UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL DESMONTAJE DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DIÁMETRO Y LONGITUD VARIABLE PARA EL TALLER TRAC SERVICE RAMOS."

AUTORA: Jessica Fernanda Ramos Guerrero

TUTOR: Ing. Segundo Manuel Espín Lagos, Mg

AMBATO - ECUADOR

Agosto - 2024

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL DESMONTAJE DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DIÁMETRO Y LONGITUD VARIABLE PARA EL TALLER TRAC SERVICE RAMOS",** elaborado por la señorita **Jessica Fernanda Ramos Guerrero,** portadora de la cédula de ciudadanía **C.I. 060486683-0** estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, agosto 2024



…….

Ing. Segundo Manuel Espín Lagos, Mg.

TUTOR

AUTORIA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **Jessica Fernanda Ramos Guerrero con C.I. 060486683-0,** declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente Proyecto Técnico con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL DESMONTAJE DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DIÁMETRO Y LONGITUD VARIABLE PARA EL TALLER TRAC SERVICE RAMOS",** así como también las ideas, contenidos, cálculos realizados, resultados, conclusiones y recomendaciones, son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, agosto 2024



Jessica Fernanda Ramos Guerrero

C.I. 060486683-0

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, agosto 2024



Jessica Fernanda Ramos Guerrero

C.I. 060486683-0

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del tribunal de grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por la estudiante Jessica Fernanda Ramos Guerrero de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL DESMONTAJE DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DIÁMETRO Y LONGITUD VARIABLE PARA EL TALLER TRAC SERVICE RAMOS".**

Ambato, agosto 2024

Para constancia firman:



.....

Ing. Christian Byron Castro Miniguano, Mg.

MIEMBRO CALIFICADOR



.....

Ing. Diego Fernando Núñez Núñez, M.Sc.

MIEMBRO CALIFICADOR

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación lo dedico a Dios por haberme dado la oportunidad de culminar con la carrera, a mi familia quienes con su apoyo, amor y consejos me han ayudado a seguir adelante a cumplir cada una de mis metas y mis amigos por su apoyo incondicional en clases y trabajos universitarios.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi gratitud a Dios, a mi madre Fanny Guerrero, y a mis abuelos Carmen Chicaiza, Fanny Asqui y Rigoberto Guerrero, quienes desde el cielo han sido mis guías en cada etapa de mi vida. Sus enseñanzas me han inspirado a perseverar y alcanzar cada una de mis metas. También agradezco a mi padre, cuyo amor, paciencia y consejos han sido constantes apoyos a lo largo de mi carrera y vida. Mis hermanos Guillermo y Rodney quienes han sido mis pilares en los momentos difíciles, por cada motivación doy las gracias por ser mis compañeros de vida y por estar siempre a mi lado.

Asimismo, doy gracias a mi tío Fabián por su ayuda y consejos en el proyecto, los cuales serán invaluable durante mi carrera profesional. Igualmente, agradezco a mis tías, tío y abuelito quienes con su amor y consejos me han guiado y ayudado en el camino de la vida.

A los ingenieros de la carrera de Ingeniería Mecánica, por sus enseñanzas y experiencias académicas que contribuyeron a mi formación profesional. Además, a la licenciada Noria Carrillo y Alex Autacoma, quienes con su tiempo y paciencia me brindaron su apoyo para completar mi etapa universitaria.

A mi tutor, Ing. Segundo Espín, por su colaboración en el desarrollo de este proyecto, por su apoyo constante y por compartir sus conocimientos a lo largo de este período.

INDICE DE CONTENIDOS

APROBACIÓN DEL TUTOR....ii
AUTORIA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN iii
DERECHOS DE AUTOR....iv
APROBRACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO....v
DEDICATORIA vi
AGRADECIMIENTO....vii
INDICE DE CONTENIDOS viii
RESUMEN EJECUTIVO xvii
ABSTRACT....xviii
CAPÍTULO I 1
ANTECEDENTES 1
1.1 Tema de Investigación....1
1.2 Antecedentes....1
1.3 Justificación....2
1.4 Objetivos....4
1.4.1 Objetivo General....4
1.4.2 Objetivos Específicos 4
CAPÍTULO II....5
FUNDAMENTACIÓN 5
2.1 Investigaciones previas....5
2.2 Fundamentación teórica....6
2.2.1 Hidráulica 6
2.2.2 Olehidráulica 6

2.2.2.1 Ventajas de la olehidráulica 7
2.2.2.2 Desventajas de la olehidráulica 8
2.2.3 Principio de Pascal 8
2.2.4 Fluido hidráulico 9
2.2.5 Sistema Hidráulico 10
2.2.5.1 Elementos de un sistema hidráulico 10
2.2.5.1.1 Bomba hidráulica 10
2.2.5.1.2 Válvula de control 13
2.2.5.1.3 Depósito de fluido hidráulico 14
2.2.5.1.4 Filtro hidráulico 15
2.2.5.1.5 Tuberías hidráulicas 16
2.2.5.1.6 Manómetro 16
2.2.5.1.7 Cilindro hidráulico 17
2.2.5.1.7.1 Partes del cilindro hidráulico 17
2.2.5.1.7.2 Tipos de cilindros hidráulicos 18
CAPÍTULO III 21
DISEÑO DEL PROYECTO 21
3.1 Selección de alternativas 21
3.2 Cálculos 27
3.2.1 Parámetros de diseño 27
3.2.2 Diseño del sistema hidráulico 29
3.2.2.1 Cálculo de fuerzas 38
3.2.2.2 Cálculo de la distancia del torque 30

3.2.2.3 Cálculo de caudales 31
3.2.2.4 Cálculo de tiempo de desmontaje 32
3.2.2.5 Selección de los cilindros hidráulicos 33
3.2.2.6 Cálculo de elementos de conexión hidráulica 34
3.2.2.7 Selección del aceite hidráulico 37
3.2.3 Diseño del sistema mecánico 38
3.2.3.1 Mecanismo de la rueda de afloje y ajuste 38
3.2.3.2 Mecanismo de soporte corredizo 50
3.2.4 Diseño del sistema estructural 56
3.2.4.1 Dimensionamiento del riel 56
3.2.4.2 Dimensionamiento de la bancada 57
3.2.4.3 Análisis Estructural 61
3.3 Proceso de construcción 65
3.3.1 Materiales, herramientas y equipos para la construcción 67
3.3.2 Construcción de la bancada 69
3.3.3 Construcción del riel móvil 69
3.3.4 Ensamble del sistema hidráulico 70
3.3.5 Construcción del mecanismo de afloje y ajuste 71
3.3.6 Construcción del mecanismo del soporte corredizo 72
3.3.7 Ensamble final 73
3.4 Presupuesto 74
3.4.1 Costo de materia prima 74

3.4.2 Costo de componentes estándares 75

3.4.3 Costo de los procesos de manufactura 76

3.4.4 Costo total del mecanismo de desmontaje 76

3.5 Pruebas de funcionamiento 81

3.6 Análisis del Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos 81

CAPÍTULO IV 86

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 86

4.1 Conclusiones 86

4.2 Recomendaciones 87

BIBLIOGRAFÍA 88

ANEXOS 93

PLANOS 96

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema del sistema hidráulica del brazo de una excavadora 7

Figura 2. Principio de Pascal.....9

Figura 3. Funcionamiento y partes de una bomba de engranajes 11

Figura 4. Esquema del funcionamiento y partes internas de una bomba de paletas. 12

Figura 5. Esquema de las partes internas de una bomba de pistones 12

Figura 6. Válvula de retención 3/8" (antirretorno) 13

Figura 7. Válvula direccional de 4 vías de centros abiertos.....13

Figura 8. Válvula de control de presión (reguladora) 14

Figura 9. Válvula de alivio de presión de una retroexcavadora 14

Figura 10. Tanque de aceite hidráulico y sus partes 15

Figura 11. Diferentes tipos de filtros hidráulicos 16

Figura 12. Partes principales de un cilindro hidráulico 17

Figura 13. Cilindro de simple efecto 18

Figura 14. Cilindro de doble efecto ingreso de aceite por las dos entradas 19

Figura 15. Demostración del cilindro telescópico 19

Figura 16: Mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos por accionamiento neumático ..21

Figura 17. Mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico por accionamiento eléctrico 22

Figura 18. Mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos por accionamiento hidráulico. ..22

Figura 19. Diagrama del cilindro hidráulico de la excavadora Caterpillar 320 DL 28

Figura 20: Detalles de medidas de los cilindros hidráulicos 33

Figura 21: Rueda del mecanismo de ajuste y afloje. 40

Figura 22: Eje y rueda del mecanismo. 41

Figura 23: Localización de las fuerzas en el eje. 41

Figura 24: Diagrama de fuerzas en el plano X-Y. 42

Figura 25: Diagrama de fuerza cortante y momento flector. 43

Figura 26: Eje del mecanismo de desmontaje. 49

Figura 27: Carcasa del eje. 49

Figura 28: Soporte corredizo del mecanismo. 50

Figura 29. Dimensiones de la vista frontal del soporte corredizo. 50

Figura 30. Dimensiones de la vista lateral del soporte corredizo. 51

Figura 31. Mordaza de ajuste del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico. 55

Figura 32. Rieles que sostienen las mordazas de ajuste. 56

Figura 33. Perfil cuadrado acero estructural. 56

Figura 34: Riel móvil del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico. 57

Figura 35. Distribución de la fuerza en el perfil de la bancada. 59

Figura 36. Diagrama de fuerza cortante y momento. 59

Figura 37. Deformación de la viga IPN 140. 60

Figura 38. Esfuerzo en la viga IPN 140. 61

Figura 39. Mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos de diámetro y longitud variable. 64

Figura 40. Construcción de la bancada del mecanismo. 69

Figura 41. Riel del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos. 70

Figura 42. Conexión de mangueras al control de válvulas y cilindros hidráulicos. 71

Figura 43. Mecanismo de ajuste y afloje. 72

Figura 44. Construcción del soporte corredizo. 73

Figura 45. Ensamble final del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulicos. 73

Figura 46. Ensamble final y pintado del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos. ...74

Figura 47. Colocación de una pluma en el vástago. 77

Figura 48. Desmontaje del cilindro hidráulico. 78

Figura 49. Colocación del vástago en el mecanismo de afloje. 79

Figura 50. Manómetro de presión del mecanismo de afloje. 79

Figura 51. Posicionamiento del cilindro hidráulico a la rueda. 80

Figura 52. Tuerca de ajuste del pistón. 80

Figura 53. Cilindro hidráulico reparado. 81

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Evaluación del peso específico de cada criterio. 25

Tabla 2 Evaluación del peso específico del criterio de bajo costo del material y mano de obra. 25

Tabla 3 Evaluación del peso específico del criterio de facilidad de construcción. 25

Tabla 4 Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento. 26

Tabla 5 Evaluación del peso específico del criterio de funcionamiento operaciona. 26

Tabla 6 Evaluación del peso específico del criterio de disponibilidad.....26

Tabla 7 Evaluación final de cada criterio 27

Tabla 8 Especificaciones técnicas del cilindro hidráulico 28

Tabla 9 Características y dimensionamiento de la manguera 35

Tabla 10 Diámetros de prensado de conectores hidráulicos 36

Tabla 11 Especificaciones métricas de la férrula.....36

Tabla 12 Especificaciones métricas de la espiga 37

Tabla 13 Especificaciones del aceite mobil dte 13 38

Tabla 14 Parámetros en el factor de superficie. 45

Tabla 15 Valor correspondiente al factor de confiabilidad. 46

Tabla 16 Pesos de cada componente del mecanismo de afloje.. 57

Tabla 17 Medidas del perfil ipn 140.....58

Tabla 18 Resultado de la deformación de la bancada. 62

Tabla 19 Resultado de esfuerzo de von mises 63

Tabla 20 Resultado del factor de seguridad. 64

Tabla 21 Proceso de construcción del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulicos. 66

Tabla 22 Equipos utilizados en la construcción del mecanismo. 67

Tabla 23 Herramientas utilizadas en la construcción del mecanismo 67

Tabla 24 Instrumentos de medición utilizados en la construcción del mecanismo. 67

Tabla 25 Materia prima utilizada en la construcción del mecanismo 68

Tabla 26 Componentes estándar utilizados en la construcción del mecanismo. 68

Tabla 27 Costos de materia prima 75

Tabla 28 costos de componentes estándares 76

Tabla 29 Costos de los procesos de manufactura. 76

Tabla 30 Costo total del mecanismo de desmontaje.. 77

Tabla 31 Proceso de reparacion de cilindros hidraulicos sin utilizar el mecanismo 82

Tabla 32 Proceso de reparacion de cilindros hidraulicos utilizando el mecanismo 83

RESUMEN EJECUTIVO

El diseño y construcción del mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos se llevó a cabo debido a la complejidad y los elevados costos involucrados en el proceso de reparación de estos componentes en el taller Trac Service Ramos.

El proyecto se desarrolló en varias etapas, comenzando con una revisión de los antecedentes históricos y técnicos de los cilindros hidráulicos. Posteriormente, se detalló un análisis comparativo de diferentes alternativas de diseño evaluando criterios de costo, facilidad de construcción y mantenimiento. A partir de la selección de una de ellas, se realizó el diseño conceptual del mecanismo de desmontaje teniendo como referencia al cilindro hidráulico de la excavadora 320DL Caterpillar, se especificó el material de cada componente, se realizó cálculos de resistencia y análisis de costos. Finalmente se elaboró planos y especificaciones técnicas para cada pieza del mecanismo, asegurando su viabilidad y eficiencia operativa, para finalizar con pruebas que incluyeron la evaluación de la capacidad de desmontaje de cilindros de diferentes tamaños y la resistencia del mecanismo bajo condiciones de trabajo reales.

Como resultado la implementación de este proyecto facilita el mantenimiento de los cilindros hidráulicos, mejora la seguridad del técnico y reduce el tiempo de desarrollo del proceso de reparación en el taller Trac Service Ramos, este nuevo mecanismo incluye una unidad de potencia hidráulica con presión de 1500 psi, tiene una bancada de dimensiones 2,2 m de largo y ancho de 0,61 m presentando un factor de seguridad de 12,70 asegurando la disposición y resistencia que tendrá la estructura.

Palabras clave: cilindro hidráulico, unidad de potencia, bancada, desmontaje, mecanismo.

ABSTRACT

The design and construction of the mechanism for the disassembly of hydraulic cylinders was carried out due to the complexity and high costs involved in the repair process of these components in the Trac Service Ramos workshop.

The project was developed in several stages, starting with a review of the historical and technical background of hydraulic cylinders. Subsequently, a comparative analysis of different design alternatives was detailed, evaluating cost, ease of construction and maintenance criteria. Based on the selection of one of them, the conceptual design of the disassembly mechanism was made taking as reference the hydraulic cylinder of the Caterpillar 320DL excavator, the material of each component was specified, strength calculations and cost analysis were made. Finally, drawings and technical specifications were prepared for each part of the mechanism, ensuring its viability and operational efficiency, to finish with tests that included the evaluation of the disassembly capacity of cylinders of different sizes and the resistance of the mechanism under real working conditions.

As a result, the implementation of this project facilitates the maintenance of hydraulic cylinders, improves the safety of the technician and reduces the development time of the repair process in the workshop Trac Service Ramos, this new mechanism includes a hydraulic power unit with a pressure of 1500 psi, has a bench with dimensions 2.2 m long and width of 0.61 m presenting a safety factor of 12.70 ensuring the layout and resistance that the structure will have.

Keywords: hydraulic cylinder, power unit, bedplate, disassembly, mechanism.

CAPITULO I

ANTECEDENTES

1.1 Tema de Investigación

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL DESMONTAJE DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE DIÁMETRO Y LONGITUD VARIABLE PARA EL TALLER TRAC SERVICE RAMOS."

1.2 Antecedentes

Los cilindros hidráulicos son dispositivos mecánicos ampliamente utilizados en aplicaciones industriales, maquinaria pesada y sistemas hidráulicos en todo el mundo. Los cilindros hidráulicos tienen sus orígenes en la antigua Grecia, donde el matemático y científico Arquímedes describió el principio detrás de la ley de Pascal en el siglo III A.C. En 1795, el ingeniero e inventor británico Joseph Bramah patentó la prensa hidráulica, como una de las primeras aplicaciones prácticas de los cilindros hidráulicos que utilizaba cilindros con émbolos para generar fuerza y permitir el levante de objetos pesados o comprimirlos[1].

Los daños en los cilindros hidráulicos de maquinaria pesada son un problema común que puede ocurrir debido a diversas razones. Los daños en los componentes hidráulicos pueden ser causados por factores como el desgaste por uso continuo, condiciones de trabajo adversas, falta de mantenimiento adecuado, sobrecargas o fallas en el sistema hidráulico, lo cual originan deterioros que pueden ser desde perdidas de sellado produciendo fugas de fluido hidráulico hasta daño en las paredes del cilindro[1].

La reparación o reemplazo de los cilindros hidráulicos puede ser costoso y requerir tiempo de inactividad de las máquinas, lo que afecta la productividad y la eficiencia. Por lo cual el desmontaje y mantenimiento correctivo son tareas importantes para asegurar el buen funcionamiento de la maquinaria pesada y de los sistemas hidráulicos. Existen diferentes tipos de máquinas y bancos diseñados especialmente para el desmontaje y mantenimiento

de cilindros hidráulicos. Estas herramientas pueden variar en tamaño y complejidad según la dimensión y el tipo de cilindro que se esté reparando [2].

Algunas máquinas y bancos cuentan con un sistema de sujeción y ajuste que permiten una extracción segura y precisa del cilindro, mientras que otras pueden incluir dispositivos de medición y control para evaluar el desgaste y las tolerancias del cilindro. Además, se utilizan herramientas manuales y eléctricas, como extractores de sellos, llaves hidráulicas, prensas y dispositivos de pruebas de presión para facilitar el desmontaje y el proceso de reparación[2].

Con la finalidad de garantizar y evidenciar los nuevos sellos mecánicos instalados en la tapa y pistón evitando fugas previa entrega de los cilindros, se propuso un estudio de un banco para la realización de pruebas para cilindros hidráulicos de doble efecto realizado por Edison Manobanda y Denis Paredes [3], que consta de una central hidráulica, motor, válvula reguladora de presión y un sensor electrónico. Terminaron con el diseño del modelo bajo las condiciones establecidas y realizaron las pruebas de funcionamiento.

En este proyecto técnico se plantea desarrollar el diseño y construcción de un mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos de diámetro y longitud variable, el mismo que ayudará a disminuir el tiempo del proceso de reparación, y evitar dolencias por malas posturas ergonómicas a los técnicos.

1.3 Justificación

La maquinaria pesada en la actualidad es un equipo moderno utilizado principalmente en la industria de la construcción, las cuales elaboran diversas funciones y en el caso de ser realizadas de forma manual, requerirían del trabajo de una gran cantidad de hombres. De este modo, la maquinaria permite acelerar y facilitar los trabajos durante la construcción[4].

El crecimiento constante en la industria de la construcción en diversas partes del mundo ha permitido un aumento económico-social para las grandes ciudades por ejemplo en Asia-Pacífico entre los años 2020 y 2030 tendrá un aumento superior del 50% , América del Norte presentará un crecimiento del 32% en el mismo periodo, bajo esta lógica, la

demanda de maquinaria pesada es muy elevada sobre todo porque no todas las empresas que realizan trabajos en la construcción tienen sus propias máquinas, sino alquilan cuando lo necesitan[4], [5].

En Ecuador, la construcción es uno de los sectores más dinámicos de la economía y ha experimentado un crecimiento continuo desde la década de los ochenta. Dentro de la provincia de Chimborazo ha existido un crecimiento del 50% en la adquisición de maquinaria pesada para la construcción de carreteras, puentes, edificios o planes habitacionales[6].

En este momento existe gran variedad de maquinaria pesada, por ejemplo, excavadoras, retroexcavadoras, tractores bulldozer, cargadoras, grúas, entre otros. Estas máquinas tienen diferentes sistemas y componentes los cuales cumplen una función específica garantizando el correcto funcionamiento de la máquina como el mecanismo de los cilindros hidráulicos los cuales transmiten una fuerza lineal produciendo movimiento a los componentes de la pala o pluma como es en el caso de la retroexcavadora accionados por medio de bombas hidráulicas[6], [7].

Los cilindros hidráulicos forman parte de los componentes de levante o excavación de la maquinaria pesada, estos sufren el mayor esfuerzo cuando se produce rozamiento entre el vástago y los sellos aislantes de la camisa del cilindro causando fugas de aceite, ingreso de polvo del ambiente lo que incrementa la velocidad del daño no solo en el sello aislante sino además en el vástago, pistón o bomba hidráulica. A medida que la fuga de aceite aumenta el cilindro va perdiendo su fuerza para realizar el levante de objetos o movilización perdiendo por completo su objetivo por lo que fue diseñado[8].

Los mantenimientos que se deben realizar a la maquinaria pesada se lo elaboran en talleres técnicos que tienen herramientas modernas las cuales ayudan a disminuir tiempo de trabajo a los operarios. Ante este problema se diseñará un mecanismo de armado y desarmado de cilindros hidráulicos el cual permitirá disminuir tiempos de reparación y costos. Este estudio es viable porque tenemos información bibliografía disponible además contamos con el material que se requiere y los precios son moderados; en la elaboración

del mecanismo se puede realizar utilizando cilindros hidráulicos y acero estructural. Adicionalmente, tendrá un diseño simple para la realización de mantenimiento y su costo no sea alto.

1.4 Objetivos:

1.4.1 Objetivo General:

- Diseñar y construir un mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos de diámetros y longitud variable de maquinaria pesada.

