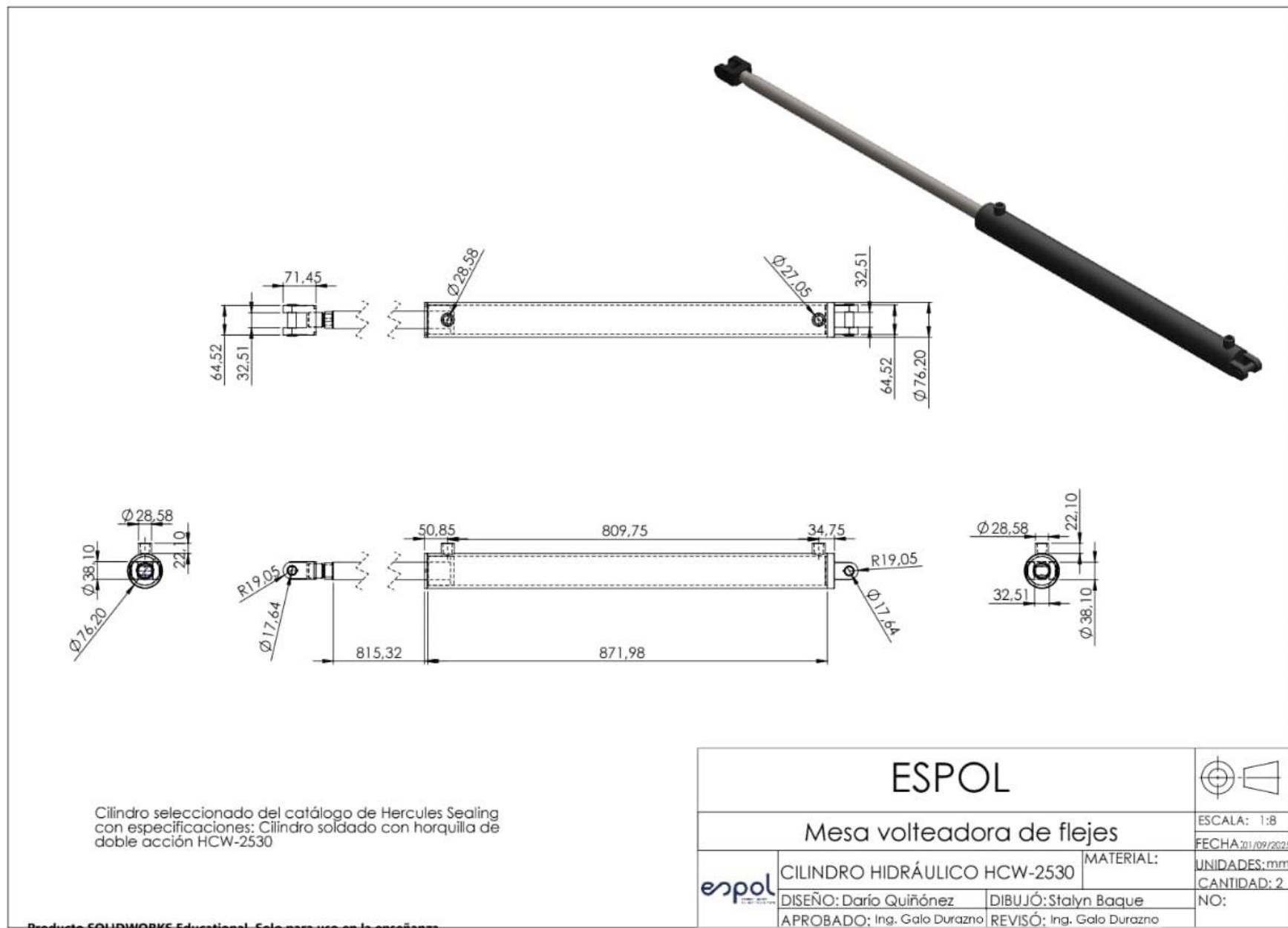


Cilindro seleccionado del catálogo de Hercules
Sealing con especificaciones: Cilindro soldado
mecánico de doble acción HMW-1506

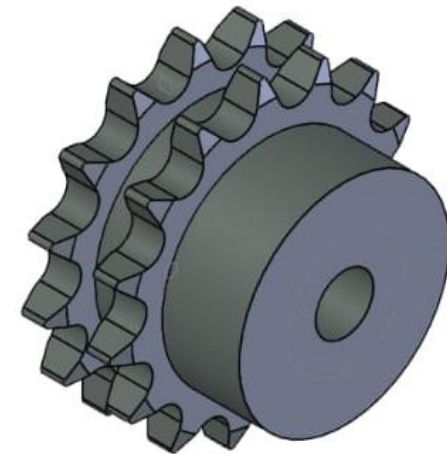
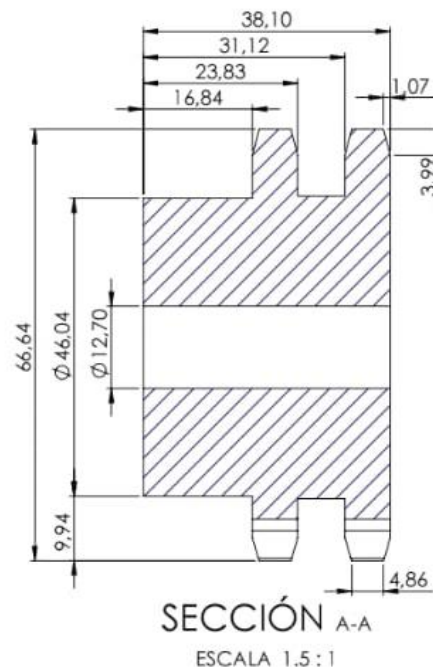
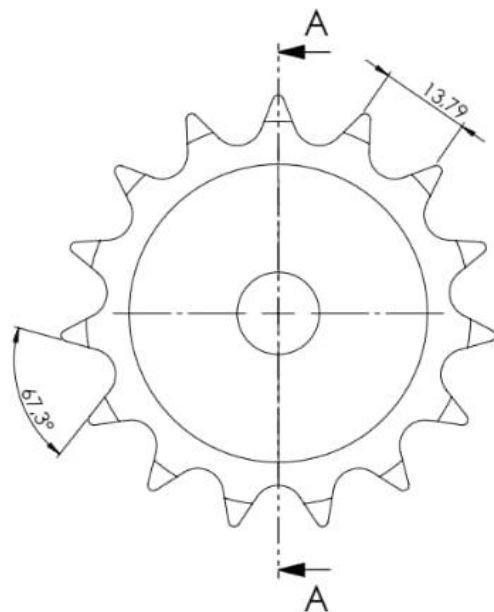
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA:
			FECHA: 10/09/2025
			UNIDADES: mm
CILINDRO HIDRÁULICO HMW-1506			MATERIAL:
DISEÑO: Darío Quiñónez			CANTIDAD: 1
DIBUJÓ: Stalyn Baque			NO:
APROBADO: Ing. Galo Durazo			REVISÓ: Ing. Galo Durazo

Plano 35 Cilindro hidráulico HMW – 1506



Plano 36 Cilindro hidráulico HCW – 2530

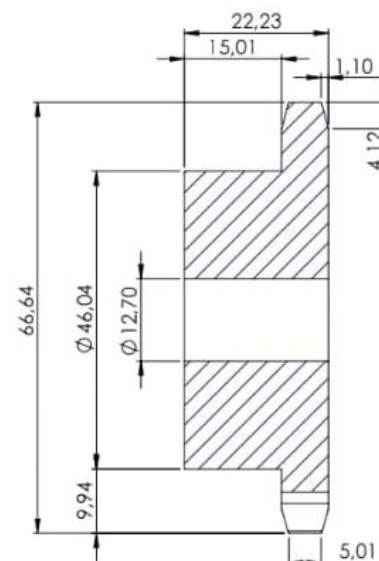
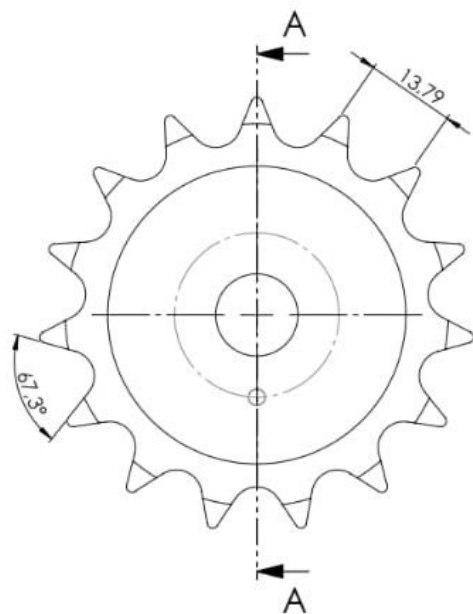


Catarina seleccionada del catálogo Martin con especificaciones: D40B15H paso 1/2"

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

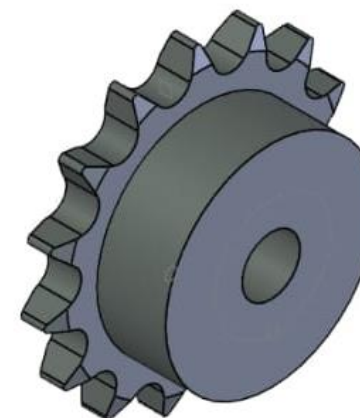
ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:1
CATARINA D40B15H 1/2"			FECHA: 01/09/2025
DISEÑO: Darío Quiñónez			UNIDADES: mm
DIBUJÓ: Stalyn Baque			CANTIDAD: 6
APROBADO: Ing. Galo Durazno			NO:
REVISÓ: Ing. Galo Durazno			

Plano 37 Catarina D40B15H 1/2"