1.4.2 Objetivos Específicos:

- Diseñar los diferentes sistemas hidráulico, mecánico y estructural del mecanismo de desmontaje para cilindros hidráulicos.
- Construir el mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos.
- Ejecutar pruebas de funcionamiento y ajuste del mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

Con varias aplicaciones en diferentes áreas de la industria los sistemas hidráulicos son eficientes y rentables, los cuales utilizan un fluido incompresible con un alto punto de inflamación y una conductividad térmica, el mismo que transmite su energía almacenada en el cilindro hidráulico para producir una fuerza y así lograr dar movimiento en dirección lineal[9].

Un sistema hidráulico está significativamente afectado por el desgaste y deformaciones, con el tiempo de uso de la máquina se puede contaminar el fluido, tener sobrecargas o una sobrepresión en el sistema, produciendo pérdidas en la empresa o paradas innecesarias por averías. Por lo tanto, las fábricas buscan nuevas propuestas de procesos de reparación y mejorar la productividad[9].

Según Chilon y Urtecho [10], determinaron en su tesis una propuesta de mejora para el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en la Empresa Cajamarca basada en la técnica de las cinco "S", lo que significa clasificar, ordenar, limpiar, estandarizar y por último disciplinar. Obteniendo una reducción de tiempos innecesarios, además ayudaron a tener mayor confort laborar y aumentaron la eficiencia del servicio de un 48% al 99%, además se evidenció en la disminución del tiempo de reparación de los cilindros hidráulicos que era de 6,83 horas a 3,18 horas esto consiguieron por la adquisición de nuevos equipos como fue una prensa electrohidráulica, tecle manual y un banco de reparaciones de desensamble de cilindros hidráulicos.

Por otra parte, en lo pertinente al diseño de una máquina de pruebas de cilindros hidráulicos se ha desarrollado el diseño y los cálculos para la máquina que tiene una capacidad de hasta 5 toneladas. Esta máquina fue realizada por Edwin Carrillo y Richard Reyes. [10], la misma que fue construida con tubos cuadrados formando su estructura, además cuenta con ruedas móviles, válvulas check, manómetros, para facilitar la conexión tiene acoples rápidos, una bomba hidráulica con su motor. Este proyecto fue realizado

para fortalecer los conocimientos teóricos hidráulicos con la práctica en la universidad Laica “Eloy Alfaro” de la ciudad de Manta.

De igual forma Kevin Castillo. [11], diseñó un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con una presión que varía desde 600 a 2500 psi, calculando y seleccionando cada componente y sistema, además el diseño del banco fue desarrollado teniendo en cuenta las dimensiones y parámetros de funcionamiento establecidos en las normas técnicas para la elaboración de este tipo de ensayos. Finalmente realizó un análisis de la estructura de soporte mediante cargas estáticas dando como resultado una deformación de 0,92 con un factor de seguridad de 2,44, adicionalmente evaluaron técnico- económicamente para ver el retorno de la inversión.

Marlon Morales y Hernán Sarmiento. [12], en su proyecto de grado realizaron un rediseño de un banco para elaborar pruebas hidrostáticas en los cilindros hidráulicos, el cual tiene de componentes un cilindro con un resorte. El banco proporciona una carga inversa a la fuerza de salida del pistón para verificar y garantizar la función del cilindro hidráulico en la máquina. Este ensayo ayuda a observar fugas de aceite las mismas que pueden presentarse en la tapa del cilindro por fisuras o presencia de grietas, además se pueden presentar en los acoples por una mala instalación y finalmente en sus sellos mecánicos.

2.2 Fundamentación teórica

2.2.1 Hidráulica

La hidráulica es una rama de la ingeniería mecánica que proviene del griego “hydor” (agua) y “aulos” (conducto). Dando así al estudio y la aplicación de las propiedades y el comportamiento de los fluidos, en relación con la energía y la transmisión de fuerza. Esta disciplina abarca el análisis de cómo los fluidos se comportan bajo presión y cómo pueden utilizarse para transmitir energía y realizar trabajos mecánicos[13], [14].

2.2.2 Oleohidráulica

La oleohidráulica es una rama de la ingeniería que se enfoca en el estudio y aplicación de sistemas que utilizan fluidos hidráulicos para transmitir energía. Este principio se basa en la ley de Pascal y en la utilización de un fluido incompresible, típicamente aceite

hidráulico, esto se logra mediante la utilización de cilindros hidráulicos, actuadores, bombas, válvulas y conductos. La presión generada por una bomba hidráulica se utiliza para mover un fluido hidráulico a través del sistema, como se puede observar en la figura 1. Lo que a su vez activa los cilindros o actuadores para realizar trabajo mecánico como levantar cargas pesadas, mover maquinaria o aplicar fuerzas controladas en procesos industriales[14], [15].

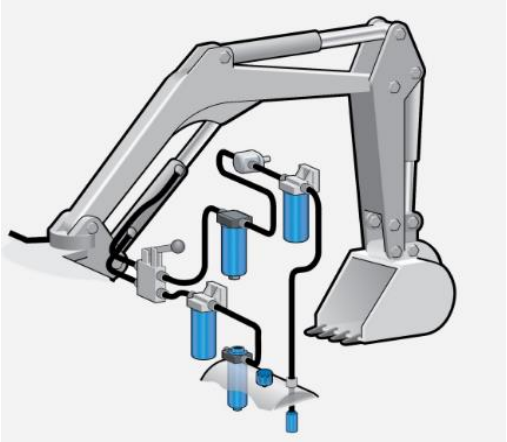


Figura 1. Esquema del sistema hidráulica del brazo de una excavadora *[41]*.

2.2.2.1 Ventajas de la olehidráulica

- **Alta potencia y torque:** pueden proporcionar una gran potencia y torque en comparación con sistemas mecánicos o eléctricos de tamaño similar [16], [17].
- **Control preciso y sensible:** permiten un control preciso y sensible del movimiento y la fuerza, lo que los hace ideales para aplicaciones donde se requiere una respuesta rápida y precisa[17].
- **Capacidad de amplificación de fuerza:** permiten una amplificación de la fuerza sin necesidad de aumentar el tamaño del sistema. Esto permite diseños compactos y eficientes en muchas aplicaciones [17], [18].
- **Flexibilidad y versatilidad:** son altamente versátiles y se pueden adaptar fácilmente a una amplia gama de aplicaciones mediante el ajuste de parámetros como la presión, el caudal y la dirección del flujo [18].

- **Resistencia a sobrecargas:** los sistemas oleohidráulicos son inherentemente más resistentes a las sobrecargas y a las condiciones de trabajo extremas en comparación con otros sistemas[18], [19].

2.2.2.2 Desventajas de la oleohidráulica

- **Costo inicial y mantenimiento:** los sistemas oleohidráulicos pueden tener un costo inicial más alto en comparación con sistemas mecánicos o eléctricos equivalentes. Además, pueden requerir un mantenimiento más frecuente y costoso debido al desgaste de los componentes y al cambio periódico del fluido hidráulico[20], [21].
- **Contaminación del medio ambiente:** existe el riesgo de contaminación del medio ambiente debido a fugas de aceite hidráulico. Si no se maneja adecuadamente, esto puede tener un impacto negativo en el medio ambiente [21].
- **Requiere fluido hidráulico:** los sistemas oleohidráulicos dependen del fluido hidráulico para su funcionamiento, lo que significa que deben mantenerse niveles adecuados de fluido y filtración para garantizar un rendimiento óptimo[20], [21].
- **Ruido:** en algunos casos, los sistemas oleohidráulicos pueden generar ruido debido al movimiento de los fluidos y los componentes mecánicos, lo que puede ser una consideración en entornos sensibles al ruido [20].
- **Calentamiento del fluido:** El fluido hidráulico puede calentarse durante el funcionamiento, lo que puede afectar la eficiencia del sistema y requerir sistemas de enfriamiento adicionales [21].

2.2.3 Principio de Pascal

El principio de Pascal, también conocido como la ley de Pascal, representa una de las reglas fundamentales en el ámbito de la hidráulica. De acuerdo con este principio, se establece lo siguiente: La presión generada aplicada a un líquido incompresible y en estado de equilibrio en un contenedor con paredes que no se deforman, esta presión se distribuye de manera uniforme en todas las direcciones y en cada punto del líquido, como se puede observar en la figura 2[22].

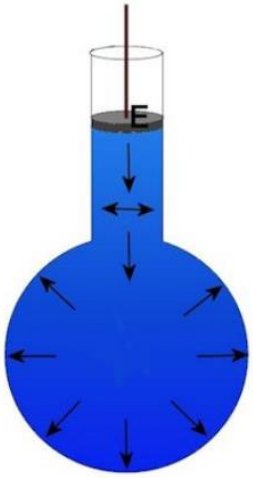


Figura 2. Principio de Pascal*[42]*.

2.2.4 Fluido hidráulico

Un fluido hidráulico es un medio de transmisión de energía en sistemas hidráulicos que consiste en un líquido incompresible especialmente formulado para operar en condiciones de alta presión y temperatura. Este fluido es seleccionado por sus propiedades físicas y químicas específicas, diseñadas para asegurar un rendimiento óptimo del sistema[23], [24].

Los fluidos hidráulicos deben cumplir con ciertos criterios de desempeño como:

- Una baja viscosidad para facilitar el flujo a través de los conductos y componentes del sistema [24].
- Alta densidad para transmitir la presión de manera eficiente [24].
- Una resistencia adecuada a la compresión para garantizar una respuesta rápida y precisa a los cambios de presión [24].
- Además, deben tener estabilidad térmica para mantener sus propiedades en un rango amplio de temperaturas de funcionamiento, y resistencia a la oxidación y la corrosión para proteger los componentes metálicos del sistema [24].

La temperatura ejerce influencia sobre la mayoría de las características físico-químicas de los fluidos, siendo la viscosidad particularmente susceptible a este factor. Es crucial evitar que un sistema hidráulico opere a temperaturas superiores a los 65°C, dado que a partir de este umbral la degradación del aceite se acelera considerablemente. A medida que la temperatura aumenta, la viscosidad del fluido disminuye, lo que puede provocar un flujo excesivamente líquido y aumentar las posibilidades de fugas. Por el contrario, en temperaturas más bajas, se incrementan las pérdidas de presión y pueden surgir problemas de lubricación, especialmente al arrancar un sistema en frío, lo que justifica la necesidad de utilizar calentadores [25], [26].

2.2.5 Sistema Hidráulico

Es un conjunto de componentes mecánicos interrelacionados entre ellos los cuales utilizan fluidos (generalmente aceite hidráulico) para transmitir energía de un lugar a otro con el fin de realizar trabajo mecánico. La energía hidráulica se transforma en energía mecánica, permitiendo la operación de maquinaria y equipos en una amplia variedad de aplicaciones industriales, desde maquinaria pesada hasta sistemas de frenado en vehículos. Comúnmente los sistemas hidráulicos estas compuestos de: una bomba hidráulica, filtros, cañerías, depósito, válvulas de control y actuadores [27], [28].

2.2.5.1 Elementos de un sistema hidráulico

2.2.5.1.1 Bomba hidráulica

Una bomba hidráulica es un dispositivo mecánico que convierte la energía mecánica proveniente de un motor eléctrico, motor de combustión interna u otra fuente en energía hidráulica. Esta energía hidráulica se utiliza para aumentar la presión de un fluido (generalmente aceite hidráulico) con el fin de transmitir fuerza o energía [27], [29].

Tipo de bombas hidráulica

- **Bomba de engranajes**

  Es una bomba de tipo de desplazamiento positivo es utilizada para convertir energía mecánica en energía hidráulica. Está compuesta principalmente por dos

engranajes, generalmente cilíndricos, que giran en dirección opuesta dentro de una carcasa cerrada. Uno de los engranajes es el impulsor (o engranaje motriz) y el otro es el conducido[28], [29].

Cuando los engranajes giran, crean un vacío en el lado de entrada de la bomba, lo que hace que el fluido hidráulico sea aspirado desde el depósito o la fuente de suministro hacia la cámara de entrada, como se puede observar en la figura 3. A medida que los engranajes continúan girando, el fluido es desplazado a lo largo de las paredes de la carcasa y se empuja hacia la cámara de salida, generando así un flujo de fluido hidráulico a presión que generalmente operan con una presión de 20 a 25 MPa [28], [29].

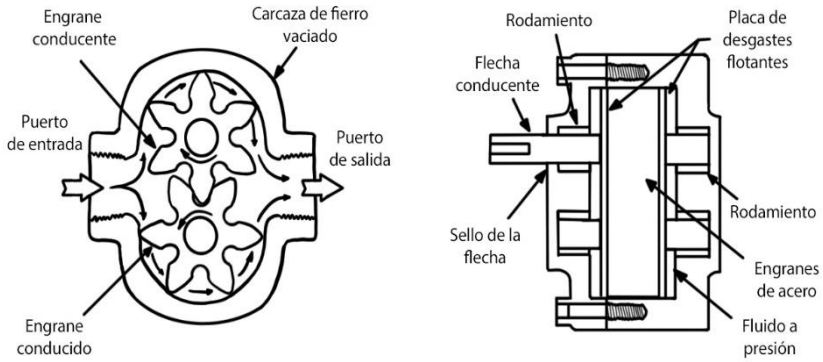


Figura 3. Funcionamiento y partes de una bomba de engranajes *[45]*.

- **Bomba de paletas**

Una bomba hidráulica de paletas es un tipo de bomba de desplazamiento positivo que utiliza paletas móviles para desplazar el fluido hidráulico. Estas paletas se deslizan hacia afuera y hacia adentro dentro de una carcasa, creando un sellado con la pared interna de la carcasa y las ranuras del rotor. Esto permite el movimiento y el bombeo del fluido [28], [29].

Cuando el rotor gira, las paletas se mueven hacia afuera debido a la fuerza centrífuga y el fluido hidráulico es aspirado hacia el interior de la bomba. A medida que el rotor continúa girando, las paletas se mueven hacia adentro, comprimiendo el fluido y empujándolo hacia la salida de la bomba, como se puede observar en la

figura 4. Generalmente estas bombas operan desde los 7 Mpa hasta una presión máxima de 25 Mpa [28], [29].

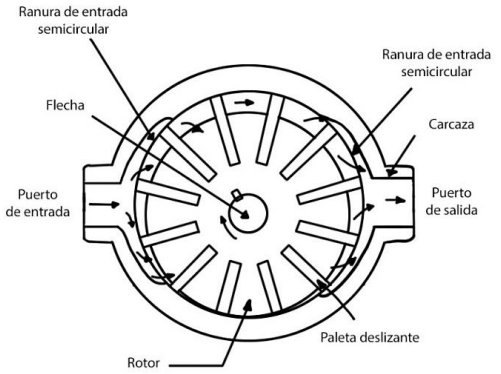


Figura 4. Esquema del funcionamiento y partes internas de una bomba de paletas *[45]*.

- **Bomba de pistones**

  Es un tipo de bomba de desplazamiento positivo que utiliza pistones para desplazar el fluido hidráulico, como se puede observar en la figura 5. Estas bombas están diseñadas con uno o varios pistones que se mueven dentro de cilindros, creando un sellado hermético con la pared del cilindro y el cabezal de la bomba [28], [29]. Cuando el pistón se mueve hacia atrás, crea un vacío en el cilindro, lo que permite que el fluido hidráulico sea aspirado hacia el interior de la bomba desde el depósito o la fuente de suministro. Al moverse hacia adelante, el pistón comprime el fluido, empujándolo a través de la salida de la bomba, similar al funcionamiento de los pistones de un motor de combustión para generar un flujo de fluido a presión máximo de 35 Mpa [28], [29].

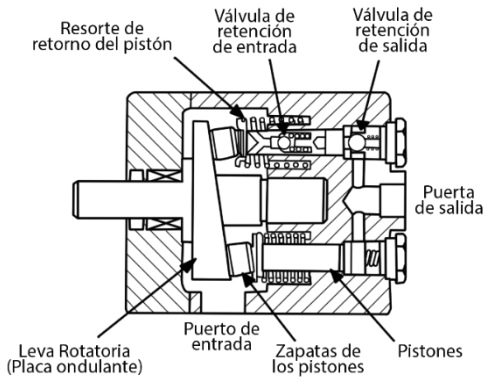


Figura 5. Esquema de las partes internas de una bomba de pistones *[45]*.

2.2.5.1.2 Válvula de control

Las válvulas de control son dispositivos utilizados para regular, dirigir o controlar el flujo de fluido en un sistema hidráulico. Estas válvulas pueden abrir, cerrar o ajustar el paso del fluido según las necesidades del sistema para controlar la presión, el caudal, la dirección y la velocidad del actuador [30], [31].

Tipos de válvulas

- **Válvula de retención**

  Una válvula de retención, como se puede observar en la figura 6, permite el flujo de fluido en una dirección y evita el flujo en la dirección opuesta. Su función es prevenir el retroceso del fluido, manteniendo la presión en el sistema [30], [31].



Figura 6. Válvula de retención 3/8" (antirretorno)*[46]*.

- **Válvula de control direccional**

  Su función es controlar la dirección del flujo del fluido para activar o desactivar los actuadores hidráulicos [30], [31]. Como se puede observar en la figura 7, una válvula de control de 4 vías.



Figura 7. Válvula direccional de 4 vías de centros abiertos*[46]*

- **Válvula de control de presión**

  Una válvula de control de presión regula la presión del fluido dentro de los límites especificados para proteger los componentes del sistema y garantizar un funcionamiento seguro [30], [31]. Como se puede observar en la figura 8, una válvula de control de presión para sistemas hidráulicos.

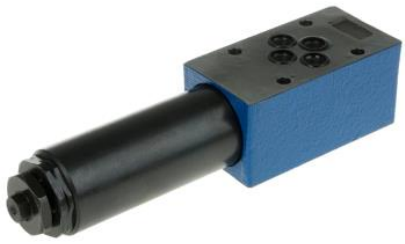


Figura 8. Válvula de control de presión (reguladora) *[46]*.

- **Válvula de alivio de presión**

  Una válvula de alivio de presión para sistemas hidráulicos, como se observa en la figura 9, se abre automáticamente cuando la presión del sistema alcanza un nivel preestablecido protegiendo al sistema contra sobrepresiones, liberando el exceso de fluido para mantener la presión dentro de límites seguros [30], [31].



Figura 9. Válvula de alivio de presión de una retroexcavadora*[46]*.

2.2.5.1.3 Depósito de fluido hidráulico

Un depósito de fluido hidráulico es un recipiente diseñado específicamente para almacenar el aceite hidráulico que se utiliza en la máquina. Estos tanques están construidos con materiales resistentes a la corrosión y están diseñados herméticamente con la finalidad de no dejar ingresar suciedad o agua externa al interior. Al mismo tiempo su función es mantener el aceite a una temperatura y presión adecuadas para el

funcionamiento óptimo del sistema hidráulico. Además de almacenar el aceite, estos tanques también desempeñan funciones importantes, como la eliminación de impurezas, la separación del aire y la disipación del calor generado durante el funcionamiento del sistema [32], [33].

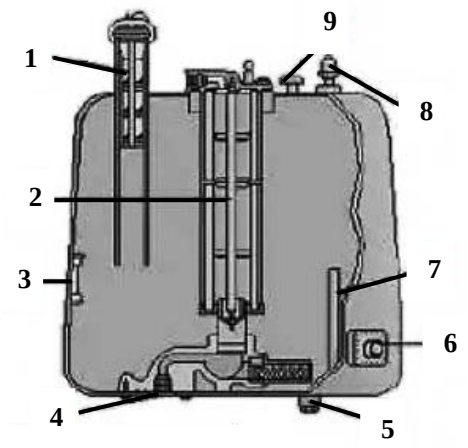


Figura 10. Tanque de aceite hidráulico y sus partes *[47]*.

En la figura 10, se puede observar los competentes principales del tanque hidráulico.

1. Tubo de llenado
2. Filtro interno del tanque
3. Indicador de nivel de aceite
4. Cañería de retorno
5. Tapón
6. Cañería de succión de la bomba
7. Chapa tranquilizadora
8. Válvula de alivio
9. Respiradero

2.2.5.1.4 Filtro hidráulico

Un filtro hidráulico es un componente esencial de los sistemas hidráulicos que se utiliza para eliminar partículas sólidas y contaminantes del fluido hidráulico. Estos filtros están diseñados con materiales porosos o medios filtrantes que permiten el paso del fluido mientras retienen las impurezas presentes en él. Su función principal es proteger los

componentes del sistema hidráulico, como bombas, válvulas y cilindros, al evitar que las partículas contaminantes circulen y causen daños o deterioro prematuro. Los filtros hidráulicos son fundamentales para mantener la limpieza y la calidad del fluido, existe una variedad de filtros, como se puede observar en la figura 11, lo que contribuye a la eficiencia operativa y la fiabilidad a largo plazo del sistema hidráulico [32], [34].



Figura 11. Diferentes tipos de filtros hidráulicos*[48]*.

2.2.5.1.5 Tuberías Hidráulicas

Las tuberías hidráulicas son conductos o canalizaciones diseñadas para transportar aceite hidráulico. Estas tuberías están construidas con materiales resistentes y duraderos, como acero, polietileno, o caucho sintético y están diseñadas para soportar presiones y condiciones de trabajo específicas en una variedad de aplicaciones industriales, comerciales y residenciales [27], [28].

2.2.5.1.6 Manómetro

Un manómetro es un instrumento de medición utilizado para determinar la presión de un fluido en un sistema cerrado. Se compone de un tubo flexible, Bourdon, y de otro mecanismo sensible a la presión. El manómetro indica la presión mediante una escala graduada y una aguja o indicador que señala el valor de presión en la unidad de medida correspondiente, como psi (libras por pulgada cuadrada) o bar [35], [36].

2.2.5.1.7 Cilindro hidráulico

Un cilindro hidráulico es un dispositivo mecánico utilizado para convertir la energía hidráulica en movimiento lineal. Consiste en un cilindro metálico hueco con un pistón móvil en su interior. Cuando se aplica presión hidráulica al fluido en un extremo del cilindro, el pistón se desplaza linealmente, realizando un trabajo mecánico, como levantar, empujar o mover una carga. Los cilindros hidráulicos son componentes esenciales en sistemas hidráulicos utilizados en una amplia gama de aplicaciones industriales, móviles y comerciales [37], [38].