SECCIÓN A-A

ESCALA 1.5 : 1

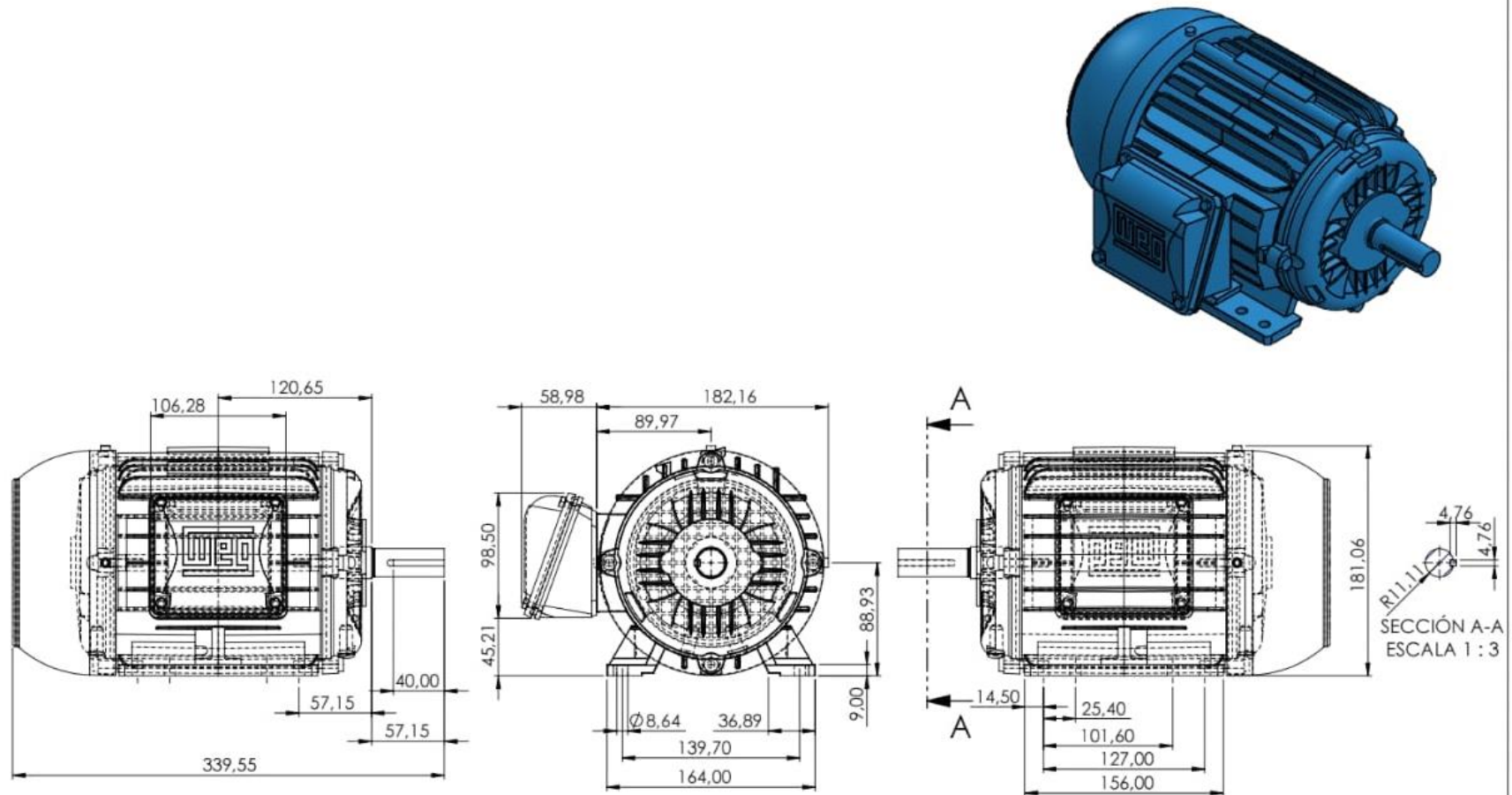


Catarina seleccionada del catálogo Martin con especificaciones: 40B15 paso 1/2"

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1.5:1
Catarina 40B15 1/2"			FECHA: 2011/09/20/2015
DISEÑO: Darío Quiñónez		MATERIAL:	UNIDADES: mm
DIBUJÓ: Stalyn Bague			CANTIDAD: 1
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO:

Plano 38 Catarina 40B15 1/2"

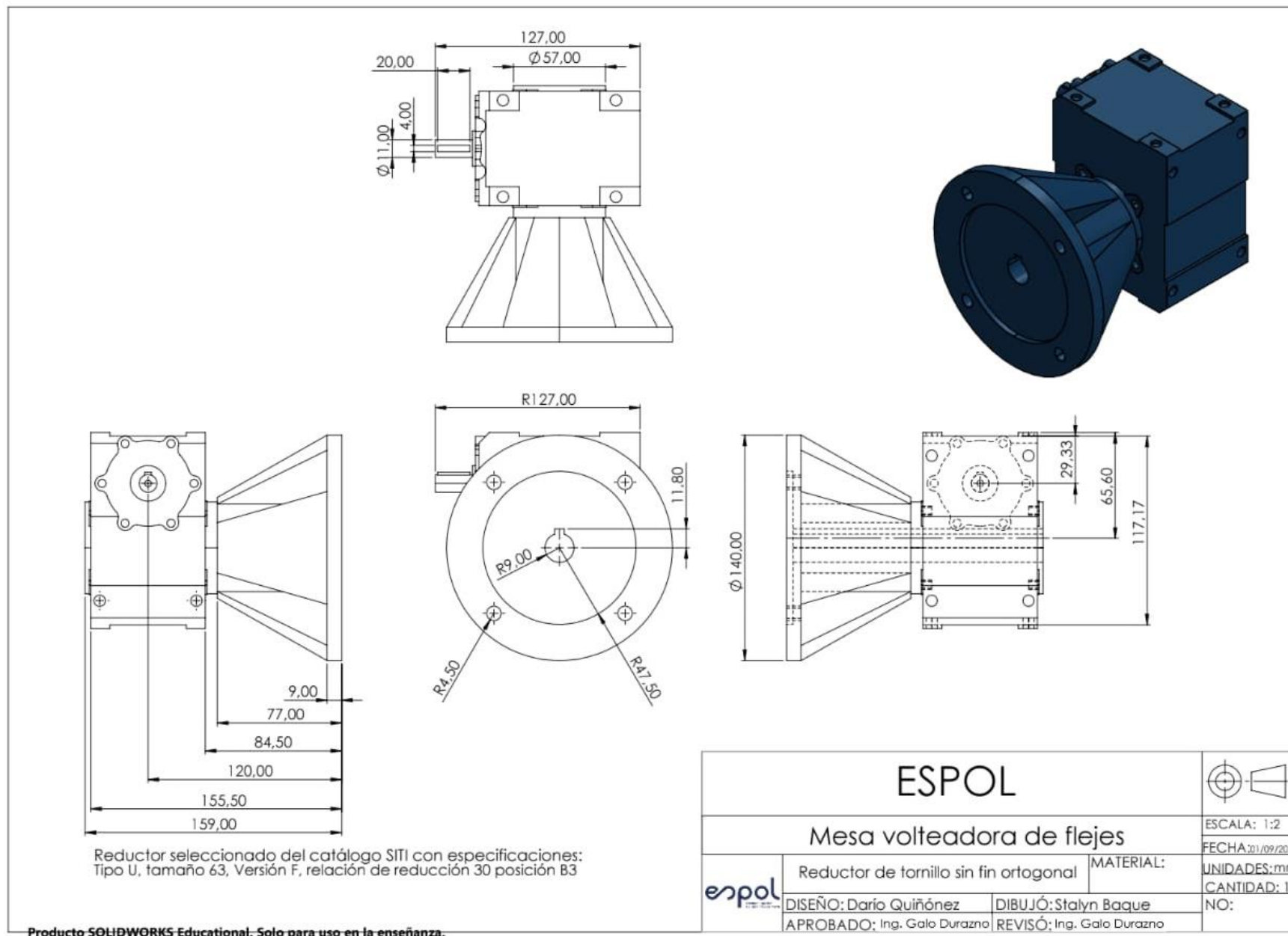


Motor seleccionado del catálogo WEG con especificación: WEG W22 143/5T de 1HP 1760RPM 460V

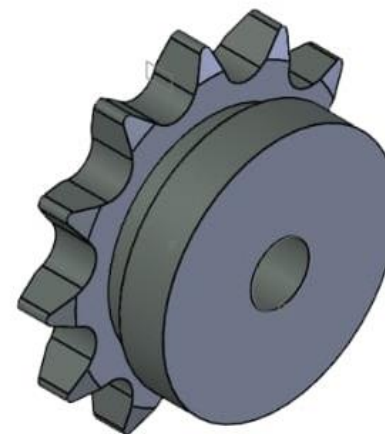
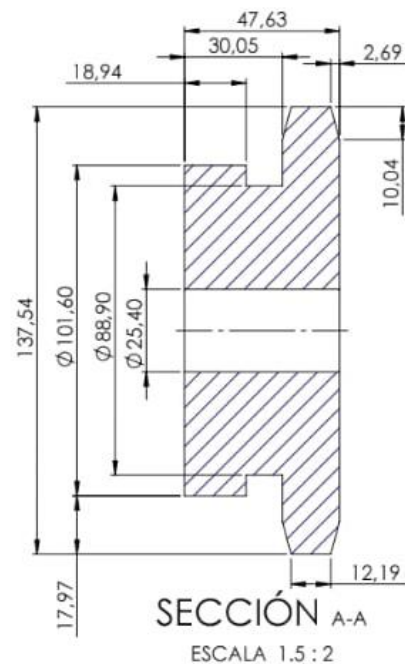
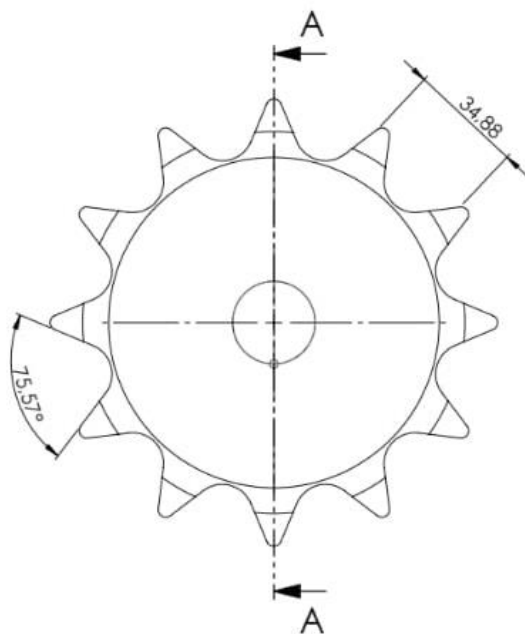
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:3
FECHA: 01/09/2025			UNIDADES: mm
CANTIDAD: 1			NO:
DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJÓ: Stalyn Baque	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	