2.2.5.1.7.1 Partes de un cilindro hidráulico

En la figura 12 se puede observar cada parte del cilindro hidráulico.

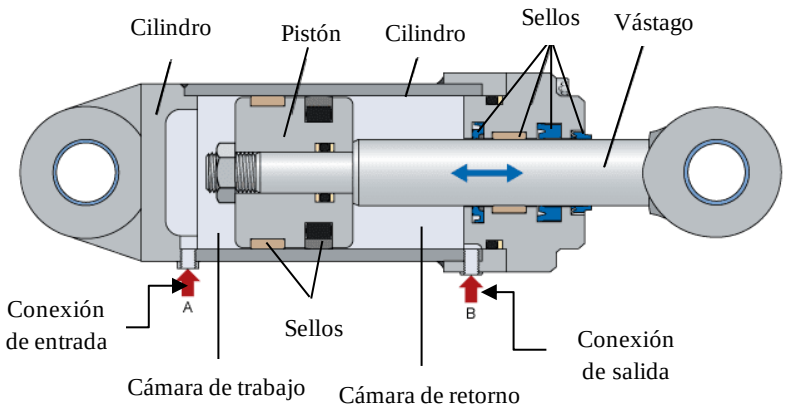


Figura 12. Partes principales de un cilindro hidráulico *[49]*.

- **Cilindro:** Es la estructura principal del cilindro hidráulico, generalmente fabricada en acero o aluminio. Proporciona el alojamiento para el pistón y el fluido hidráulico [37], [38].
- **Pistón:** Es un componente móvil que se desplaza dentro del cilindro en respuesta a la presión hidráulica. El pistón separa el cilindro en dos cámaras: una cámara de trabajo y una cámara de retorno [37], [38].
- **Vástago o émbolo:** Es la barra cilíndrica, que está hecha de acero laminado en frío que se ensambla al pistón y se extiende fuera del cilindro. Transmite la fuerza

generada por el pistón al objeto que se está moviendo o actuando sobre él [37], [38].

- **Cámara de trabajo:** Es el espacio dentro del cilindro donde se aplica la presión hidráulica para mover el pistón y realizar el trabajo mecánico [37], [38].
- **Cámara de retorno:** Es el espacio dentro del cilindro que se encuentra en el lado opuesto al pistón. Cuando se retira la presión hidráulica, el pistón regresa a su posición original, y el fluido regresa a esta cámara [37], [38].
- **Sellos:** Son componentes hechos de elastómero o vitón los cuales soportan temperaturas más altas que las de goma de nitrilo que trabaja en temperaturas más bajas se encuentran ubicados en el pistón y en el extremo del cilindro para evitar fugas de fluido hidráulico. Los sellos mantienen la presión dentro del cilindro y protegen contra la entrada de contaminantes [37], [38].
- **Conexiones de entrada y salida:** Son puntos de conexión en el cilindro para la entrada y salida del fluido hidráulico. Permite el flujo de fluido hacia y desde el cilindro para controlar el movimiento del pistón [37], [38].

2.2.5.1.7.2 Tipos de cilindros hidráulicos

- **Cilindros de Simple Efecto**

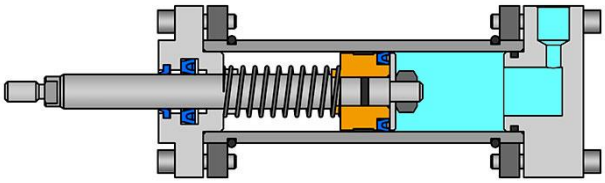


Figura 13. Cilindro de simple efecto *[50]*.

Los cilindros de simple efecto son aquellos que utilizan la presión hidráulica en una sola dirección para realizar un trabajo mecánico, como se puede observar en la figura 13. La fuerza se genera en un solo lado del pistón, mientras que en el otro lado se permite el retorno pasivo del pistón debido a la carga o un resorte de retorno [37], [38].

Aplicaciones: Se utilizan en aplicaciones donde el movimiento en una dirección es suficiente, como levantar cargas, abrir o cerrar compuertas, y en sistemas de frenos hidráulicos [37], [38].

- **Cilindros de Doble Efecto**

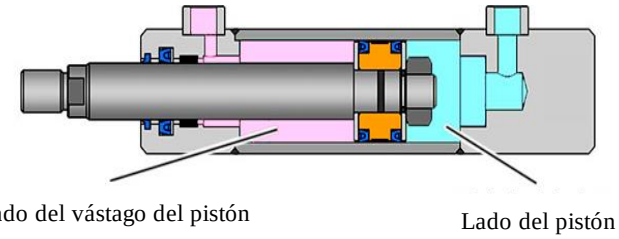


Figura 14. Cilindro de doble efecto ingreso de aceite por las dos entradas *[50]*.

Los cilindros de doble efecto son aquellos que utilizan la presión hidráulica en ambas direcciones para realizar un trabajo mecánico como se puede observar en la figura 14. La presión hidráulica se aplica alternativamente en ambos lados del pistón para moverlo en ambas direcciones [37], [38].

Aplicaciones: Son ampliamente utilizados en una variedad de aplicaciones industriales y móviles donde se requiere movimiento en ambas direcciones, como la elevación de cargas, la operación de maquinaria pesada, y en sistemas de dirección y suspensión en vehículos [37], [38].

- **Cilindros Telescópicos**

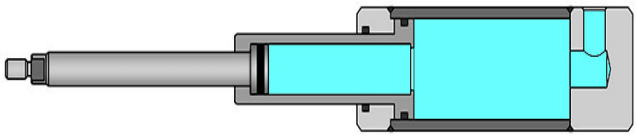


Figura 15. Demostración del cilindro telescópico *[50]*.

Los cilindros telescópicos están compuestos por múltiples etapas o secciones que se deslizan unas dentro de otras, lo que les permite alcanzar una longitud extendida

significativamente mayor que la longitud contraída así reduciendo espacio en su montaje como se puede observar en la figura 15 [37], [38].

Aplicaciones: Se utilizan en aplicaciones donde se necesita una carrera larga en un espacio reducido, como en maquinaria agrícola, plataformas elevadoras, y vehículos de elevación de carga [37], [38].

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas

Para la elaboración del diseño de un mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos de diámetro y longitud variable, es esencial considerar una variedad de alternativas las cuales tenemos.

Alternativa I. Mecanismo de desmontaje por accionamiento neumático

Este mecanismo emplea aire comprimido para generar potencia, lo que ayuda a eliminar la necesidad de electricidad para su funcionamiento. Producirá un torque de 34 000 Nm para el desmontaje de tapas roscadas y tuercas de seguridad del pistón de manera eficiente, podrá realizar el trabajo de desmontaje hasta una longitud máxima de cilindro hidráulico de 6,7 m. Todo el mecanismo será impulsado únicamente por un sistema de aire, como se puede observar en la figura 16, su estructura contendrá dos cuerpos siendo así uno fijo y el otro móvil el cual ayudará al desplazamiento de los componentes del cilindro hidráulico en la hora del desarme.



Figura 16: Mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos por accionamiento neumático*[51]*.

Alternativa II. Mecanismo de desmontaje por accionamiento eléctrico.

Esta alternativa trabaja con un motor de 5 Hp dando un torque máximo de 74 500 N.m, como se puede observar en la figura 17, con un diámetro máximo de cilindro de 0,81 m y una longitud máxima del mismo de 1,05 m para el desmontaje. El mecanismo cuenta con

un carro móvil arriba de la estructura el cual se mueve junto con el cilindro hidráulico mientras se vaya desmontando la tapa de seguridad, manteniendo así en equilibro el embolo y la carcasa del cilindro.



Figura 17. Mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico por accionamiento eléctrico *[52]*.

Alternativa III. Mecanismo de desmontaje por accionamiento hidráulico.

El mecanismo de desmontaje hidráulico cuenta con una unidad de potencia hidráulica teniendo una presión de 14 MPa, la cual ocupa 18,9 litros de aceite hidráulico y tiene una bomba por engranajes la misma que da la presión al mecanismo, como se puede observar en la figura 18. La estructura del mecanismo será fija y contiene rieles para el desplazamiento del cilindro hidráulico con una longitud máxima de 2,8 m y un diámetro máximo de 0,40 m. A demás el mecanismo tiene dos cilindros hidráulicos para la realización del trabajo de desmontaje y ajuste de la tuerca.

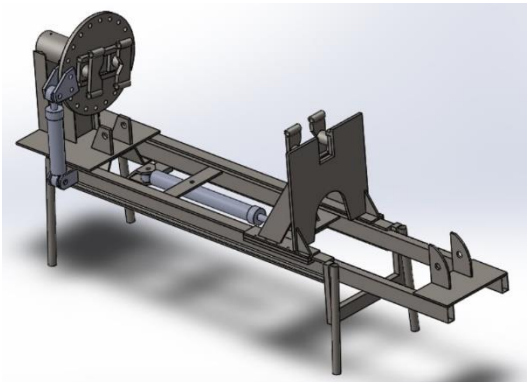


Figura 18. Mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos por accionamiento hidráulico.

Método ordinal corregido de criterios ponderados.

Para establecer cuál es la alternativa más apta para la realización del diseño del mecanismo es necesario evaluar cada una de ellas por ende se utiliza un procedimiento que ayude a determinar cuál de las 3 alternativas es la que cumple con los criterios. El método a utilizar es el de criterios ponderados, es una técnica utilizada para evaluar y ponderar diferentes criterios o aspectos en un proceso de toma de decisiones.

Consiste en asignar una calificación ordinal a cada alternativa en función de cómo se compara con los criterios establecidos, y luego ponderar esas calificaciones para así determinar la opción óptima. Para el método se desarrolla una tabla con cada criterio que se va a evaluar, después se realiza una comparación de cada uno y finalmente se da un valor específico para cada criterio que se va evaluar.

Los valores asignados son los siguientes:

1 cuando el criterio de las filas es superior o mejor que de las columnas

0.5 cuando el criterio de las filas es equivalente al criterio de las columnas

0 cuando el criterio de las filas es inferior el de las columnas.

Seguidamente, por cada criterio se suma los valores correspondientes en cada comparación de los criterios restantes, al mismo que se suma una unidad para impedir que tengamos una valoración nula; además se calcula los valores ponderados para cada criterio que tengamos.

Por último, cada solución se tiene un peso específico al mismo que se suma y se multiplica por el peso específico perteneciente a cada criterio para obtener la valoración global de cada solución [39].

Descripción de los Criterios:

- Costo del material bajo
- Facilidad de construcción y montaje

- Mantenimiento
- Funcionamiento operacional fácil
- Disponibilidad

Seguidamente, se detalla cada criterio a tener en cuenta en el mecanismo para luego evaluar su importancia relativa con la utilización del método de criterios ponderados.

Costo: esta variante es crucial, ya que los materiales a utilizar en la construcción del mecanismo deben ser asequibles y de calidad adecuada para su durabilidad y disponibilidad del mismo.

Facilidad de construcción y montaje: es fundamental asegurarse de que el ensamblaje y la conexión de las piezas no presenten complicaciones, garantizando así una construcción sin contratiempos o paros innecesarios.

Mantenimiento: el mecanismo debe ser diseñado de manera que el mantenimiento sea sencillo, factible y efectivo para prevenir posibles daños en sus componentes.

Funcionamiento operacional: es esencial que el operante se sienta cómodo, seguro y pueda utilizar el mecanismo con facilidad durante el proceso de desmontaje.

Disponibilidad: la máquina debe operar de manera confiable durante un periodo prolongado de tiempo siempre y cuando se realice el mantenimiento adecuado.

TABLA 1

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DE CADA CRITERIO.

Criterios de evaluación	Costo	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Funcionamiento operacional	Disponibilidad	∑+1	Ponderación
Costo		1	1	1	0,5	4,5	0,3
Facilidad de construcción	0		1	1	0,5	3,5	0,233
Mantenimiento	0	0		1	0,5	2,5	0,167
Funcionamiento operacional	0	0	0		0,5	1,5	0,1
Disponibilidad	0,5	0,5	0,5	0,5		3	0,2
				suma		15	1

TABLA 2

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE BAJO COSTO DEL MATERIAL Y MANO DE OBRA.

Costo	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	∑+1	Ponderación
Alternativa I		0,5	0	1,5	0,231
Alternativa II	1		0	2	0,308
Alternativa III	1	1		3	0,462
		suma		6,5	1

TABLA 3

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.

Facilidad de construcción	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	∑+1	Ponderación
Alternativa I		0	0	1	0,154
Alternativa II	1		0	2	0,308
Alternativa III	1	0,5		2,5	0,385
		suma		5,5	0,846

TABLA 4
EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE MANTENIMIENTO.

Mantenimiento	**Alternativa I**	**Alternativa II**	**Alternativa III**	**∑+1**	**Ponderación**
Alternativa I		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa III	1	0,5		2,5	0,417
		suma		6	1

TABLA 5
EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE FUNCIONAMIENTO OPERACIONAL.

Funcionamiento operacional	**Alternativa I**	**Alternativa II**	**Alternativa III**	**∑+1**	**Ponderación**
Alternativa I		0,5	0	1,5	0,231
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,308
Alternativa III	1	1		3	0,462
		suma		6,5	1

TABLA 6
EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE DISPONIBILIDAD.

Disponibilidad	**Alternativa I**	**Alternativa II**	**Alternativa III**	**∑+1**	**Ponderación**
Alternativa I		0,5	0	1,5	0,273
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,364
Alternativa III	0,5	0,5		2	0,364
		suma		5,5	1

TABLA 7
EVALUACIÓN FINAL DE CADA CRITERIO

Criterios de evaluación	Costo	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Funcionamiento operacional	Disponibilidad	∑+1	Ponderación
Alternativa I	0,0692	0,0359	0,042	0,023	0,055	1,22442	3
Alternativa II	0,0923	0,0718	0,056	0,031	0,073	1,32315	2
Alternativa III	0,1385	0,0897	0,069	0,046	0,073	1,41653	1

Como se puede observar en la tabla 7, la alternativa III según el método ordinal corregido de criterios ponderados es la mejor opción para el diseño del mecanismo el cual tiene una estructura fija con un riel móvil para el desmontaje del cilindro y se utiliza una unidad de potencia hidráulica quien dará la presión al sistema hidráulico.

3.2 Cálculos

3.2.1 Parámetros de Diseño

A partir de la alternativa III se desarrolla el diseño optimo, además se selecciona los componentes ideales, y se determina la disposición de los materiales más adecuados.

Se diseña el sistema hidráulico en base a una unidad de potencia hidráulica con una presión de 13,78 MPa (2000 psi), diseñada para abastecer circuitos hidráulicos de 5 gpm o 10 gpm con una velocidad de 4,8 m/s. Además, el sistema cuenta con 2 cilindros hidráulicos uno que cumple la función de ajuste y afloje de la tuerca de seguridad del pistón y el segundo desplaza el vástago del cilindro.

Para la elaboración del diseño mecánico y estructural, se utiliza como referencia el cilindro hidráulico de la máquina Caterpillar 320 DL excavadora, como se puede observar en figura 19. Los datos específicos del cilindro se presentan en la tabla 8, como peso, diámetros, ajustes.

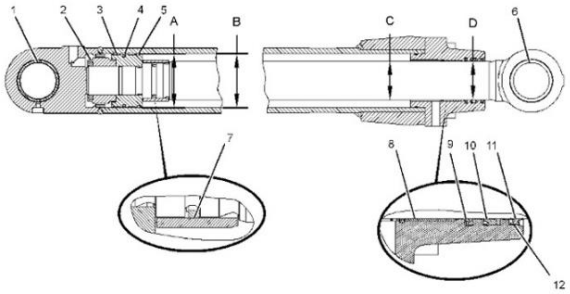


Figura 19. Diagrama del cilindro hidráulico de la excavadora Caterpillar 320 DL*[53]*.

TABLA 8
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Especificaciones para 289 – 7925 Cilindro de Pluma GP **Máquina: Excavadora Caterpillar** **Modelo: 320 DL** **Made in Japón** **Peso: 297 kg** **Longitud: 2.24 m**		
ITEM	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	**241-7379** Buje	El diámetro del buje antes de la instalación es de 80,120 ± 0,020 mm (3,1543 ± 0.0008 pulg). La profundidad de instalación del buje en el conjunto de la tapa es de 9,85 ± 0,30 mm (0.388 ± 0,012 pulg).
2	**147-5835** Tuerca de bloqueo especial	Antes del montaje, lubrique con aceite hidráulico toda la superficie y la rosca de la tuerca de bloqueo especial. Torque 7400 ± 370 N.m (5460 ± 270 lb.pie).
3	**158-9063** Anillo	Lubrique el diámetro interno y el diámetro externo del anillo con grasa.
4	**9X-3592** Sello	Lubrique el diámetro interno y externo del sello con grasa.
5	**179-9674** Anillo	Lubrique el diámetro interno y externo del anillo con grasa.
A	**158-9062** Pistón	El diámetro exterior del pistón sobre dos superficies es 118,90 ± 0,03 mm (4,681 ± 0,001 pulg).
B	**323-3820** Cilindro	El diámetro del conjunto del cilindro es 120,050 ± 0,025 mm (4,7264 ± 0,0010 pulg).
C	**289-7929** Vástago	Diámetro del vástago es 84,93 ± 0,03 mm (3,344 ± 0,001 pulg). Longitud 1,74 m
D	**126-2043** Cabezal	El diámetro del cabezal sobre dos superficies es 85,63± 0,03 mm (3,371 ± 0,001 pulg)

[53]

3.2.2 Diseño del sistema hidráulico

Consideraciones

El sistema hidráulico cuenta con dos cilindros, uno para la función de afloje y ajuste de la tuerca y tapa del cilindro hidráulico; el segundo se emplea al desplazamiento del vástago. Además, el sistema tiene acoples rápidos en las mangueras de presión de avance y retroceso hacia la unidad de potencia hidráulica con terminales. Para poder lograr la selección de cada componente tenemos algunas consideraciones que son las siguientes:

- Torque de ajuste de la tuerca de 7 400 N.m
- Presión de la bomba hidráulica de engranes 10,34 Mpa
- Para el sistema se quiere utilizar un cilindro de 86 mm de diámetro para el afloje y ajuste de la tuerca con una longitud de 500 mm.
- Para el movimiento de desplazamiento lateral se quiere usar un cilindro de 74 mm de diámetro con una longitud de 1124 mm.
- El cilindro que se utiliza para el diseño del mecanismo tiene 118 mm de diámetro y una longitud máxima de 2240 mm.

3.2.2.1 Cálculo de Fuerzas

Se calcula las fuerzas que van ejercer los cilindros hidráulicos para aflojar y ajustar la tuerca de seguridad del pistón y desplazar el vástago de la carcasa del cilindro utilizando como dato la presión y velocidad de la unidad de potencia hidráulica Para calcular se despeja la ecuación 1.

- **Fuerza del cilindro de ajuste y afloje**

$$\mathbf{P} = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{A}} \qquad \text{Ec. 1}$$

$$F = A * P$$

$$F_{ajuste} = \frac{\pi * d^2}{4} * P$$

$$F_{ajuste} = \frac{\pi * (0{,}086163m)^2}{4} * 10{,}34x10^6\ Pa$$

$$F_{ajuste} = 60\ 290,94\ N$$

- **Fuerza del cilindro de desplazamiento**

$$\mathbf{P = \frac{F}{A}}$$

$$F = A * P$$

$$F_{desplazamiento} = \frac{\pi * d^2}{4} * P$$

$$F_{ajuste} = \frac{\pi * (0{,}07346m)^2}{4} * 10{,}34x10^6\ Pa$$

$$F_{ajuste} = 43\ 824{,}026\ N$$

3.2.2.2 Cálculo de la distancia del Torque

Para calcular el radio que tendrá la rueda de tracción se utiliza el torque de ajuste de la tuerca y la fuerza que ejerce el cilindro de ajuste y afloje.

$$\mathbf{T = F * d} \qquad \text{Ec. 2}$$

$$d = \frac{T}{F}$$

$$d = \frac{7\ 400\ N.m}{60\ 290{,}94\ N}$$

$$d = 0{,}1507\ m$$

$$d = 150{,}74\ mm$$

Teniendo en cuenta que torque es igual a fuerza por distancia, se despeja la distancia de la ecuación 2, teniendo un resultado de 150,74 mm este valor se utiliza en el diseño de la rueda que posteriormente se va a tener en el mecanismo.

3.2.2.3 Cálculo de caudales

Para determinar los caudales necesarios se utilizan las ecuaciones 3 y 4 dependiendo del área, carrera y el tiempo que tarda en salir el vástago de los dos cilindros.

- **Volumen del cilindro de afloje**

$$\boldsymbol{V_1 = A * carrera} \qquad \text{Ec. 3}$$

$$V_1 = \frac{\pi * d^2}{4} * carrera$$

$$V_1 = \frac{\pi * (0{,}086163m)^2}{4} * 0{,}3270\ m$$

$$V_1 = 0{,}001907\ m^3$$

- **Caudal del cilindro de afloje**

$$\boldsymbol{Q_1 = \frac{V_1}{t}} \qquad \text{Ec. 4}$$

$$Q_1 = \frac{1.9\ \text{lt}}{3\ \text{s}}$$

$$Q_1 = 0{,}63\ \text{lt/s}$$

$$Q_1 = 9{,}99\ \text{gpm}$$

El caudal que necesita el cilindro de afloje y ajuste para realizar el torque a la tuerca es de 9,99 gpm Se comprueba que este caudal se encuentra en el límite de la unidad de potencia hidráulica que es 10 gpm. Por lo tanto, se utiliza el circuito de 10 gpm descartando el circuito de 5 gpm.

- **Volumen del cilindro de desplazamiento**

$$\boldsymbol{V_2 = A * carrera}$$

$$V_2 = \frac{\pi * d^2}{4} * carrera$$

$$V_2 = \frac{\pi * (0{,}07346m)^2}{4} * 0{,}7858\ m$$

$$V_2 = 0{,}0033\ m^3$$

$$V_2 = 3{,}33\ lt$$

- **Caudal del cilindro de afloje**

$$\boldsymbol{Q_2 = \frac{V_2}{t_2}}$$

$$Q_2 = \frac{3{,}33\ \text{lt}}{10\ \text{s}}$$

$$Q_2 = 0{,}33\ \text{lt/s}$$

$$Q_2 = 5{,}23\ \text{gpm}$$

El valor de 5,23 gpm está dentro del circuito de 10 gpm proporcionado por la unidad de potencia hidráulica, por lo tanto, se puede desmontar el vástago de la carcasa del cilindro hidráulico.

3.2.2.4 Cálculo de tiempo de desmontaje del cilindro de prueba

$$\boldsymbol{V_p = A * carrera}$$

$$V_p = \frac{\pi * d^2}{4} * carrera$$

$$V_p = \frac{\pi * (0{,}1189m)^2}{4} * 1{,}74m$$

$$V_p = 0{,}01932\ m^3$$

$$V_p = 19{,}32\ \text{lt}$$

$$\boldsymbol{Q_p = \frac{V_p}{t_p}}$$

$$t_p = \frac{V_p}{Q_p}$$

$$Q_p = Q_2 = 0{,}33 \text{ lt/s}$$

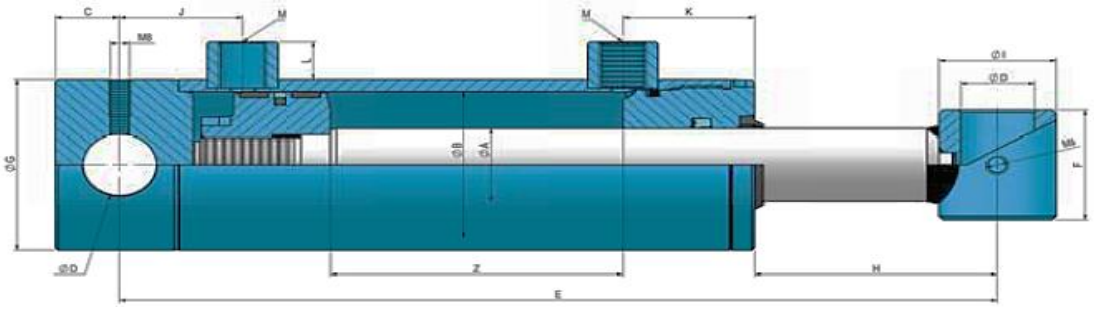
$$t_p = \frac{19{,}32 \text{ lt}}{0{,}33 \text{ lt/s}}$$

$$t_p = 29 \text{ s}$$

El tiempo que toma extraer el vástago de prueba con el pistón de la carcasa del cilindro de longitud de 1,74 m es de 39 segundos, Posteriormente, se coloca el vástago en las mordazas para realizar el torque de afloje de la turca.

3.2.2.5 Selección de los cilindros hidráulico

Para cumplir con los parámetros establecidos al inicio se buscan los diámetros y longitud más cercanas entre los cilindros hidráulicos fabricados en el mercado, por lo tanto, se utiliza el cilindro hidráulico de la SERIE 708/3 en el circuito de afloje y ajuste, y el cilindro hidráulico de la SERIE 704/900 en el circuito de desplazamiento, ya que ambos se ajustan a las medidas de diseño. A continuación, se puede observar las medidas de cada uno en la figura 20.



SERIE 700 / SERIES 700 / SÉRIE 700 / SERIE 700

REF.	ØA	ØB	CARRERA STROKE COURSE HUB Z	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	VOL (L)	JUNTA BRASSEUR DICHTING	PESO WEIGHT POIDS GEWICHT (kg)
705/1500	40	80	1500	1710	28	30.5	55	90	70	50	48	54	15	3/8	7.54	J75N	38.8
708/2	50	90	200	425	28	30.5	70	105	75	60	47	60	15	3/8	1.27	JS090N	19.3
708/3	50	90	300	525	28	30.5	70	105	75	60	47	60	15	3/8	1.90	JS090N	22.6
708/4	50	90	400	625	28	30.5	70	105	75	60	47	60	15	3/8	2.55	JS090N	26.0
708/5	50	90	500	725	28	30.5	70	105	75	60	47	60	15	3/8	3.18	JS090N	29.3
708/6	50	90	600	825	28	30.5	70	105	75	60	47	60	15	3/8	3.82	JS090N	32.65
704/800	40	70	800	1010	28	30.5	55	80	82	50	48	49	15	3/8	3.08	J74N	21.5
704/900	40	70	900	1110	28	30.5	55	80	82	50	48	49	15	3/8	3.46	J74N	23.6
704/1000	40	70	1000	1210	28	30.5	55	80	82	50	48	49	15	3/8	3.85	J74N	25.3

Figura 20: Detalles de medidas de los cilindros hidráulicos *[55]*.

3.2.2.6 Cálculo de elementos de conexión hidráulica

- **Mangueras**

Para determinar el diámetro interno de las mangueras hidráulicas para luego hacer la selección de las mismas que se ocupan en el mecanismo, se utiliza como parámetros el caudal de 37,8 lt/min y la velocidad que da como dato técnico la unidad de potencia hidráulica.

$$\mathbf{Q} = \mathbf{v} * \mathbf{A} \qquad \text{Ec. 5}$$

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$d^2 = \frac{4 * Q}{\pi * v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times (0{,}000630)}{\pi \times 4{,}8}}$$

$$d = 0{,}0129\ m$$

$$d = 12{,}93\ mm$$

El diámetro interior de las mangueras hidráulica es de 12,93 mm, se revisa un catálogo para la selección de las mangueras y determinar el diámetro externo, presión máxima que soporta la manguera y el número de mallas trenzadas de acero.

Existe una variedad de mangueras en el mercado, para poder utilizar en el mecanismo de desmontaje se va a ver que manguera soporta una presión mayor a 10,34 Mpa (2000 psi), presión máxima que da la bomba hidráulica, además el diámetro será de ½ pulgada ya que no se tiene diámetros de 12,93 mm en el mercado como se calculó anteriormente.

A continuación, se puede observar en la tabla 9, las características y mallado de las mangueras.

TABLA 9
CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONAMIENTO DE LA MANGUERA.

FORZA DUE



DIN EN 853 2SN / SAE 100R2AT / ISO 1436 – 10.1004.
Manguera hidráulica de alta presión, reforzada con malla acerada doble

REFERENCIA	#	DN	pulgada	Tabla Medidas SAE	ID mm	OD mm	MPa	PSI	MPa	PSI	MIN BEND RAD mm	KG kg/m
2SN-03	10.1004.03	DN5	3/16"	-3	4,8	13,4	**41.5**	6100	**165.0**	24400	89	0,32
2SN-04	10.1004.04	DN6	1/4"	-4	6,3	14,7	**40.0**	5800	**160.0**	23200	100	0,38
2SN-05	10.1004.05	DN8	5/16"	-5	8,0	16,5	**35.0**	5100	**140.0**	20400	114	0,45
2SN-06	10.1004.06	DN10	3/8"	-6	9,5	18,7	**33.0**	4800	**132.0**	19200	127	0,53
2SN-08	10.1004.08	DN12	1/2"	-8	12,7	21,9	**27.5**	4000	**110.0**	16000	178	0,65
2SN-10	10.1004.10	DN16	5/8"	-10	16,0	25,3	**25.0**	3700	**100.0**	14800	200	0,76
2SN-12	10.1004.12	DN19	3/4"	-12	19,0	29,3	**21.5**	3200	**86.0**	12800	240	1,00
2SN-16	10.1004.16	DN25	1"	-16	25,4	37,9	**16.5**	2400	**65.0**	9600	300	1,48
2SN-20	10.1004.20	DN31	1.1/4"	-20	32,0	47,5	**12.5**	1900	**50.0**	7600	419	2,14
2SN-24	10.1004.24	DN38	1.1/2"	-24	38,0	54,6	**9.0**	1400	**36.0**	5600	500	2,55
2SN-32	10.1004.32	DN51	2"	-32	50,8	67,4	**8.0**	1200	**32.0**	4800	630	3,30
2SN-40	10.1004.40	DN63	2.1/2"	-40	63,5	78,0	**7.0**	1100	**28.0**	4400	760	3,96
2SN-48	10.1004.48	DN76	3 "	-48	76,2	90,0	**5.5**	800	**22.0**	3200	900	4,96

[54]

Como resultado, se elige la manguera para el mecanismo FORZA DUE – 25N-08- EN 853 2SN DN12 – SAE 100R2AT- 1/2" que hay en el mercado con 2 mallados de acero y con una presión máxima de 27,5 Mpa el doble de lo que da la unidad de potencia hidráulica.

- **Selección del tipo de conexión de mangueras hidráulicas**

Para la selección del tipo de conexión, es importar considerar que existe dos tipos: reusables y conectores prensables. Se selecciona los conectores prensables ya que soportan altas presiones, son permanentes, económicos y más seguros que los conectores reusables que suelen presentar fugas de aceite entran la unión.

Se selecciona un conector prensable de dos piezas con férrula y espigas independientes. A continuación, se calcula el dash para indicar el diámetro interno de la manguera en dieciseisavos de pulgada para posteriormente seleccionar la longitud de la férrula como podemos observar en la tabla 11.

$$\textbf{dash} = \textbf{diametro de la maguera} * \textbf{16}$$

$$\text{dash} = \frac{1}{2} * 16 \qquad \text{Ec. 6}$$

$$\text{dash} = 8$$

TABLA 10
DIÁMETROS DE PRENSADO DE CONECTORES HIDRÁULICOS

MANGUERA		PILOT		R1AT / 1SN		R16		R2AT / 2SN		2SNK		R12			4SH	R13	R15
FERRULA		100,002	120,002	100,002	120,002	100,004	120,004	100,004	120,004	100,004	120,004	100,012	120,012	120,014	140,012	140.012 / 140.016	140.012 / 140.016
DASH		NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP	PP	PP	NP	PP	PP	PP
-3	3/16"	*	*	13,80	13,80	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
-4	1/4"	14,60	14,90	15,40	15,80	17,30	17,20	17,80	17,70	17,20	17,30	*	*	*	*	*	*
-5	5/16"	15,80	16,60	17,80	18,10	19,10	18,40	20,40	20,10	*	*	*	*	*	*	*	*
-6	3/8"	17,70	17,70	19,20	19,50	21,00	21,30	22,20	22,40	21,10	21,30	22,90	22,00	24,90	*	*	*
-8	1/2"	21,70	21,90	23,00	22,50	23,60	23,00	24,80	24,70	24,00	23,60	25,90	25,80	28,90	*	*	*
10	5/8"	*	*	26,80	27,10	27,60	27,10	27,80	27,50	27,40	27,40	29,30	28,40	31,30	*	*	*
12	3/4"	*	*	30,40	30,50	31,00	31,20	31,80	31,80	31,60	31,80	34,10	32,90	35,00	35,40	35,10	35,20
16	1"	*	*	38,60	39,10	38,80	40,10	40,00	41,40	38,80	40,50	41,20	40,50	43,10	41,30	41,10	41,30
20	1 1/4"	*	*	46,70	47,60	*	*	50,40	51,10	*	*	48,50	49,60	52,00	50,00	54,00	54,00
24	1 1/2"	*	*	55,00	57,50	*	*	58,30	58,60	*	*	56,80	57,10	59,20	59,50	63,00	63,10
32	2"	*	*	68,30	69,00	*	*	71,00	71,20	*	*	70,90	71,00	74,50	77,00	78,90	*

[56]

TABLA 11
ESPECIFICACIONES MÉTRICAS DE LA FÉRRULA



		De	L	Dt	Di			
Código	1T - 2T	Ext	Long	Traba	Int			Pzas
100.004.0004	1/4"	22.0	29.0	11.0	16.0			500
100.004.0005	5/16"	24.0	29.0	12.7	17.5			150
100.004.0006	3/8"	26.0	30.0	14.5	19.7			300
100.004.0008	1/2"	29.0	33.0	18.3	23.0			250
100.004.0010	5/8"	33.0	36.0	21.5	26.2			200
100.004.0012	3/4"	37.0	40.0	24.5	30.3			100

[56]

TABLA 12
ESPECIFICACIONES MÉTRICAS DE LA ESPIGA



Código	H. G. METRICA LIGHT	Espiga	Cut Off	Long		Pzas
100.510.1203	M12 x 1.5 / Tubo 6	3/16"	26.7	47.7		50
100.510.1204	M12 x 1.5 / Tubo 6	1/4"	21.5	47.0		50
100.510.1404	M14 x 1.5 / Tubo 8	1/4"	27.2	52.7		100
100.510.1604	M16 x 1.5 / Tubo 10	1/4"	28.5	54.0		50
100.510.1804	M18 x 1.5 / Tubo 12	1/4"	28.5	54.0		20
100.510.1605	M16 x 1.5 / Tubo 10	5/16"	28.5	54.0		50
100.510.1805	M18 x 1.5 / Tubo 12	5/16"	28.5	54.0		20
100.510.1606	M16 x 1.5 / Tubo 10	3/8"	25.0	52.0		100
100.510.1806	M18 x 1.5 / Tubo 12	3/8"	29.0	56.0		100
100.510.2206	M22 x 1.2 / Tubo 15	3/8"	32.8	59.8		50
100.510.2208	M22 x 1.2 / Tubo 15	1/2"	33.3	63.3		100
100.510.2608	M26 x 1.5 / Tubo 18	1/2"	34.0	64.0		20

[56]

Como se selecciona una conexión de dos piezas, el diámetro del prensado que va estar el acople es de 24,70 mm, longitud de la férrula y espiga es de 33,0 y 63,3 mm respectivamente como se puede observar en la table 12. Se utiliza ese tipo de conector en todas las mangueras de conexión al control de válvulas y de los cilindros hidráulicos.

3.2.2.7 Selección del aceite hidráulico

Para seleccionar el tipo de aceite hidráulico que se utiliza en el mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulicos, se considera la unidad de potencia marca Matweld modelo 00100K doble circuito, además utiliza 5 galones de aceite que debe de cumplir con la especificación 5.7 HTMA.

La HTMA (Asociación de Fabricantes de Herramientas Hidráulicas) establece estándares y especificaciones para los aceites hidráulicos que se utilizan en maquinaria pesada o herramientas de corte. Algunos aceites que se encuentran en el mercado y que cumplen esta especificación son: Rycon MV, Sunvis 706, Mobil DTE serie 10, Chevron.

Sabiendo lo anterior se escoge para el mecanismo el Aceite Hidraulico Mobil DTE 13 por que se encuentra mayormente en el mercado a diferencia de los otros aceites. A continuación, como se puede observar en la tabla 13, se presenta algunas características del aceite. La ficha técnica se encuentra en el **Anexo B**.

TABLA 13
ESPECIFICACIONES DEL ACEITE MOBIL DTE 13

Especificaciones	
Prueba de engranajes FZG. DIN 51534- etapa de fallo	11
Características típicas	
Grado de viscosidad ISO	32
Viscosidad, ASTM 445 cSt a 40°C cSt a 100°C	 32 6,10
Índice de viscosidad ASTM D2270	141
Punto de congelación °C. ASTM D 97	-45
Punto de inflamación °C. ASTM D 92	210

[57]

3.2.3 Diseño del sistema mecánico

3.2.3.1 Mecanismo de la rueda de afloje y ajuste

El mecanismo de afloje y ajuste, está compuesto por varios elementos mecánicos con el objetivo de realizar un torque de hasta 7 400 N.m,

- **Diseño de la rueda de afloje y ajuste**

Anteriormente se calculó el radio y la fuerza las mismas que se utilizan en el diseño de la rueda. radio (r) = 150,74 mm, Fuerza (F) = 60 290,94 N

El diámetro de la rueda es el doble del radio:

$$d = 2 * r \qquad \text{Ec. 7}$$

$$d = 2 * (150{,}74\ mm)$$

$$d = 301{,}48\ mm$$

El diámetro de la rueda es de 301,48 mm según los datos iniciales; sin embargo, se duplica el diámetro a 600 mm, ya que con un mayor diámetro la fuerza necesaria para generar el mismo torque se reduce, lo que hace que el sistema sea más seguro y fácil de manejar.

Además, se realiza la distribución de los agujeros en toda la rueda, cada uno con un diámetro de 25,4 mm ya que ese es el diámetro del pasador que tiene la pieza de afloje del cilindro hidráulico.

Cálculo del perímetro de la rueda

$$\mathbf{Perimetro = \pi * d} \qquad \text{Ec. 8}$$

$$\text{Perimetro} = \pi * (600\text{mm})$$

$$\text{Perimetro} = 1\,884{,}96\ \text{mm}$$

Cálculo de distancia mínima de agujero

Para asegurar la integridad estructural de la rueda, es necesario que tenga una distancia mínima entre los agujeros. Una regla general es que la distancia entre los bordes de los agujeros debe ser al menos igual al diámetro del agujero.

$$\mathbf{d_{min}\ entre\ centros = 2 * d_{agujero}} \qquad \text{Ec. 9}$$

$$d_{min}\text{entre centros} = 2 * 25{,}4\ \text{mm}$$

$$d_{min}\text{entre centros} = 50{,}8\ \text{mm}$$

Cálculo del número máximo de agujeros

Para determinar el número máximo de agujeros que puede tener la rueda sin comprometer la estructura se divide el perímetro por la distancia mínima calculada anteriormente.

$$\mathbf{N_{máximo} = \frac{Perímetro}{d_{min}\ entre\ centros}} \qquad \text{Ec. 10}$$

$$\text{N}_{\text{máximo}} = \frac{1\,884{,}96\ \text{mm}}{50{,}8\ \text{mm}}$$

$$\text{N}_{\text{máximo}} = 37{,}10$$

Dado que no se puede tener números con decimales de agujeros, se redonde a 37. Considerando que en el agujero se aplica la fuerza hacia la rueda mediante el pin y el cilindro hidráulico, se debe tener en cuenta que demasiados agujeros pueden debilitar la

estructura de la rueda, mientras que muy pocos agujeros pueden dificultar el control y reducir la precisión al colocar el pin.

Teniendo en cuenta lo antes mencionado se hace el análisis previamente con 20 agujeros.

Distancia entre centros

$$\textbf{d entre centros} = \frac{\textbf{Perímetro}}{\textbf{N}}$$

$$\text{d entre centros} = \frac{1\ 884{,}96\ \text{mm}}{20}$$

$$\text{d entre centros} = 94{,}24\ \text{mm}$$

La distancia entre los centros de los agujeros será de 94,24 mm, lo que proporciona un equilibrio entre la robustez de la rueda y la operabilidad del mecanismo, cumpliendo la función de aflojar y ajustar la turca del cilindro hidráulica. El ángulo entre agujeros es de 18° lo cual se encuentra dividiendo los 360° para el numero de agujeros.

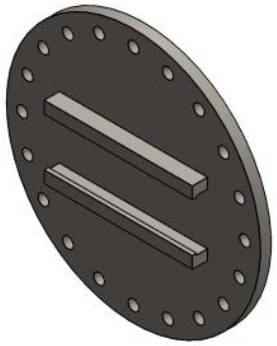


Figura 21: Rueda del mecanismo de ajuste y afloje.

Finalmente, la rueda queda como se puede observar en la figura 21. El diseño de la rueda incluye un diámetro de 600 mm, con 20 agujeros de 25,4 mm de diámetro, una distancia entre centros de 94,24 mm y un espesor 25,4 mm. La rueda es fabricada con el material ASTM A36 acero.

- **Dimensionamiento del eje**

El eje en el mecanismo está sujeto a una fuerza máxima de 60 290 N producida por el cilindro hidráulico, como se puede observar en la figura 22. Además, el eje debe soportar un torque de 7400 N.m, tendrá una longitud de 0,380 m y estará sometido a una carga adicional debido al peso de la rueda que es de 59,32 kg.

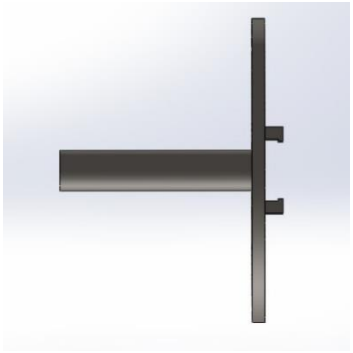


Figura 22: Eje y rueda del mecanismo.

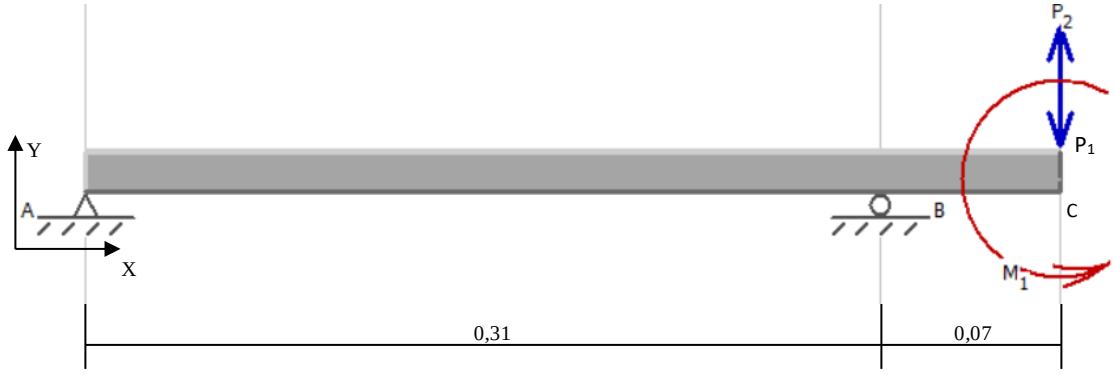


Figura 23: Localización de las fuerzas en el eje.