Plano 39 Motor trifásico de 1HP



Plano 40 Reductor de tornillo sin fin ortogonal

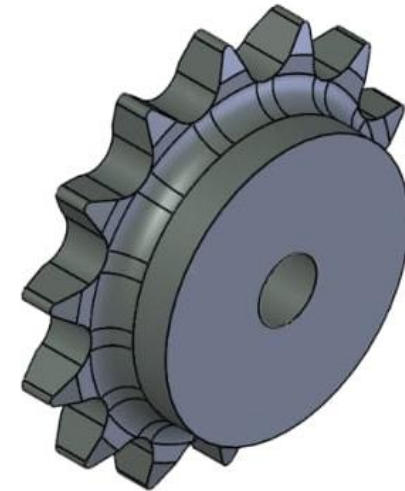
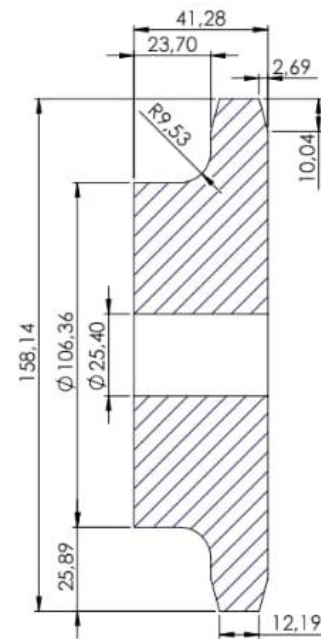


Catarina seleccionada del catálogo Martin con especificaciones: 100B12 paso 1 1/4"

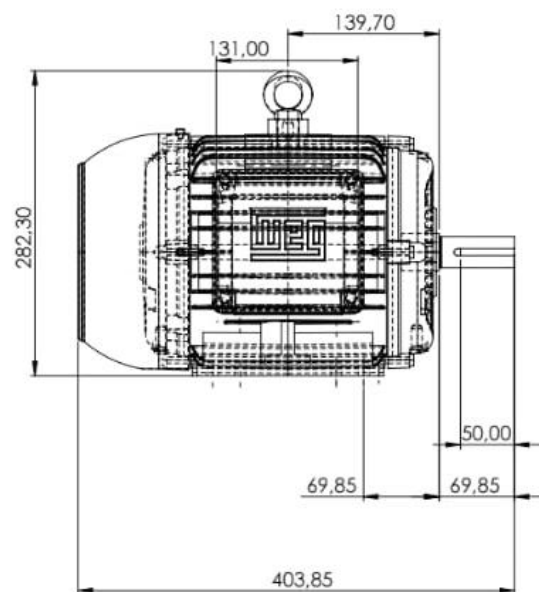
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1.5:2
Catarina 100B12 1 1/4"			FECHA: 201/09/2025
DISEÑO: Darío Quiñónez		MATERIAL:	UNIDADES: mm
DIBUJO: Stalyn Baque			CANTIDAD: 1
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	NO:

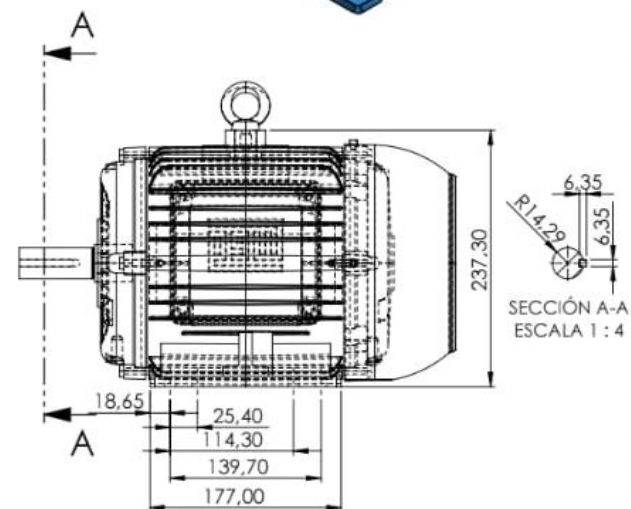
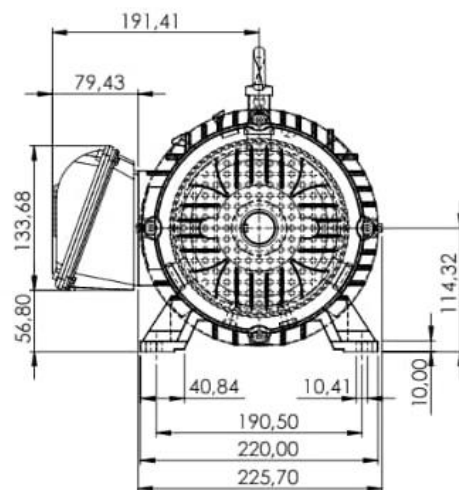
Plano 41 Catarina 100B12 1 1/4"