Para el cálculo del dimensionamiento del diámetro del eje, es necesario calcular las reacciones y momentos a los que está sometido el eje, como se puede observar en la figura 24. Para el cálculo de las reacciones, se iguala a cero la suma de fuerzas en la dirección en *y*, y el momento en el punto A.

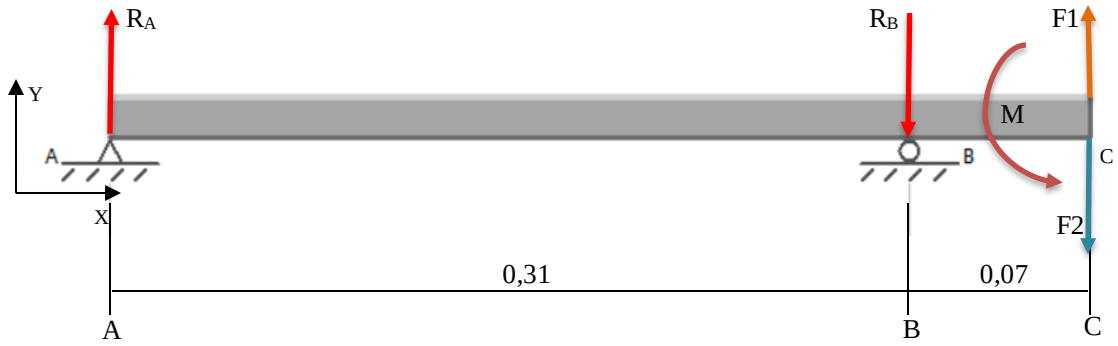


Figura 24: Diagrama de fuerzas en el plano X-Y.

$$\sum_{Fy} = 0$$

$$R_{Ay} - R_{By} + F_1 - F_2 = 0$$

$$R_{Ay} - R_{By} + F_1 - F_2 = 0$$

$$R_{Ay} - R_{By} + 60\,290{,}94\ N - 581{,}93N = 0$$

$$R_{Ay} - R_{By} = -\ 60\,290{,}94\ N + 581{,}93N$$

$$\sum_{MA} = 0$$

$$-(R_{By} * 0.31) + (F_1 * 0{,}38) - (F_2 * 0{,}38)\ +\ M_T\ = 0$$

$$-(R_{By} * 0.31) + (60\,290{,}94\ N * 0{,}38\ m) - (581{,}93 * 0{,}38) +\ 7\,400\ N.m = 0$$

$$-0{,}31R_{By} + 22\,910{,}557\ N.m - 221{,}13\ N.m + 7\,400\ N.m = 0$$

$$-0{,}31R_{By} + 30\,089{,}43\ N.m = 0$$

$$R_{By} = \frac{30\,089{,}43\ N.m}{0{,}31\ m}$$

$$R_{By} = 97\,062{,}68\ N$$

$$R_{Ay} = 37\,353{,}67\ N$$

A continuación, en la figura 25, se observa el diagrama de fuerzas cortantes y el diagrama de momento flector correspondiente al plano X-Y

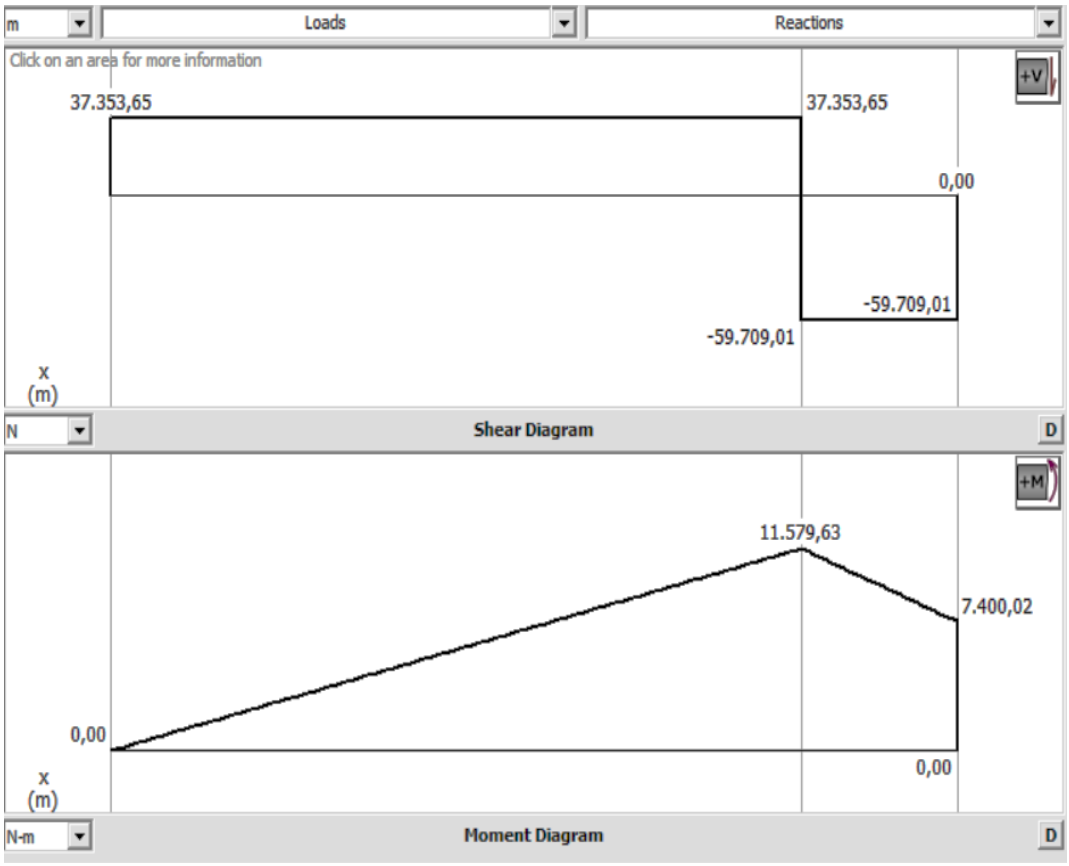


Figura 25: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

El material que se asume para el dimensionamiento del eje es un acero AISI 4340 (705) templado y revenido, con las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la tensión (Sut): 1470 MPa [42].
- Resistencia a la fluencia (Sy): 1360 MPa [42].

Para el diseño del eje, se calcula el límite de resistencia a la fatiga ya que esto ayuda a garantizar que el eje no falle prematuramente debido a cargas repetitivas.

Primero se selecciona el límite de resistencia a la fatiga el cual depende del valor de la resistencia a la tensión

$$Se' = \begin{Bmatrix} 0{,}5\ Sut & Sut \leq 200\ kpsi\ (1400\ MPa) \\ 100\ Kpsi & Sut > 200\ Kpsi \\ 700\ MPa & Sut > 1400\ MPa \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 11}$$

Según la ecuación 11 el valor perteneciente de Se´ para el Sut del material a utilizar es

$$Se' = 700\ MPa$$

A continuación, se determina los factores de modificación que tiene el límite de resistencia a la fatiga.

$$Se = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, k_f\, Se' \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de carga

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de efectos varios

- Factor de superficie

Para determinar el factor k_a se utiliza la ecuación 13

$$k_a = a Sut^b \quad \text{Ec. 13}$$

Donde a y b son factores determinados por la tabla 14 como se puede observar.

TABLA 14
PARÁMETROS EN EL FACTOR DE SUPERFICIE.

Acabado superficial	Factor a Sut, kpsi	Factor a Sut MPa	Exponente b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	0,995

[58]

Se selecciona un acabado superficial maquinado o laminado en frío, lo que da un valor para el factor *a* de 4,51 y un valor del exponente *b* igual a -0,265. Con estos valores se reemplaza en la ecuación 13 para determinar el factor de superficie.

$$k_a = 4{,}51\ (1470)^{-0{,}265}$$

$$k_a = 0{,}653$$

- Factor de tamaño

Para calcular el factor de tamaño, se utiliza una de las siguientes expresiones, las cuales dependen del diámetro.

$$k_b = \begin{Bmatrix} (d/0{,}3)^{-0{,}107} = 0{,}879\ d^{-0{,}107} & 0{,}11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0{,}9\ d^{-0{,}157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7{,}62)^{-0{,}107} = 1{,}24\ d^{-0{,}107} & 2{,}79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1{,}51\ d^{-0{,}157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{Bmatrix} \qquad \text{Ec. 14}$$

Para nuestro diseño el valor del factor de tamaño va ser 0,9 asumimos este valor para luego verificar con el diámetro calculado en el re diseñamiento del eje.

$$k_b = 0{,}9$$

- Factor de carga

Para establecer el factor de carga se debe saber si el eje está sujeto a cargas flexionantes, axiales o de torsión. A continuación, se presenta los valores de k_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0{,}85 & \text{axial} \\ 0{,}59 & \text{torsión} \end{cases} \qquad \text{Ec. 15}$$

Como el eje está sujeto a fuerzas combinadas como es flexión y torsión el valor del factor de carga es 1

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad

En nuestro diseño se va a tener una confiabilidad de 50 % por eso en la tabla 15, se puede observar los valores correspondientes a 8 desviaciones estándares perteneciente al límite de resistencia a la fatiga.

TABLA 15
VALOR CORRESPONDIENTE AL FACTOR DE CONFIABILIDAD.

Confiabilidad %	**Variación de transformación z_a**	**Factor de confiabilidad k_e**
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

[58]

$$k_d = 1$$

- Factor de efectos varios.

$$k_f = 1$$

Por último, calculamos el límite de resistencia real a la fatiga con la ecuación 12.

$$Se = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, k_f\, Se'$$

$$Se = (0{,}653)(0{,}9)(1)(1)(1)(1)(700)$$

$$Se = 411{,}39\ \text{MPa}$$

Para la primera evaluación del dimensionamiento del diámetro del eje se usará el criterio de ED- Goodman.

$$d = \left(\frac{16\,n}{\pi}\left\{\frac{1}{Se}[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut}[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}\right\}\right)^{\frac{1}{3}} \qquad \text{Ec. 16}$$

Donde:

d = diámetro

n = factor de seguridad (1,5) asumimos

Se= límite de resistencia real calculada

K_f = factor de concentración del esfuerzo flexión

K_{fs}= factor de concentración del esfuerzo torsionante

M_a= momento alternativo

T_a= torque

En el caso del eje a diseñar por ser un eje giratorio con flexión el mismo que está sometido a cargas en su extremo por el peso de la rueda y torsión constante se puede simplificar la ecuación 16 al igualar M_m y T_a a 0, lo cual ayuda a eliminar algunos términos de la ecuación para calcular el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{16\,n}{\pi}\left\{\frac{1}{Se}[4(K_f M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut}[3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Finalmente reemplazamos los valores calculados anteriormente para determinar el diámetro

$$d = \left(\frac{16 * 1{,}5}{\pi}\left\{\frac{1}{411{,}39}[4(1{,}7 * 11579{,}63)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{1470}[3(1{,}5 * 7400)^2]^{\frac{1}{2}}\right\}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0{,}0938 \text{ m}$$

$$d = 94 \text{ mm}$$

Como los valores estimados fueron conservadores se realiza con re dimensionamiento con el diámetro de 94 mm, se vuelve a calcular el límite de resistencia a la fatiga y esfuerzos para determinar el factor de seguridad que tendrá el eje.

$$Se = k_a\, k_b\, k_c\, k_d\, k_e\, k_f\, Se'$$

$$Se = (0{,}653)(0{,}74)(1)(1)(1)(1)(700)$$

$$Se = 338{,}25\ \text{MPa}$$

Se calcula los esfuerzos que está sometido el eje con las ecuaciones 17 y 18.

$$\sigma_m = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \qquad \text{Ec. 17}$$

$$\sigma_\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \qquad \text{Ec. 18}$$

Reemplazamos los valores

$$\sigma_m = \frac{32 * 11579{,}63}{\pi * (0{,}094)^3}$$

$$\sigma_m = 142\ \text{MPa}$$

$$\sigma_\tau = \frac{16 * 7400}{\pi * (0{,}094)^3}$$

$$\sigma_\tau = 45{,}36\ \text{MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad utilizamos la ecuación 19 que es el criterio de Goodman donde utilizamos el límite de resistencia a la fatiga, los esfuerzos y el valor de resistencia a la tensión del material.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_m}{Se} + \frac{\sigma_\tau}{Sut} \qquad \text{Ec. 19}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{142}{338{,}25} + \frac{45{,}36}{1470}$$

$$n_f = 2.22$$

Finalmente, dado que el factor de seguridad es mayor que 2, el diámetro del eje para el mecanismo de desmontaje es de 0,094 m, fabricado en material AISI 4340 con una longitud de 0,38 m. Como se puede observar en la figura 26.

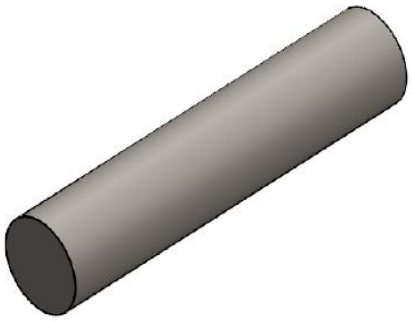


Figura 26: Eje del mecanismo de desmontaje.

- **Carcasa protectora del eje**

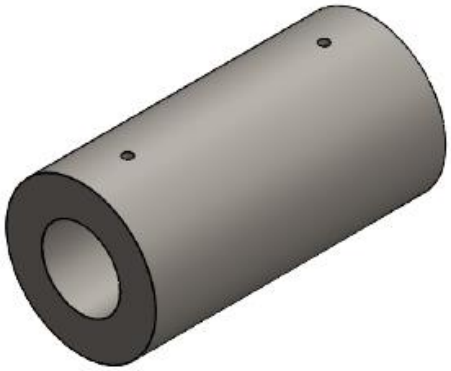


Figura 27: Carcasa del eje.

Para que el eje pueda girar va estar en una carcasa fija de acero ASTM A36, como se puede observar en la figura 27, el cual se dimensiona a partir del diámetro del eje y la longitud.

El componente tiene un diámetro interno de 0,104 m y un diámetro externo de 0,160 m. En su interior, contiene un buje de bronce con una longitud de 0,1 m y un diámetro de 0,095 m. Además, el eje está sumergido en aceite, por lo que se instalan retenes en cada extremo de la carcasa, con dimensiones de 94 x 104 x 10 mm, con el propósito de prevenir fugas de aceite.

3.2.3.2 Mecanismo de soporte corredizo

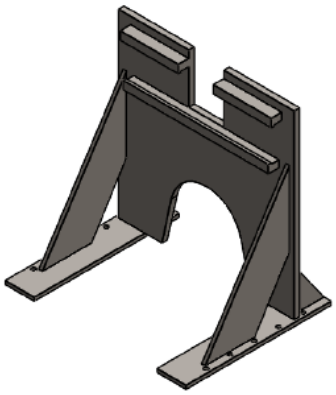


Figura 28: Soporte corredizo del mecanismo.

El soporte corredizo como se muestra en la figura 28, se desplaza a lo largo de la bancada, posteriormente se sujeta uno de los extremos del cilindro mediante las mordazas, manteniéndolo suspendido durante el proceso de afloje o ajuste. El proceso de dimensionamiento del componente comienza con la determinación del diámetro máximo del cilindro hidráulico bajo estudio, el cual proporciona las dimensiones longitudinales y transversales del agujero. Posteriormente, se estima el ancho de los rieles donde se colocan las mordazas de ajuste.

La altura y el ancho del mecanismo de afloje y ajuste determinan las dimensiones finales del soporte corredizo. Además, el componente cuenta con rieles que están asegurados mediante cinco pernos a cada lado, lo que permite su desplazamiento a lo largo de la bancada.

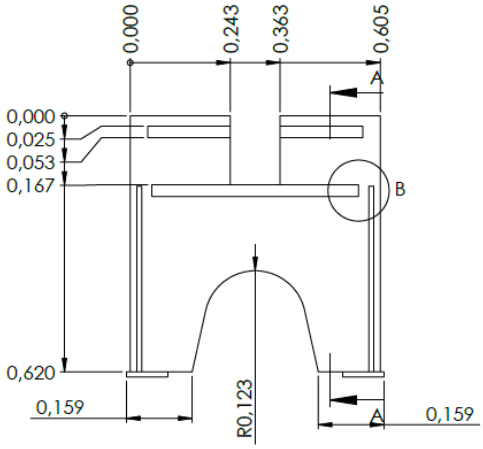


Figura 29. Dimensiones de la vista frontal del soporte corredizo.

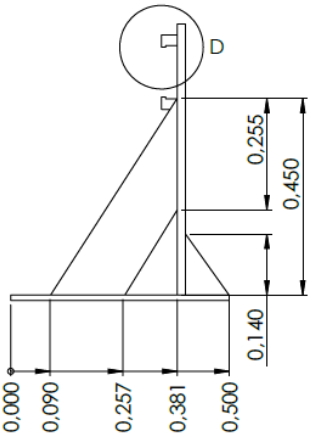


Figura 30. Dimensiones de la vista lateral del soporte corredizo.

- **Cálculo del peso del soporte corredizo**

  Para calcular el peso del soporte se va utilizar las medidas de las figuras 29 y 30. Este peso será aplicado en la bancada del mecanismo.

  Volumen de la placa del corredizo

$$V_1 = b * a * h \qquad \text{Ec. 20}$$

$$V_1 = 0{,}605 * 0{,}620 * 0{,}019$$

$$V_1 = 7{,}127 * 10^{-3} m^3$$

  Volumen de la placa rectangular

$$V_2 = b * a * h$$

$$V_2 = 0{,}1 * 0{,}5 * 0{,}012$$

$$V_2 = 6 * 10^{-4} m^3$$

  Volumen de la placa trapezoidal

$$V_3 = A_b * h \qquad \text{Ec. 21}$$

$$A_b = \frac{(B + b)}{2} * h$$

$$A_b = \frac{(0{,}535 + 0{,}229)}{2} * 0{,}167$$

$$A_b = \frac{(0{,}535 + 0{,}229)}{2} * 0{,}167$$

$$A_b = 0{,}0638\ m^2$$

$$V_3 = 0{,}0638 * 0{,}012$$

$$V_3 = 7{,}66 * 10^{-4} m^3$$

Volumen de la placa triangular

$$V_4 = A_b * h$$

$$A_b = \frac{(0{,}100 * 0{,}140)}{2}$$

$$A_b = 7 * 10^{-3} m^2$$

$$V_3 = 7 * 10^{-3} * 0{,}012$$

$$V_3 = 8{,}4 * 10^{-5} m^3$$

Volumen Total

$$V_t = 7{,}127 * 10^{-3} - 8{,}73 * 10^{-4} + 2(6 * 10^{-4}) + 2(7{,}66 * 10^{-4}) + 2(8{,}4 * 10^{-5})$$

$$V_t = 9{,}147 * 10^{-3} m^3$$

$$P = Vt * \rho \qquad \text{Ec. 22}$$

Peso total $P = 71{,}35\ kg$

- **Cálculo y selección de pernos**

Para realizar la selección de pernos debemos tener en cuenta el peso que soporta cada uno en las uniones del soporte corredizo.

Peso del soporte corredizo

Peso 1= 71,39 kg

Peso de las mordazas

Peso 2= 7,32 kg

El peso total es:

$$P_t = P_1 + P_2$$

$$P_t = 700{,}33\ \text{N} + 71{,}81\ \text{N}$$

$$P_t = 772{,}14\ \text{N}$$

La fuerza cortante es igual a la fuerza del peso total

$$V = P_t$$

$$V = 772{,}14\ \text{N}$$

La fuerza para cada perno es

$$F = \frac{V}{\#\ \text{pernos}}$$

$$F = \frac{772{,}14}{10}$$

$$F = 77{,}21\ \text{N}$$

Momento que resiste los pernos

$$M = F * d$$

$$M = 772{,}14\ \text{N} * 0{,}2875\text{m}$$

$$M = 221{,}99\ \text{N.m}$$

Distancia entre centros de los pernos

$$r = \sqrt{(0{,}083)^2 + (0{,}015)^2} \qquad \text{Ec. 23}$$

$$r = 0{,}0843\ \text{m}$$

Fuerza en cada perno

$$Fp = \frac{M * r}{10 * r^2}$$

$$Fp = \frac{221{,}99 * 0{,}0843}{10 * (0{,}0843)^2}$$

$$Fp = 658{,}33\ N$$

Fuerza Total

$$F_T = Fp * sen(45°) + F$$

$$F_T = 658{,}33 * sen(45°) + 77{,}21$$

$$F_T = 406{,}38\ N$$

Fuerza resultante en cada perno es

$$F_R = \sqrt{(329{,}17)^2 + (406{,}38)^2}$$

$$F_R = 523\ \text{N}$$

Para determinar el diámetro del perno reemplazos el valor de fuerza resultante y la resistencia de prueba mínima del perno grado SAE 8 - 827MPa.

$$\text{F} = \frac{\pi * \text{d}^2}{4} * \sigma \qquad \text{Ec. 24}$$

$$\text{d} = \sqrt{\frac{4 * \text{F} * \text{f}}{\pi * 0{,}3 * \sigma}}$$

$$\text{d} = \sqrt{\frac{4 * 523 * 2{,}25}{\pi * 0{,}3 * 827}}$$

$$\text{d} = 0.012\ \text{m}$$

Después de calcular el diámetro necesario para los 10 pernos, se escoge el perno acero medio carbono aleado, con cabeza hexagonal, de diámetro ½" x 2.½" clasificado como G8-UNC HC.

- **Dimensionamiento de las mordazas y rieles**

Las mordazas desempeñan un papel crucial al mantener el equilibrio y la suspensión del cilindro hidráulico durante el ajuste o aflojamiento de la tuerca y la tapa. Sus dimensiones están determinadas por la tuerca del cilindro en prueba, y su longitud está influenciada por el otro extremo del cilindro en cuestión, como se puede observar en la figura 31. Estos componentes son móviles para adaptarse a la tuerca, deslizándose a lo largo de los rieles ubicados en la rueda de giro y en el soporte corredizo. De esta manera, aseguran un ajuste preciso y estable mientras se manipulan las partes del cilindro hidráulico.

Cada mordaza está fabricada con material ASTM A36 y consta de una placa rectangular de 0,12 m por 0,1 m con un espesor de 0,0254 m que encaja perfectamente en los rieles. Estas mordazas se ajustan mediante dos pernos hasta alcanzar el ajuste de la tuerca y del cabezal del cilindro hidráulico. También incluyen un tubo hueco con un diámetro exterior de 0,073 m y un espesor de 0,006 m, que conecta la placa con la mordaza.

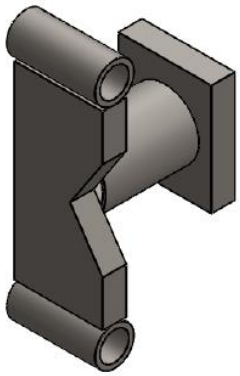


Figura 31. Mordaza de ajuste del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico.

Los rieles, como se puede observar en la figura 32, que sostienen las mordazas están fabricados con material ASTM A36. Estos rieles cuentan con una placa base que se fija a la rueda y al soporte corredizo, con dimensiones de 0,036 m y 0,024 m. La otra placa

impide que la mordaza se salga, tiene dimensiones de 0,028 m por 0,010 m, y ambas placas tienen una longitud de 0,350 m.

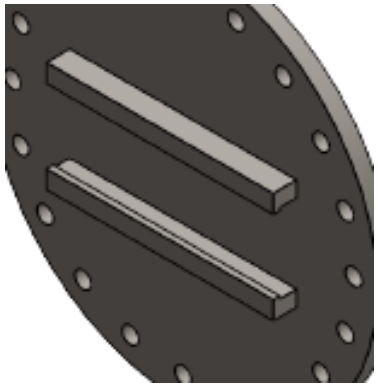


Figura 32. Rieles que sostienen las mordazas de ajuste.

3.2.4 Diseño del sistema estructural

3.2.4.1 Dimensionamiento del riel

Para realizar el movimiento lateral del vástago del cilindro hidráulico a desmontar, se emplea un riel construido por dos perfiles cuadrados de acero estructural, con dimensiones de 0,050 m x 0,1 m x 3 m y un espesor de 0,003 m, como se puede observar en la figura 33. Estos perfiles están unidos por placas dimensionadas según las medidas del largo del cilindro hidráulico de desplazamiento.



Figura 33. Perfil cuadrado acero estructural.

Las placas igualmente están fabricadas de acero estructurar, el objetivo de las mismas es cumplir el alojamiento de uno de los extremos del cilindro hidráulico a desarmar por

medio de pines, como se puede observar en la figura 34. El movimiento lateral se cumplirá por el cilindro hidráulico SERIE 704/900 seleccionado anteriormente.



Figura 34: Riel móvil del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico.

3.2.4.2 Dimensionamiento de la bancada

La bancada es el componente estructural encargado de soportar el peso del cilindro hidráulico a prueba, el peso del soporte corredizo, el peso del mecanismo de afloje y ajuste, manteniéndolos fijos cuando se realice el proceso de desmontaje del vástago y ajuste de la tuerca.

Los pesos de cada componente del mecanismo se muestran en la tabla 16 como se puede observar.

TABLA 16.
PESOS DE CADA COMPONENTE DEL MECANISMO DE AFLOJE.

Componente	Peso (kg)
Cilindro hidráulico de prueba	297
Soporte corredizo	71,35
Mecanismo de ajuste y afloje	124,18
Riel	71,78
Cilindro hidráulico	23,6

El peso que está soportando la bancada es 587,91 kg este valor da sumando todos los valores de cada componente del mecanismo de la tabla 16. Para calcular la fuerza que está sometida la estructura de la bancada se utiliza la ecuación 25.

$$F = m * g \qquad \text{Ec. 25}$$

$$F = 587{,}91\ \text{kg} * 9{,}81\ \text{m}/s^2$$

$$F = 5\,767{,}4\ \text{N}$$

Para la bancada se selecciona un perfil IPN 140 de acero estructural, la longitud y ancho de la estructura es de 2,2 m y 0,6 m respectivamente por la longitud máxima perteneciente al cilindro hidráulico de prueba. Se escoge este perfil por la medida del patín y el ancho del ala ya que son idóneos para sostener la altura del tubo cuadrado del riel y el soporte corredizo. A continuación, en la tabla 17, se puede observar las medidas del perfil IPN. **Anexo D**

TABLA 17
MEDIDAS DEL PERFIL IPN 140

Denominación	**Dimensiones**		**Propiedades**					
	h mm	**b mm**	**Área sección cm²**	**Peso kg/mt**	**Inercia (cm⁴)**		**Modulo Resistencia (cm³)**	
IPN 140	140	66	18,30	14,40	573	35,20	81,90	10,70

[58]

- **Momento máximo de la viga empotrada.**

Para determinar la carga distribuida se utiliza la ecuación 26 para la viga con doble empotramiento. La longitud de la viga es de 2,25m.

$$w = \frac{F}{l} \qquad \text{Ec. 26}$$

$$w = \frac{5767{,}4}{2{,}25}$$

$$w = 2563{,}29\ \text{N/m}$$

La carga distribuida a lo largo de la bancada será de 2563,29 N/m como se puede observar en la figura 35.

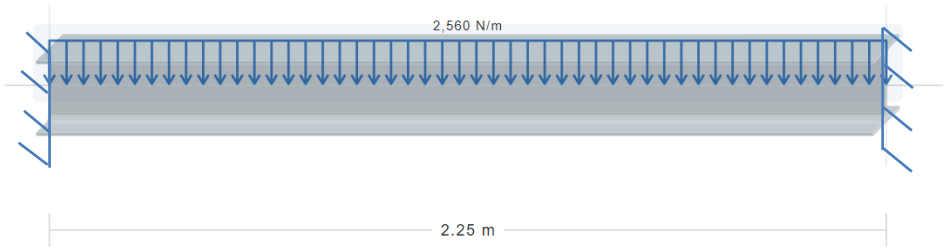


Figura 35. Distribución de la fuerza en el perfil de la bancada.

La viga como es empotrada en los lados y es simétrica las reacciones tienen el mismo valor tanto en el punto A y B.

$$R_A = 2883{,}70\ \text{N}$$

$$R_B = 2883{,}70\ \text{N}$$

Para calcular el momento que sufre el perfil se utiliza la ecuación 27.

$$M = \frac{w * l^2}{12} \qquad \text{Ec. 27}$$

$$M = \frac{2563{,}29\ \text{N/m} * (2{,}25)^2}{12}$$

$$M = 1081{,}39\ \text{N.m}$$

A continuación, se presenta el diagrama de las fuerzas cortantes y del momento en la figura 36.

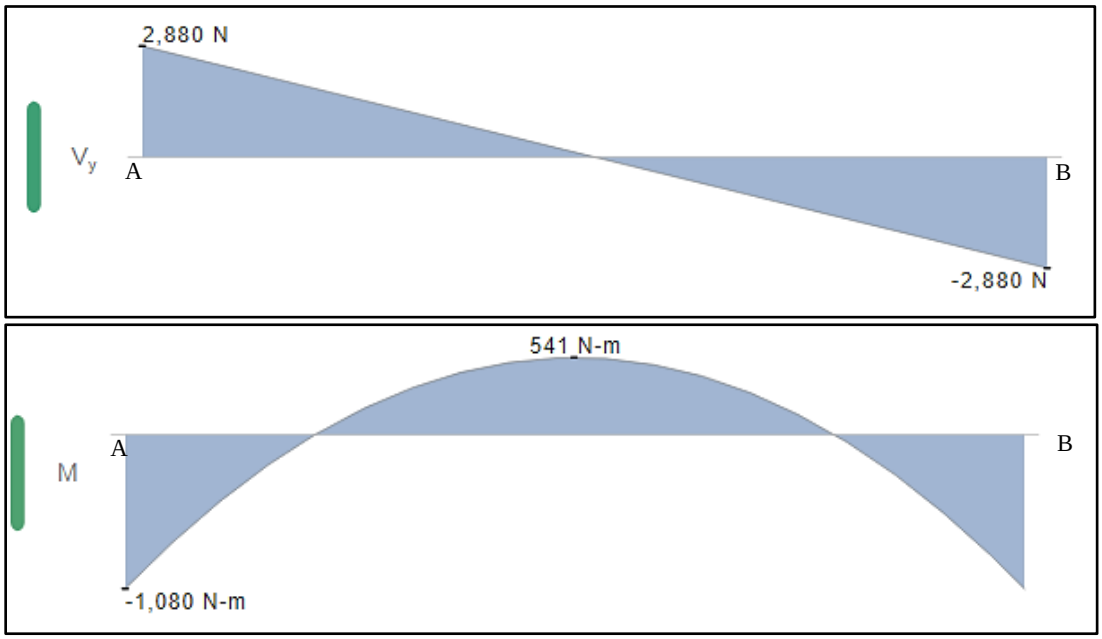


Figura 36. Diagrama de fuerza cortante y momento.

- **Deformación de la viga.**

Para saber cuál es la deformación que sufre la viga se ocupa la ecuación 28, que pertenece a una viga con doble empotramiento.

$$\delta_{max} = \frac{w * l^4}{384 * E * I} \qquad \text{Ec. 28}$$

Donde
w = carga distribuida
l = longitud
E = módulo de elasticidad
I = inercia

$$\delta_{max} = \frac{2563{,}29 * (2{,}25\text{m})^4}{384 * (200\ \text{GPa}) * (5{,}73\text{x}10^{-6}\text{m})}$$

$$\delta_{max} = 1{,}49\text{x}10^{-4}\text{m}$$

$$\delta_{max} = 0{,}149\ \text{mm}$$

La deformación en la viga se puede observar en la figura 37.

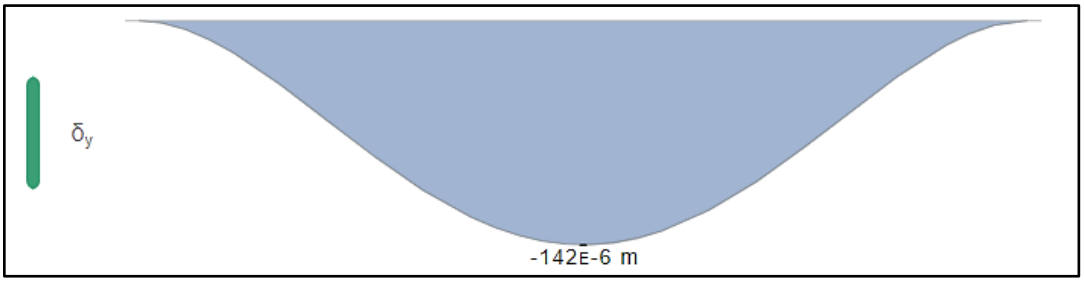


Figura 37. Deformación de la viga IPN 140.

- **Cálculo del esfuerzo**

Para determinar el esfuerzo que está sometida la viga se utiliza el límite elástico del acero y el factor de seguridad.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{acero}}{n}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1,75}$$

$$\sigma_{adm} = 142,86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{W_x}$$

Donde

W_x = Modulo resistencia sección

$$\sigma_{adm} = \frac{1081,39 \text{ N.m}}{8,19x10^{-5}m^3}$$

$$\sigma_{adm} = 13,20\ MPa$$

El esfuerzo admisible que está sujeto la bancada es de 13,20 MPa, como se puede observar en la figura 38.

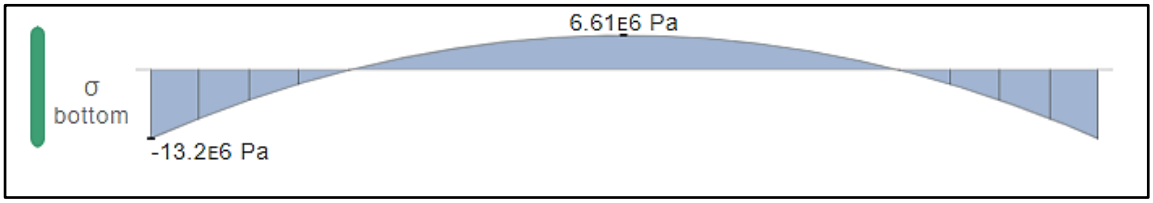


Figura 38. Esfuerzo en la viga IPN 140.

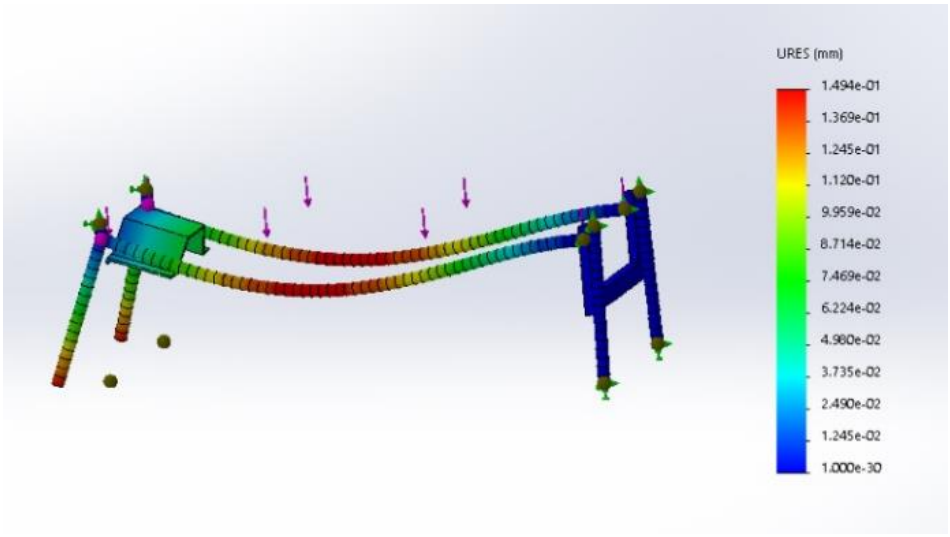
3.2.4.3 Análisis Estructural

Por último, se realizó el análisis de la estructura mediante la simulación en un programa de diseño asistido por ordenador para modelar cada uno de los componentes diseñados que la bancada tendrá que soportar durante la utilización del mecanismo.

- **Deformación de la bancada.**

TABLA 18
RESULTADO DE LA DEFORMACIÓN DE LA BANCADA.

Nombre	Valor Mínimo (mm)	Valor máximo (mm)
Deformación	$1{,}00x10^{-3}$	$1{,}494x10^{-1}$

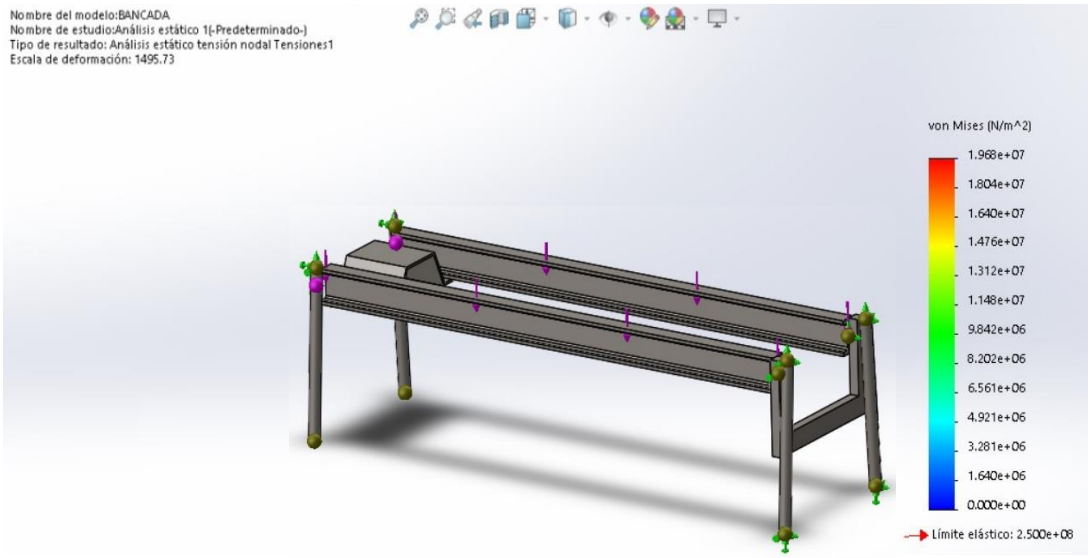


Anteriormente, se calculó una deformación con un valor de 0,149 mm. En la Tabla 18, se puede observar que el análisis arroja un valor de $1{,}494x10^{-1}$ mm, lo cual indica que los valores obtenidos tanto analíticamente como mediante simulación son consistentes. Concluyendo que la bancada tendría una deformación de 0 a 1 mm durante el proceso de desmontaje y afloje de la tuerca.

- **Esfuerzo de Von Mises de la bancada.**

TABLA 19
RESULTADO DE ESFUERZO DE VON MISES

Nombre	Valor Mínimo (N/m^2)	Valor máximo (N/m^2)
Esfuerzo de Von Mises	$1{,}64x10^6$	$1{,}98x10^7$

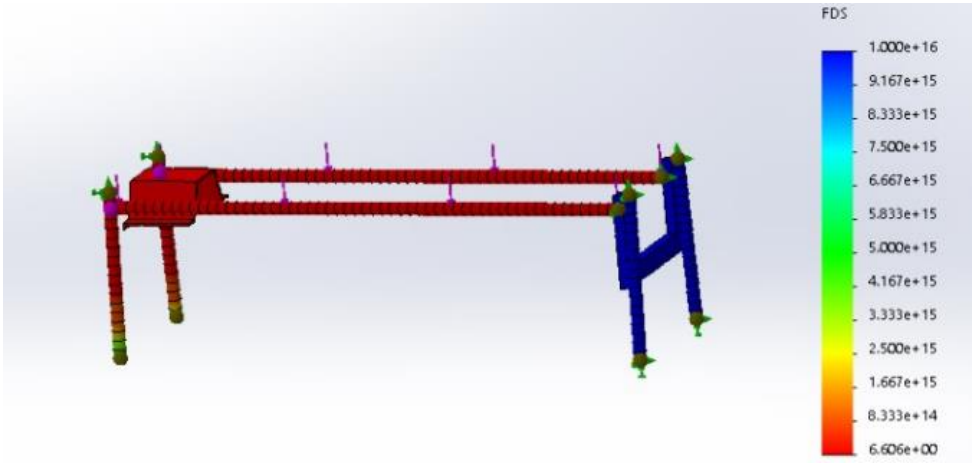


El valor crítico de Von Misses obtenido mediante el programa fue $1{,}968x10^7$ Pa como se puede observar en la tabla 19, y el valor calculado utilizando la ecuación de esfuerzo fue de $13{,}20x10^6$ Pa. Esto indica que el valor calculado está cerca del valor obtenido en la simulación.

- **Factor de seguridad**

TABLA 20
RESULTADO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

Nombre	Valor Mínimo	Valor máximo
Factor de Seguridad	6,6	$1{,}00x10^{16}$



La distribución del factor de seguridad es de 6,6 como se puede observar en la tabla 20, este valor está a lo largo de toda la bancada demostrando que soporta la carga esperada a la que está sometida en servicio, sin fallar en condiciones de cargas extraordinarias.

Finalmente, en la figura 39, se puede observar al mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulico que se va a proceder a construir.