ESPOL		
Mesa volteadora de flejes		ESCALA: 1:5.2 FECHA: 20/09/2025
	Catarina 100B14 1 1/4"	MATERIAL:
	DISEÑO: Darío Quiñónez	DIBUJO: Stalyn Baque
	APROBADO: Ing. Gelo Durazno	REVISÓ: Ing. Gelo Durazno
		UNIDADES: mm CANTIDAD: 1 NO:



Motor seleccionado del catálogo WEG con especificaciones: WEG W22 182/4T de 3HP 1760RPM 460V



ESPOL



Mesa volteadora de flejes

ESCALA: 1:4

MOTOR TRIFÁSICO DE 3HP

MATERIAL:

FECHA: 01/09/2025

espol

DISEÑO: Darío Quiñónez

DIBUJÓ: Stalyn Baque

UNIDADES: mm

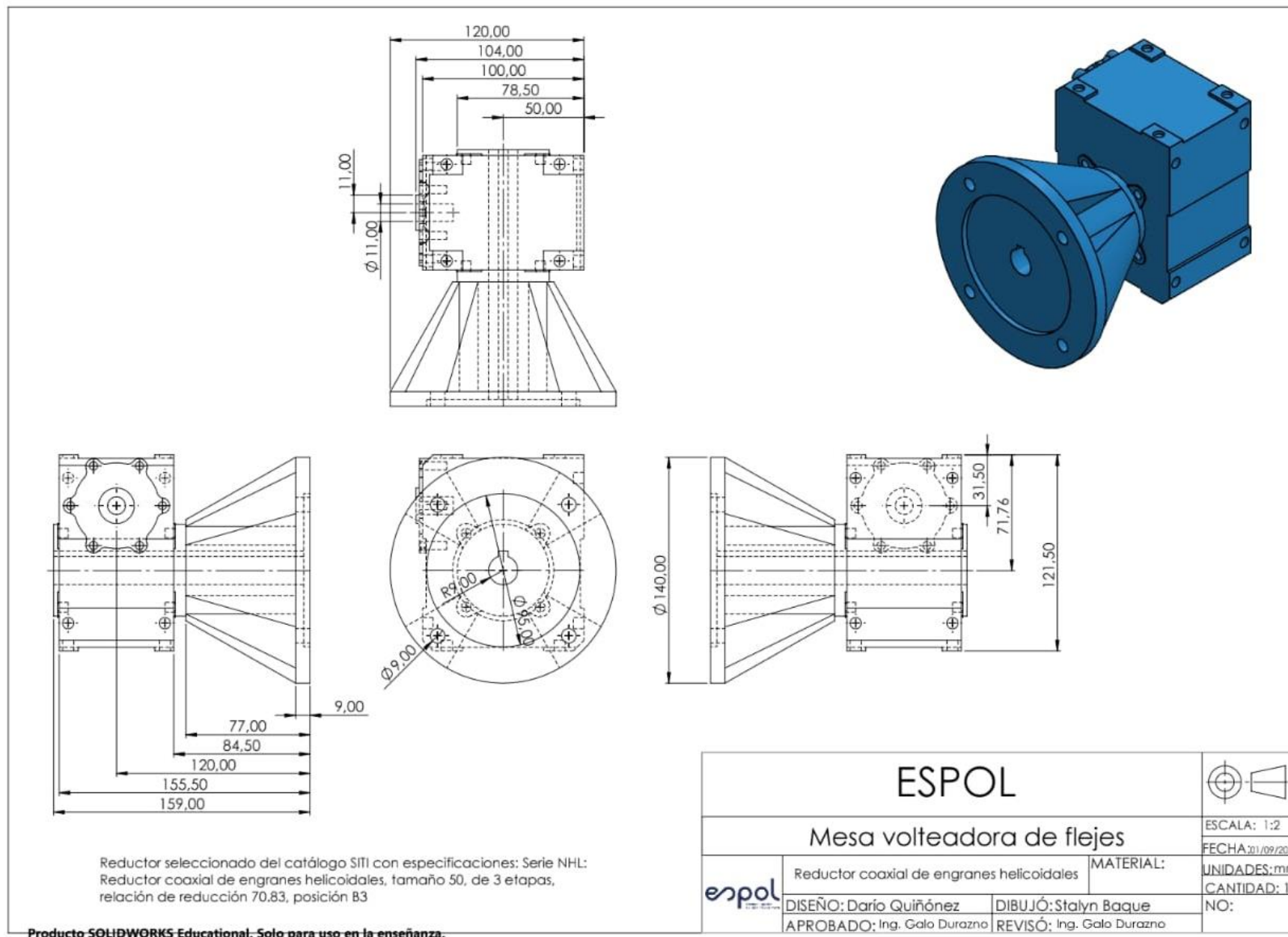
APROBADO: Ing. Galo Durazo

REVISÓ: Ing. Galo Durazo

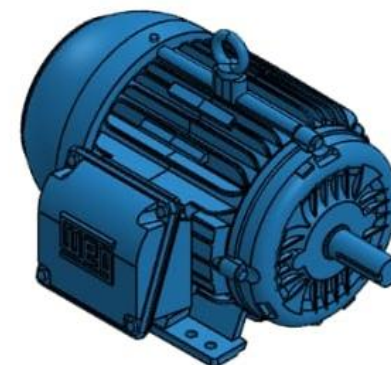
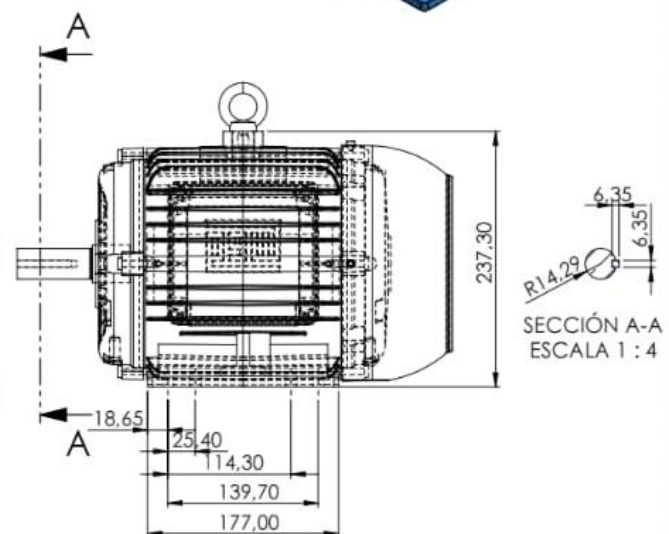
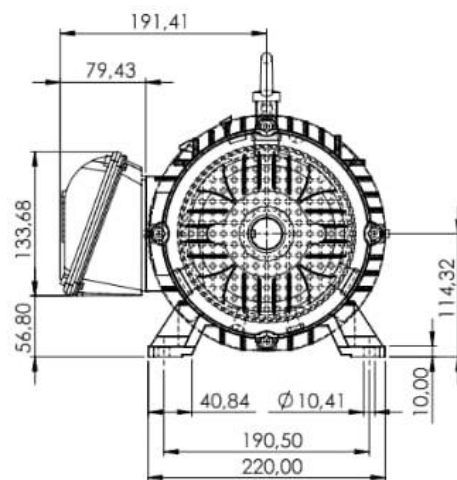
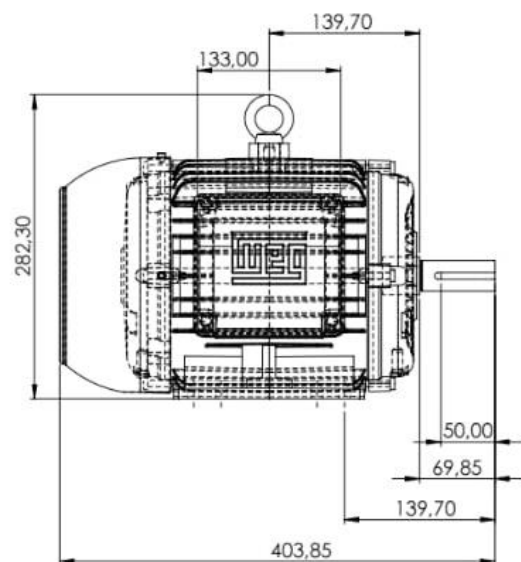
NO:

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 43 Motor trifásico de 3HP



Plano 44 Reductor coaxial de engranes helicoidales

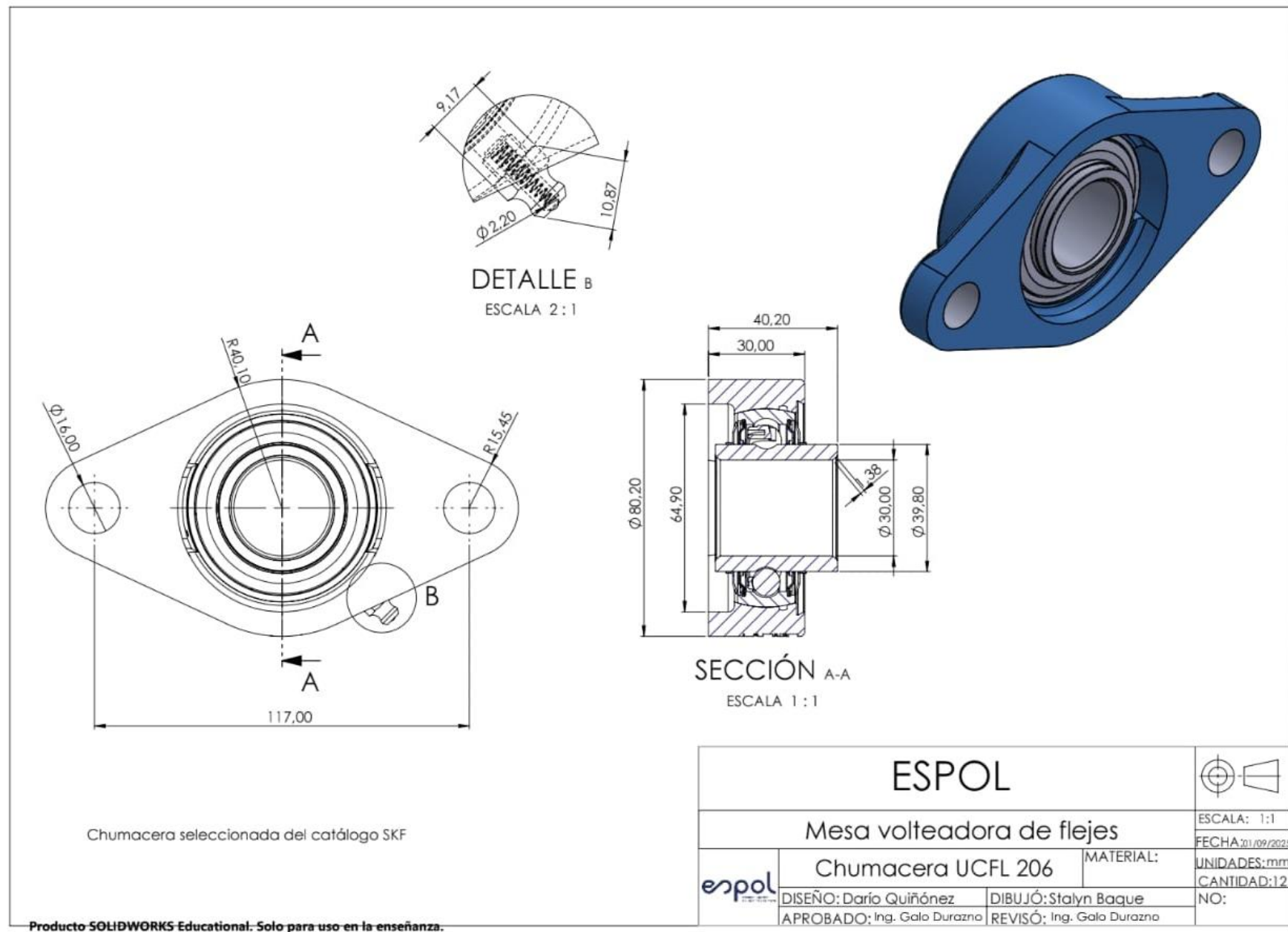


Motor seleccionado del catálogo WEG con especificaciones: WEG W22 182/4T de 3HP 1760RPM 460V

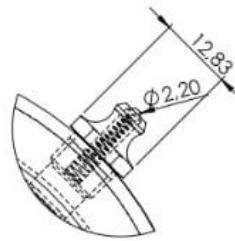
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:4
MOTOR TRIFÁSICO DE 5HP			FECHA: 10/09/2025
DISEÑO: Darío Quiñónez		MATERIAL:	UNIDADES: mm
APROBADO: Ing. Galo Durazna		REVISÓ: Ing. Galo Durazna	CANTIDAD: 1
			NO:

Plano 45 Motor trifásico de 5HP

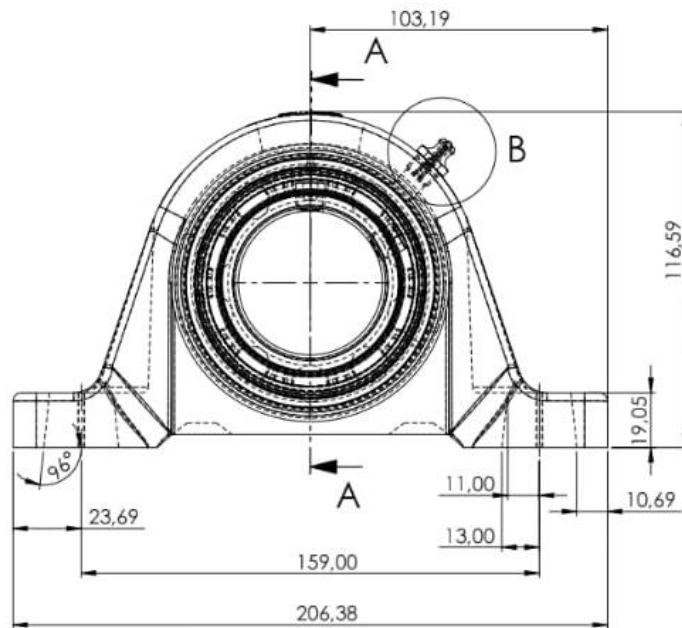


Plano 46 Chumacera UCFL 206

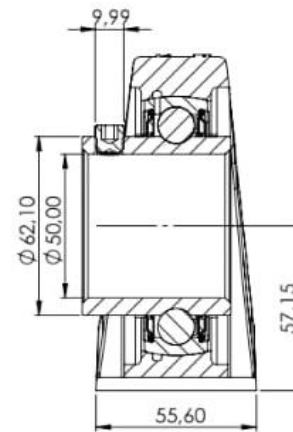


DETALLE B

ESCALA 2 : 1.5



Chumacera seleccionado del catálogo SKF



SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 1.5

ESPOL			
Mesa volteadora de flejes			ESCALA: 1:1.5
Chumacera UCP 210			FECHA: 01/09/2025
MATERIAL:		UNIDADES: mm	
DISEÑO: Darío Quiñónez		DIBUJÓ: Stalyn Baque	
APROBADO: Ing. Galo Durazno		REVISÓ: Ing. Galo Durazno	
NO:			CANTIDAD: 2

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano 47 Chumacera UCP 210