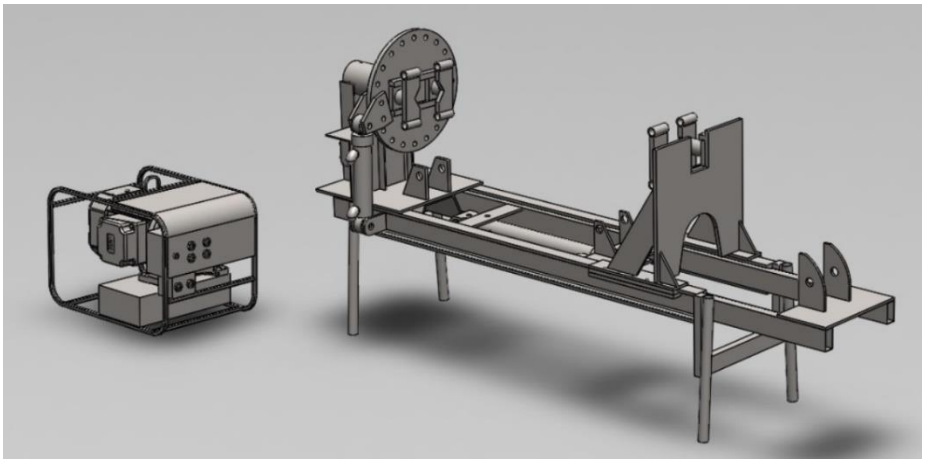


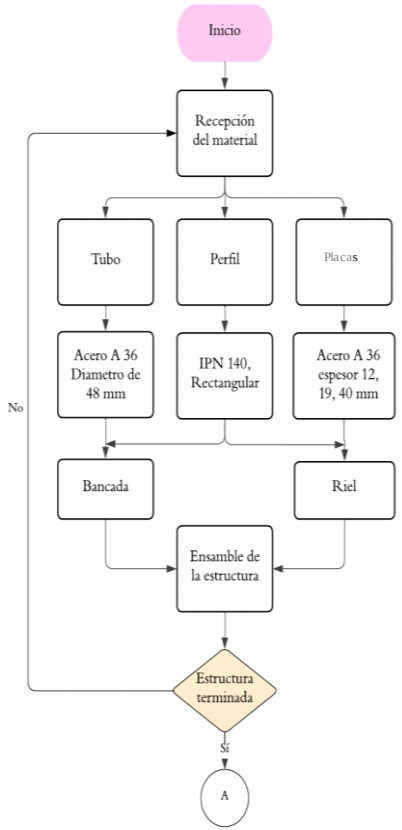
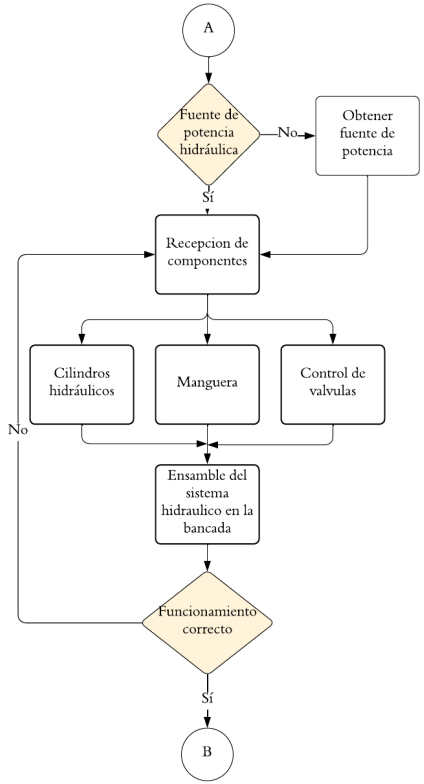
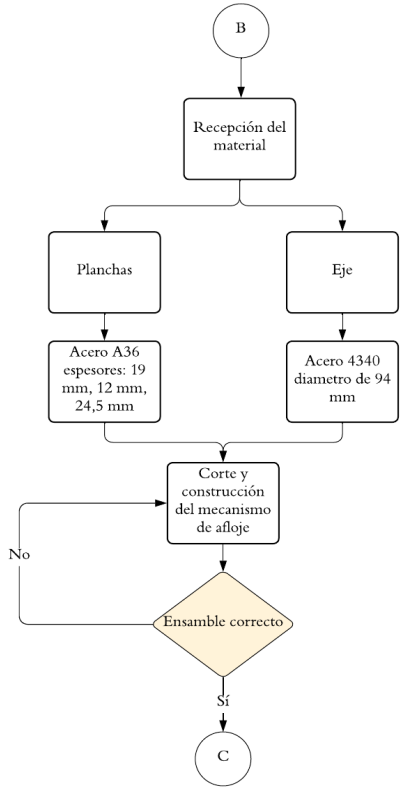
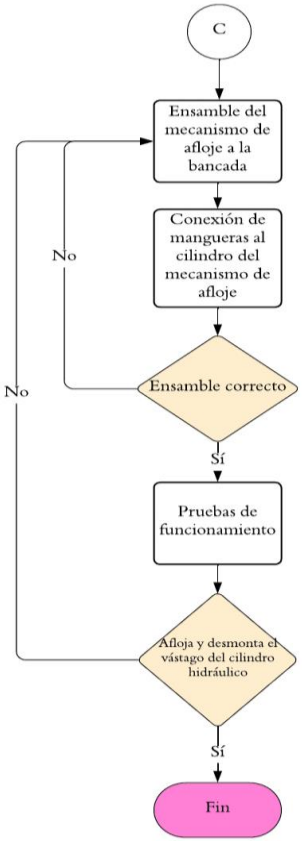
Figura 39. Mecanismo para el desmontaje de cilindros hidráulicos de diámetro y longitud variable.

3.3 Proceso de Construcción del mecanismo para el desmontaje de cilindro hidráulicos.

La construcción del mecanismo se llevó a cabo en el taller de mantenimiento Trac Service Ramos quien proporcionó la fuente de potencia hidráulica, además de proveer las herramientas y equipo de soldar con el personal apto para la realización de cada proceso de fabricación del mecanismo.

En la tabla 21, se puede observar el flujograma el cual especifica como fue el proceso en general de la construcción del mecanismo.

TABLA 21
PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE DESMONTAJE DE CILINDRO HIDRÁULICOS.

ESTRUCTURA	SISTEMA HIDRÁULICO	SISTEMA MECÁNICO	ENSAMBLE GENERAL
			

3.3.1 Materiales, herramientas y equipo para la construcción del mecanismo

En las siguientes tablas 22, 23 y 24, se indicará cada herramienta, material y equipo que se utilizaron para la construcción del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos.

- **Equipos**

TABLA 22
EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO.

Nombre	Cantidad
Soldadora de arco eléctrico	1
Taladro de pedestal	1
Torno	1
Cortadora de plasma	1
Cortadora oxicorte	1
Amoladora	1

- **Herramientas**

TABLA 23
HERRAMIENTAS UTILIZADAS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO

Nombre	Cantidad
Llaves combinadas plana	5
Llave inglesa	1
Hexágonos	1
Martillo	1
Alicate de presión	1
Entenalla	1
Prensa en forma de C	2

- **Instrumentos de medición**

TABLA 24.
INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO

Nombre	Cantidad
Calibrador pie de rey	1
Flexómetro	1
Escuadras metálicas	2
Regla metálica	1

- **Materia Prima**

En la tabla 25 se puede observar la materia prima utilizada en la construcción del mecanismo.

TABLA 25
MATERIA PRIMA UTILIZADA EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO

Nombre	Cantidad
Perfil IPN 140	2
Tubo rectangular 50x100x3 mm	2
Tubería redonda 1 7/8”	4
Tubería redonda 2 7/8”	4
Plancha 12 mm	1
Plancha 14 mm	1
Plancha 19 mm	1
Plancha 25 mm (1”)	2
Plancha 40 mm	1
Platinas PLT 25x12	2
Eje AISI 4340 de 94 mm	1
Pernos de ½”	10
Tuercas de ½”	10
Arandelas de presión de ½”	10
Arandelas planas de ½”	10
Electrodos E- 6011	50

- **Componentes estándar**

En la tabla 26, se puede observar los componentes que se adquirieron por catálogo para la construcción del mecanismo de desmontaje.

TABLA 26
COMPONENTES ESTÁNDAR UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO.

Nombre	Cantidad
Unidad de potencia hidráulica	1
Cilindro hidráulico 708/3	1
Cilindro hidráulico 704/900	1
Acoples de manguera	8
Manguera de caucho	6
Control de válvulas	1
Batería	1

3.3.2 Construcción de la bancada

La estructura de la bancada fue construida en el taller mecánico auspiciante. Está formada por dos perfiles IPN 140 de 2,12 m de largo, los mismos que están unidos en sus extremos por planchas de acero A36 véase en el plano de bancada para las medidas. Los perfiles y las planchas están unidas por soldadura de arco eléctrico utilizando electrodo E-6011. A demás la bancada esta soportada por 4 tubos de diámetro 2 7/8" en sus extremos, como se puede observar en la figura 40.



Figura 40. Construcción de la bancada del mecanismo.

3.3.3 Construcción del riel

El riel es la parte móvil del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos, está fabricado por dos tubos cuadrados de dimensiones 0,05 x 0,1 x 0,003 m de 3 m de largo, el material es un acero estructural con una separación entre tubo de 0,395 m. Se une mediante 4 planchas las mismas que tienen un espesor de 12 mm, 3 de estas planchas son las que sostienen al cilindro hidráulico de desplazamiento lateral. Todas las piezas están soldadas con electrodo E-6011, como se puede observar en la figura 41.



Figura 41. Riel del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos.

3.3.4 Ensamble del sistema hidráulico

Después de tener el riel en la bancada se coloca el cilindro hidráulico 704/900, el cual cumplirá la función de desmontar el vástago de la carcasa del cilindro hidráulico, será controlado desde el control de válvulas para su desplazamiento. Además, para el proceso de ajuste y afloje de la turca del pistón o tapa del cilindro se instaló el cilindro 708/3 en el perfil IPN 140, este se unirá en la parte superior de la cabeza del vástago por un pin a la rueda de giro.

El sistema hidráulico depende de la unidad de potencia hidráulica la misma que da una presión de 1500 psi. Esta presión estará dirigida hacia los cilindros media mangueras de diámetro interno de ½ pulgada con 2 mallados de acero, en uno de sus extremos tendrán acoples rápidos que van hacia la unidad de potencia y en sus otros extremos tendrá acoples de dos piezas que van hacia el control de válvulas.

Finalmente, se conecta las mangueras que salen desde los dos cilindros hidráulicos para conectarse al control de válvulas y así poder manejar cada cilindro del mecanismo de desmontaje como se puede observar en la figura 42.



Figura 42. Conexión de mangueras al control de válvulas y cilindros hidráulicos.

3.3.5 Construcción del mecanismo de afloje y ajuste

Se empieza con la adquisición del eje AISI 4340 con un diámetro de 100 mm el mismo que fue torneado a su diámetro de 94 mm, tiene una longitud de 0,38 m y esta soldado uno de sus extremos a la rueda de afloje.

La rueda de afloje se realizó utilizando una cortadora de plasma dejando un diámetro de 600 mm y un espesor de 25,4 mm, está hecha de acero A 36 y la medida de los 20 agujeros distribuidos en la rueda será de 94 mm desde el centro de cada uno, con un diámetro de 25,4 mm los cuales abarcaran el pin que sujeta la cabeza del vástago del cilindro hidráulico.

La carcasa que protege al eje tiene un diámetro exterior de 0,160 m y un diámetro interior de 0,104 m el mismo que fue torneado a su diámetro interior para que se ponga en sus extremos un buje de bronce y retenedores los cuales impiden la fuga de aceite.

Después de tener cada componente del mecanismo de afloje y ajuste se suelda una plancha de 0,565 m x 0,585 m con un espesor de 12 mm a los perfiles IPN 140 de la bancada, la misma que sostendrá todo el mecanismo de afloje. Finalmente se une dos perfiles IPN 20 a la plancha para que sea el soporte de la carcasa del eje la misma que tendrá ya el eje 4340 y la rueda soldada.



Figura 43. Mecanismo de ajuste y afloje.

Como se puede observar en la figura 43, la rueda tiene dos rieles que están fabricadas de acero A36 con una longitud de 0,350 m y una separación entre sí de 0,170 m. Están unidas por electro E-6011.

3.3.6 Construcción del mecanismo del soporte corredizo

En la fabricación del soporte corredizo se utilizó la cortadora oxicorte para obtener el componente de las medidas que se tiene en el plano, está construido por acero A36 con un espesor de 19 mm, teniendo un ancho total de 0,605 m y una altura de 0,620 m.

Se emplearon placas del mismo material, pero con un grosor de 12 mm, para sostener la plancha del corredizo hacia los perfiles IPN 140 de la bancada. Además, se soldaron placas del mismo grosor tanto a la plancha del corredizo como a la placa que está junto a los perfiles para mantenerla recta.

Finalmente, como se puede observar en la figura 44, se realizó las mismas rieles que se encuentran en la rueda, pero con una longitud de 0,5 m y una distancia entre ellas de 0,17 m.



Figura 44. Construcción del soporte corredizo.

3.3.7 Ensamble final.

Como se ensamblo cada componente después de su construcción en la bancada para verificación de las medidas y ver que no tenga impedimento en moverse se procedió a realizar pruebas de funcionamiento antes de pintar al mecanismo como se puede observar en la figura 45.



Figura 45. Ensamble final del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulicos.

Finalmente, como se ve que el mecanismo cumple su función se desmonta cada componente para proceder a pintarlos y se vuelve a ensamblar para terminar con el proceso de construcción como se puede observar en la figura 46.



Figura 46. Ensamble final y pintado del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos.

3.4 Presupuesto

El presupuesto para la realización del mecanismo de desmontaje para cilindros hidráulicos de diámetro y longitud variable fue dado por el taller mecánico Trac Service Ramos, el mismo que costeo todo el proyecto técnico es decir los valores de la materia prima, mano de obra entre otros.

3.4.1 Costo de materia prima para el mecanismo de desmontaje

Se consideran costos de materia prima todo aquel material utilizado en la fabricación del mecanismo el mismo que sea cortado, mecanizado, o soldado. En la tabla 27, se especifican los precios de cada material.

TABLA 27
COSTOS DE MATERIA PRIMA

Material	Cantidad	Precio Unitario $	Precio Total $
Tubo redondo Ø 1 7/8 x 3 mm	3 m	5,25	15,75
Tubo redondo Ø 2 7/8 x 6 mm	0,5 m	9,74	4,87
Perfil IPN 140	1	40	40
Tubo rectangular 50x100x3 mm	2	35	70
Plancha 12 mm	3 m^2	32,8	98,4
Plancha 14 mm	2 m^2	37,80	74,6
Plancha 19 mm	2 m^2	41,20	80,4
Plancha 25 mm	2 m^2	47,75	94,9
Plancha 40 mm	0,5 m^2	58,99	29,50
Platinas PLT 25x12 mm	1 m	3,33	3,33
Eje AISI 4340 Ø 100 mm x 380 mm	1	49,65	49,65
Pernos de ½"	10	0,35	3,50
Tuercas de ½"	10	0,20	2,00
Arandelas planas de ½ "	10	0,10	1,00
Arandelas de presión de ½ "	10	0,13	1,30
Electrodo E6011	2 libras	7,5	15
		Total	**584,20**

3.4.2 Costo de componentes estándares

En la tabla 28, se indica cada componente que se adquirió bajo catálogo.

TABLA 28
COSTOS DE COMPONENTES ESTÁNDARES

Material	Cantidad	Precio Unitario $	Precio Total $
Cilindro hidráulico 708/3	1	480,50	480,50
Cilindro hidráulico 704/900	1	140,70	140,70
Unidad de potencia hidráulica	1	1 107,00	1 107,00
Mangueras	6	42	252,00
Control de válvulas	1	67,00	67,00
Batería	1	30,80	30,80
		Total	**2078,00**

3.4.3 Costos de los procesos de manufactura

El proceso de manufactura se utilizó en el eje porque no se encontró el diámetro requerido y en la rueda que se utilizan en el mecanismo de afloje y ajuste.

TABLA 29
COSTOS DE LOS PROCESOS DE MANUFACTURA.

Actividad	Precio Total $
Corte por plasma	40,00
Corte por oxicorte	30,00
Torneado	80,00
Total	**150,00**

3.4.4 Costo total del mecanismo de desmontaje de cilindro hidráulicos.

El precio de la mano de obra no se incluye en los costos totales, ya que esta fue proporcionada por el taller Trac Service Ramos.

TABLA 30.
COSTO TOTAL DEL MECANISMO DE DESMONTAJE.

Costo	Precio Total $
Costo de materia prima	584,20
Costo de componentes estándares	2078,00
Costos de los procesos de manufactura	150,00
Costos extras	50,00
Total	**2862,20**

El precio total que tiene el mecanismo de desmontaje es de 2862,20 USD como se puede observar en la tabla 30.

3.5 Pruebas de funcionamiento

Para la prueba de funcionamiento del mecanismo para el desmontaje de cilindro hidráulicos de diámetro y longitud variable, se utilizó el cilindro hidráulico de la excavadora Caterpillar 320DL el mismo cilindro que se utilizó para los parámetros de diseño del mecanismo.

Primero se solicitó que los técnicos del taller hagan el proceso de desmontaje del cilindro hidráulico del tractor como regularmente lo hacían, observando que utilizan una pluma y fuerza de ellos para el desarme del cilindro hidráulico como se observa en la figura 47 y 48.



Figura 47. Colocación de una pluma en el vástago.



Figura 48. Desmontaje del cilindro hidráulico.

Se procedió a aflojar la tuerca del pistón sosteniendo la cabeza del vástago, colocando una llave de tubo de 48" en la tuerca, para ejercer el torque y aflojar la tuerca utilizaron 3 tubos de diferentes medidas de diámetro y longitud.

En el proceso de ajuste realizaron el mismo procedimiento al de afloje colocaron los 3 tubos y se aplicó la fuerza corporal para realizar el torque de ajuste de la tuerca. Para finalizar colocaron el vástago en la carcasa del cilindro hidráulico y ajustaron sin saber el torque correcto.

Después de observar su proceso, se solicitó continuar con el uso del mecanismo de aflojamiento. Como el vástago ya estaba desmontado, se procedió a colocarlo en el mecanismo de desmontaje para aflojar la tuerca. Primero se colocó la cabeza del vástago en el soporte corredizo ajustándolo con las mordazas, mientras que la tuerca se puso en la rueda de afloje que fue sostenida igualmente por las mordazas como se puede observar en la figura 49.



Figura 49. Colocación del vástago en el mecanismo de afloje.

Seguidamente de verificar que las mordazas estén sujetando al vástago se procede encender la unidad de potencia hidráulica para luego calibrar la presión a 1500 psi que se verá en el manómetro colocado en el control de válvulas, sabiendo que esta no es la presión máxima de la unidad de potencia, pero si la presión que se necesita para aflojar la tuerca. Como se puede observar en la figura 50.



Figura 50. Manómetro de presión del mecanismo de afloje.

Luego se procedió a colocar el cilindro hidráulico a la rueda de afloje para que ella pueda dar el giro y así poder aflojar la tuerca del pistón activando el cilindro por el control de válvulas, como se puede observar en la figura 51.



Figura 51. Posicionamiento del cilindro hidráulico a la rueda.

Después de aflojar la tuerca con el mecanismo se empezó a desenroscarla fácilmente hasta tener la tuerca fuera y poder desarmar el pistón del vástago, como se puede observar en la figura 52.



Figura 52. Tuerca de ajuste del pistón.

Los técnicos para la reparación del pistón cambian bajas, retenedores y o-rings para luego poder armar de nuevo haciendo el mismo procedimiento de afloje, se coloca el pistón en el vástago, se coloca la tuerca con sellador de pernos y se da el torque de ajuste con el mecanismo de ajuste.

Se coloca la carcasa del cilindro hidráulico en las bases para posteriormente colocar el vástago en el extremo de las rielas y así ser empujado hacia la carcasa y hacer el proceso de ensamble del vástago al cilindro. Después de esto se vuelve a colocar el cilindro

hidráulico en las mordazas para ajustar la tapa del cilindro hidráulico como se puede observar en la figura 53.



Figura 53. Cilindro hidráulico reparado.

Por último, el técnico que realizó el proceso de desmontaje y montaje del cilindro hidráulico de la excavadora 320 DL comprobó el funcionamiento del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos validando la operatividad exitosamente del mecanismo y verificando el rendimiento del mismo.

3.6 Análisis del Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos

Después de analizar el procedimiento sin usar el mecanismo como empleándolo, se identificaron las distintas etapas en el desmontaje de cilindros hidráulicos para su reparación. Las actividades realizadas y el tiempo dedicado a cada una, están detallados en las tablas 31 y 32, respectivamente

TABLA 31.
PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS SIN UTILIZAR EL MECANISMO

PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS		
Responsable:	Fabian Ramos, Guillermo Ramos, Jessica Ramos	
Lugar:	Taller Trac Service Ramos	
Fecha:	01 de agosto de 2024	
Actividad:	Reparación	
ACTIVIDADES	**TIEMPO (minutos)**	**OBSERVACIONES**
Limpiar los apoyos de cada cabezal	5	
Aflojar pernos de sujeción del cabezal superior	5	
Desacoplar el cabezal superior	10	
Aliviar presión hidráulica	5	Colocar reservorios de aceite para evitar la contaminación del suelo
Desconectar mangueras del cilindro hidráulico	5	
Estabilizar el cilindro hidráulico	5	
Aflojar pernos de la tapa	10	
Desmontar el vástago del cilindro hidráulico	10	Estabilizar el vástago mientras salga
Transportar el vástago al pin de sujeción	10	
Alinear el vástago	5	
Aflojar tuerca del pistón	20	
Limpiar el pistón	5	
Cambiar sellos, retenedores del pistón	15	Repuestos disponibles
Limpiar vástago y rosca	5	
Colocar traba pernos y el pistón reparado	5	
Ajustar tuerca del pistón	20	
Transportar el vástago al cilindro hidráulico	10	
Limpiar la carcasa del cilindro hidráulico	5	
Alinear el vástago	5	
Instalar el vástago a la carcasa del cilindro hidráulico	10	
Ajustar los pernos de la tapa del cilindro hidráulico	10	

Instalar las mangueras hidráulicas	20	
Ubicar cabezal superior del cilindro hidráulico en el pin	10	
Ajustar pernos de seguro del pin de soporte del cabezal superior	10	
Retirar objetos utilizados en el proceso de reparación	10	
TOTAL	240	

Después de evaluar el procedimiento sin utilizar el mecanismo de reparación de cilindros hidráulicos, se registro un tiempo de 240 minutos, lo que equivale a 4 horas. Esta evaluación incluyó 4 trabajadores durante el desarrollo de las actividades.

TABLA 32.
PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS UTILIZANDO EL MECANISMO

PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS		
Responsable:	Fabian Ramos, Jessica Ramos	
Lugar:	Taller Trac Service Ramos	
Fecha:	01 de agosto de 2024	
Actividad:	Reparación	
ACTIVIDADES	**TIEMPO (minutos)**	**OBSERVACIONES**
Limpiar los apoyos de cada cabezal	5	
Aflojar pernos de sujeción del cabezal superior	5	
Desacoplar el cabezal superior	10	
Aliviar presión hidráulica	5	Colocar reservorios de aceite para evitar la contaminación del suelo
Desconectar mangueras del cilindro hidráulico	5	
Estabilizar el cilindro hidráulico	5	
Desacoplar el cabezal inferior	5	
Transportar el cilindro hidráulico al mecanismo de desmontaje	10	

Situar y alinear el cilindro hidráulico en el mecanismo	10	
Aflojar pernos de la tapa	10	
Prender la unidad de potencia	5	Calibrar la presión del sistema hidráulico
Desmontar el vástago del cilindro hidráulico	0.367	
Situar y alinear el vástago en las mordazas de sujeción	5	Ajustar los pernos de cada mordaza
Aflojar tuerca del pistón	5	
Limpiar el pistón	5	
Cambiar sellos, retenedores del pistón	15	Repuestos disponibles
Limpiar vástago y rosca	5	
Colocar traba pernos y el pistón reparado	5	
Ajustar tuerca del pistón	5	
Situar y alinear el vástago para el montaje en la carcasa del cilindro hidráulico	5	
Limpiar la carcasa del cilindro hidráulico	5	
Instalar el vástago en la carcasa del cilindro hidráulico	3	
Ajustar los pernos de la tapa del cilindro hidráulico	10	
Transportar el vástago al cilindro hidráulico	10	
Instalar las mangueras hidráulicas	20	
Ubicar cabezal superior del cilindro hidráulico en el pin	10	
Ajustar pernos de seguro del pin de soporte del cabezal superior	10	
Retirar objetos utilizados en el proceso de reparación	10	
TOTAL	188.367	

Tras analizar el procedimiento con la utilización del mecanismo para la reparación de cilindros hidráulicos, se registro un tiempo de 188,367 minutos, equivale a 3,10 horas. En esta evaluación participaron 2 trabajadores durante la realización de las actividades.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La alternativa III fue seleccionada como la mejor opción para el diseño del mecanismo de desmontaje de cilindros hidráulicos, basándose en criterios ponderados de costo, facilidad de construcción, mantenimiento, funcionamiento operacional y disponibilidad. Este diseño incluyó una estructura fija con un riel móvil y una unidad de potencia hidráulica que proporciona una presión hidráulica.
- Se diseñó un sistema hidráulico eficiente y robusto que integra una unidad de potencia hidráulica con una presión de 13,78 MPa (2000 psi). El diseño estructural incluyó una estructura fija de 2,25 m de longitud utilizando perfiles IPN 140 teniendo un factor de seguridad de 6,6 en la simulación del mecanismo en el programa de diseño asistido por computadora, además se diseñó un riel móvil, lo que permitió un manejo seguro y eficiente de los cilindros de diferentes tamaños. Este diseño proporcionó una solución técnica viable que mejoró significativamente la capacidad de mantenimiento y reparación de los cilindros hidráulicos en el Taller Trac Service Ramos, optimizando los tiempos de operación y reduciendo costos.
- La construcción del mecanismo se completó exitosamente, cumpliendo con las dimensiones señaladas en los planos. Los componentes seleccionados, como los cilindros hidráulicos y los materiales estructurales como el acero A36 de las planchas con diferente espesor y el acero AISI 4340 para el eje, demostraron ser adecuados para soportar las cargas y presiones requeridas. La implementación del mecanismo construido ha resultado en un proceso de desmontaje más rápido y seguro, aumentando la eficiencia operativa del taller y permitiendo un mejor servicio de mantenimiento para la maquinaria pesada.
- Las pruebas de funcionamiento confirmaron que el mecanismo opera de manera efectiva bajo las condiciones esperadas. Se realizaron ajustes menores para optimizar el rendimiento y asegurar la durabilidad del sistema. La validación a través de pruebas

prácticas garantiza que el mecanismo no solo cumple con los objetivos de diseño, sino que también se adapta a las condiciones reales de trabajo en el taller, proporcionando una herramienta confiable y eficiente para el desmontaje de cilindros hidráulicos.

- La incorporación del mecanismo en cuanto a los tiempos de ciclo para la reparación de cilindros hidráulicos, se consiguió reducir el tiempo de 4 horas a 3,10 horas. Esta mejora no solo se tradujo en una disminución del tiempo total, sino también en una reducción del número de trabajadores necesarios para el proceso, además de minimizar los accidentes durante las fases de ajuste y afloje.

4.2 Recomendaciones

- Se sugiere explorar la implementación de tecnologías de automatización en el proceso de desmontaje de cilindros hidráulicos. La integración de sistemas automatizados podría mejorar aún más la eficiencia y reducir la necesidad de intervención manual, minimizando el riesgo de errores y aumentando la seguridad operativa.
- Se recomienda que se debe continuar con la capacitación del personal técnico en el uso y mantenimiento del nuevo mecanismo. Esto incluye no solo la formación inicial, sino también cursos de actualización periódicos para asegurar que el personal esté al día con las mejores prácticas y nuevas tecnologías.
- Se propone al taller poner un motor hidrostático en la parte de atrás del eje de acero el mismo que ayudara con mayor velocidad a desenroscar la tuerca después de a ver aflojado con el cilindro hidráulico de afloje.
- Se aconseja al taller hacer una cubierta para proteger al mecanismo de afloje de cilindros hidráulicos de la lluvia y polvo ya que se encuentra en la intemperie producir corrosión a todos los componentes del mecanismo por el material utilizado en su construcción.
- Se sugiere implementar en la bancada una tina metálica para evitar el derrame imprevisto del aceite hidráulico en el piso evitando contaminación del mismo.

BIBLIOGRAFIA

[1] M. Hernandez, Manueal de mecanica industrial, Madrid: Cultural, 2018.

[2] L. Aldana y L. Sandoval, Impacto de los sobrecostos en la reparacion de cilindros hidraulicos de maquinaria pesada, Bogota: Corporación Universitaria Minuto de Dios, 2020.

[3] E. Manobanda y D. Paredes, Diseño y construccion de un banco de pruebas para cilindros de doble efecto con presion hasta 3000 osi, Quito: Universidad Politecnica Salesiana, 2019.

[4] A. Wicaksono, «Applying ISO: 31000:2018 as Risk Managemenr Strategy on Heavy Machinery Vehicle Division,» International journal of science, engineering, and information technology, vol. 4, nº 2, p. 5, 2020.

[5] E. Real, «¿Cuanto creccera la industria de la construccion a nivel mundial?,» Ekos, pp. 1-5, Enero 2022.

[6] L. Freire, «UTA,» 18 Julio 2020. [En línea]. Available: https://obest.uta.edu.ec/wp-content/uploads/2021/10/Analisis-Industria-maquinaria-y-equipo-ecuatoriano-2.pdf.

[7] M. J. Cambo, Maquinaria de construccion, Madrdid: Garceta, 2019.

[8] N. Cembranos, Automatismo eléctricos, neumaticos e hidráulicos, Madrid : Thomson, 2019.

[9] C. Rueda, Hidráulica Practica, Madrid: Coha, 2020.

[10] E. Carrillo y R. Reyes, Diseño, cálculo y construccion de un banco de pruebas de cilindros hidraulicos hasta 5 toneladas de capacidad con valvulas direccionales de flujo, Manta: Universidad Laica " Eloy Alfaro", 2015.

[11] K. Castillo, Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidraulicos con presiones de 600 a 2500 psi, Lambayaque: Universidad Nacional "Pedro Ruiz Gallo", 2019.

[12] M. Morales, Sarmiento y H, Rediseño de un banco de pruebas hidrostatica para cilindros hidraulicos, Barranquilla: Universidad Antonio Nariño, 2021.

[13] Y. Cengel y J. Cimbala, Mecanica de fluidos fundamentos y aplicaciones, Ciudad de Mexico: McGraw Hill, 2019.

[14] D. Escribá, Hidraulica para ingenieros, Madrid: Alba, 2021.

[15] S. Sotelo, Hidráulica General, Madrid: Limusa, 2020.

[16] R. Aris, «Componentes mecanicos , mecanicos e hidraulicos,» Interempresas, 13 10 2020. [En línea]. Available: https://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/Articulos/44055-Oleohidraulica-ventajas-e-inconvenientes.html.

[17] E. Pedroza, Hidraulica Basica, Ciudad de Mexico : Instituto Mexicano de Tecnologia del Agua, 2020.

[18] C. Mendoza, Seleccion de sellos para un mejor rendimiento en cilindros oleohidraulicos, UNMSM, 2019.

[19] V. Barreto y E. Villegas, Diseño e implementacion de un banco didactico para la enseñanza de los sistemas oleohidraulicos en la escuela de ingenieria mecanica, Riobamba: Facultad de Ingenieria Mecanica ESPOCH, 2013.

[20] A. Esposito, Fluid Power with Applications, New York: Pearson, 2014.

[21] N. Manring y R. Fales, Hydraulic Control Systems, Bayonne: Wiley, 2020.

[22] P. Cañote, Fisica II Principio de Arquimedes y Principio de Pascal, Ciudad de Mexico: Attribution, 2019.

[23] P. Albarracín, Tribologia y Lubricacion, Medellin: ISBN, 2020.

[24] H. Zhou, Advanced Hydraulic Fluids: Fundamentals and Applications, CRC Press, 2020.

[25] L. Scott, «¿Qué es el Fluido Hidráulico y Por Qué Es Importante?,» Tameson, 23 Marzo 2023. [En línea]. Available: https://tameson.es/pages/fluido-hidraulico-importante.

[26] S. Heras, Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas, Barcelona: Universidad Politecnica de Cataluña, 2021.

[27] H. Merritt, Hydraulic Control Systems, Ciudad de Mexico: Wiley, 2018.

[28] P. Klette, Fluid Power Systems, Sao Paulo: atp, 2018.

[29] E. H. T. Services, Industrial Hydraulics Manual, Pekin: Technical Training Center, 2015.

[30] V. Eaton, «A.J.M. International Hidráulica y Neumática,» Noviembre 2019. [En línea]. Available: https://ajminternational.net/producto/eaton-vickers-

catalogo/?gad_source=1&gclid=CjwKCAjw26KxBhBDEiwAu6KXt7HtIz-luBKsimLNDukdW9QWkecMcJo0PzoY6bn7a73Vh4u2RJu5sRoCRz0QAvD_BwE.

[31] R. Greene, Valvulas seleccion uso y mantenimiento, Madrid: McGraw-Hill, 2019.

[32] J. West, Heavy Equipment: The Complete Equipment Operator's Guide, Madrid: Pearson, 2020.

[33] Takeuchi, «Hydraulic excavator service repair workshop manual,» 2020. [En línea]. Available: https://es.slideshare.net/slideshow/takeuchi-tb175-w-hydraulic-excavator-service-repair-workshop-manual-serial-no-17540001-and-up-237275521/237275521.

[34] NCCER, Heavy Equipment Operations Level 1 Trainee Guide, Madrid: Pearson, 2020.

[35] V. Vidal, V. Mataix y F. Sala, Hidráulica Industrial Avanzada: Sistemas y Circuitos, México: Alba, 2019.

[36] Á. Felicísimo y J. L. Carretro, Neumática e Hidráulica: Principios y Mantenimiento, Mexico: Alba, 2018.

[37] B. Rexroth, Hidráulica Industrial: Manuales Técnicos, Anagrama, 2019.

[38] J. Lázaro, Tecnología de la Hidráulica, Madrid: Letrame, 2018.

[39] C. Riba, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions UPC, 2002.

[40] J. L. Chilon y U. Milagros, Propuesta de mejora del proceso de reparacion de cilindros hidraulicos para mejorar la productividad en la empresa hidraulica Cajamarca y Tecnologia E.I.R.L, Cajamarca: Universidad Privada del Norte, 2020.

[41] A. Perez, «Donalson Filtration Solutions,» Donalson, 2021. [En línea]. Available: https://www.donaldson.com/es-mx/hydraulics/.

[42] V. Clemenceau, «Ejemplo de Principio de Pascal,» Ejemplode.com, 04 Marzo 2021. [En línea]. Available: https://www.ejemplode.com/37-fisica/4211-ejemplo_de_principio_de_pascal.html.

[43] M. Radhakrishnan, Hydraulic Fluids: A Guide to Selection, Test Methods, and Use, American Society of Mechanical Engineers, 2019.

[44] J. Cundiff, Fluid Power Circuits and Controls: Fundamentals and Applications, CRC Press, 2018.

[45] M. Romero, «Acero y Sistemas hidraulicos de Mexico,» Diciembre 2020. [En línea]. Available: https://www.ashm.mx/productos-para-sistemas-hidraulicos-en-mexico.php.

[46] A. Segorbe, «Válvulas,» Sumifluid, 2022. [En línea]. Available: https://sumifluid.com/hidraulica/.

[47] S. Roman, «Cursos sistemas hidráulicos neumaticos maquinaria pesada,» Slideshare, 2020. [En línea]. Available: https://es.slideshare.net/slideshow/curso-sistemashidraulicosneumaticosmaquinariapesada/47933131.

[48] B. Hernandez, «Filtros Hidraulicos,» LIMAX Sistemas Hidraulicos, 2019. [En línea]. Available: https://www.limaxhidraulica.com.br/produto/filtros-hidraulicos/.

[49] «Sellos Industriales,» SKF, 2018. [En línea]. Available: https://www.skf.com/uy/products/industrial-seals.

[50] M. J. Gomez, «Cilindros hidraulicos,» Hydraulic Calculation, 2017. [En línea]. Available: https://www.hydraulic-calculation.com/es/article.php?ID=16.

[51] S. Mayorga, «Máquina de desmontaje de cilindros hidráulicos,» LABEL, 2018. [En línea]. Available: https://labelmakina.com.tr/es/producto/maquina-de-desmontaje-de-cilindros-hidraulicos/.

[52] A. Jones, «Banco de Reparación de Cilindro de Trabajo Mediano HCRS-1B,» WTC MACHINERY, 2015. [En línea]. Available: Banco de Reparación de Cilindro de Trabajo Mediano HCRS-1B.

[53] Caterpillar, «CAT Catalogo Excavadora 320 DL,» 2024. [En línea]. Available: https://parts.cat.com/es/catcorp/126-2043.

[54] «Blaflex,» Noviembre 2021. [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbalflex.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2021%2F11%2FBALFLEX-CATALOGO-MANGUERAS_HOSECAT.S.012023-2.pdf&psig=AOvVaw0V_0dTflKi9xf7v1IBurQU&ust=1716914388796000&source=images&cd=vfe&opi=89978449&ved=0CAUQn5wMahcK.

[55] E. Becoechea de la Rosa, «Cicrosa Hidraulica,» Febrero 2021. [En línea]. Available: www.cicrosa.com.

[56] «Mehitor Importación y Distribución,» 2020. [En línea]. Available: www.mehitor.com.

[57] MOBIL, «Scribd,» Noviembre 2006. [En línea]. Available: https://es.scribd.com/document/275955593/Mobil-DTE-Serie-10M.

[58] R. Budynas y N. Keith, Diseño en ingenieria mecanica de Shigley, Mexico: Mc Graw Hill, 2018.

ANEXOS

Anexo A. Ficha técnica de la unidad de potencia hidráulica

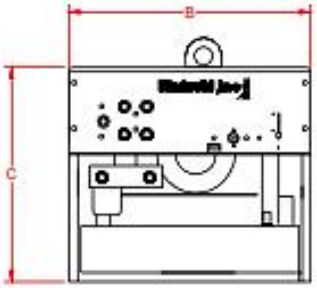
Matweld, Inc
PADUCAH, KY

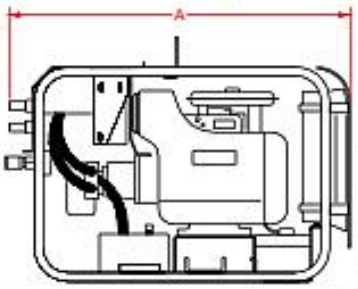
632 South 3rd Street
P.O. Box 2516 • Paducah, KY 42002
270-444-0085
Fax: 270-443-6150
Website: www.matweld.com
Email: customerservice@matweld.com

00100K DUAL CIRCUIT POWER UNIT

The Matweld Dual Circuit Power Unit is designed to deliver (2) 5 gpm or (1) 10 gpm circuit at 2000 psi hydraulic pressure. A power unit mounted hose reel with a 50 foot hose is available as well as various carts and provisions to move the machine manually or power assisted. (See accessories listed below.)







ENGINE	HYDRAULICS	DIMENSIONS	WEIGHT
23 HP KOHLER FUEL: GASOLINE START: 12 VOLT ELECTRIC V=4,8 m/s	(2) 5 gpm (19 lpm) OR (1) 10 gpm (38 lpm) 2000 psi (140 bar) FLUID:HYDRAULIC 5 US GALLONS (18.9 LITERS)	A - 34" (863.6 mm) B - 24" (609.6 mm) C - 24" (609.6 mm)	313 lbs (142 kg)

ACCESSORIES:
06300— Power unit mobility cart
06327— Power unit mobility kit
00187— Lift handle kit
02326—Hose reel equipped with 50' transmission hose and mounting bracket.

MATWELD, INC. **PHONE:(270) 444-0085** **FAX:(270) 443-6180**

Matweld reserves the right to change parts, features, or specifications without notice.

05/09

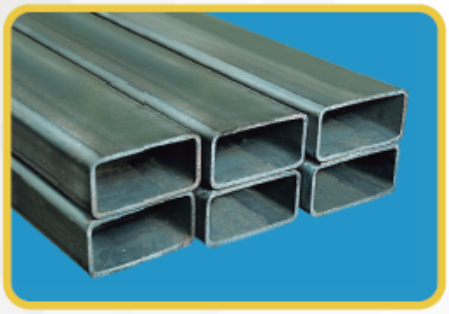
Anexo B. Ficha técnica del aceite hidráulico MOBIL

ESPECIFICACIONES							
SERIE MOBIL DTE 10M	**11M**	**12M**	**13M**	**15M**	**16M**	**18M**	**19M**
Prueba de engranajes FZG, DIN 51534 – etapa de fallo	-	-	11	11	11	11	11
Vickers I-286-S (nivel de calidad)			X	X	X		
Vickers M-2950-S (nivel de calidad)			X	X	X		

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS							
SERIE MOBIL DTE 10M	**11M**	**12M**	**13M**	**15M**	**16M**	**18M**	**19M**
Grado de viscosidad ISO	15	22	32	46	68	100	150
Viscosidad, ASTM D 445							
cSt a 40°C	15	22	32	46	68	100	150
cSt a 100°C	3,72	4,85	6,10	7,86	10,02	12,84	16,55
Indice de viscosidad, ASTM D 2270	140	149	141	141	131	124	118
Viscosidad Brookfield a - 18°C, ASTM D 2983, Cp	400	530	1300	2150	5800	14000	25000
Estabilidad al cizallamiento, CEC L-14-A-93, % de pérdida de KV	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Densidad 15°C, ASTM D 4052, kg/L	0,859	0,859	0,874	0,879	0,884	0,888	0,895
Corrosión al cobre, ASTM D 130, 3 h a 100°C	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B
Características de herrumbre, ASTM D 665B,	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
FZG Test, DIN 51534, Etapa de fallo	-	-	11	11	11	11	11
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-42	-48	-45	-42	-45	-37	-36
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	188	188	210	216	218	228	268
Secuencia de espuma I, II, III, ASTM D 892 , ml	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0
Resistencia dieléctrica, ASTM D 877, kV	35	50	45	40	42	45	-

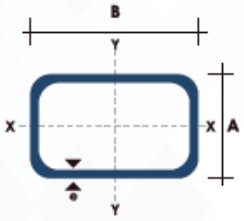
Anexo C: Medidas del perfil rectangular acero estructural.

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR



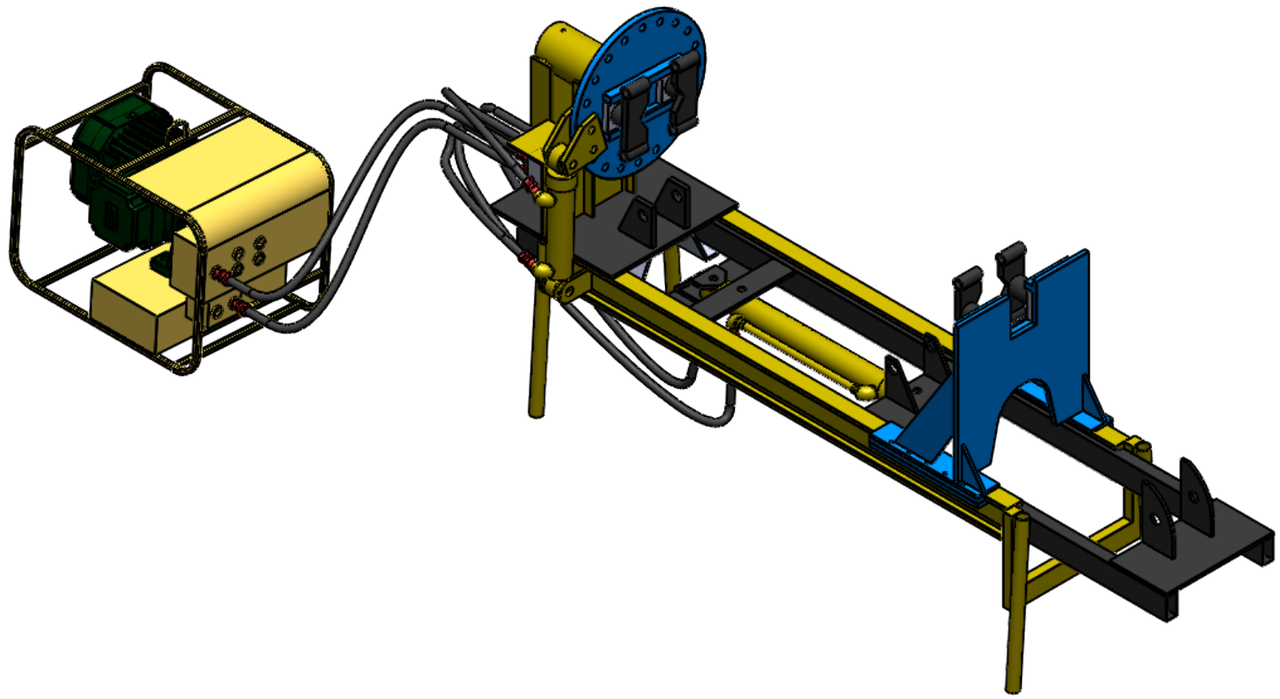
Especificaciones Generales:

Norma	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J 403 1008
Acabado:	Acero negro o galvanizado
Largo normal:	6.00 m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm x 40mm a 50mm x 150mm
Espesores:	Desde 1,20mm a 3,00mm

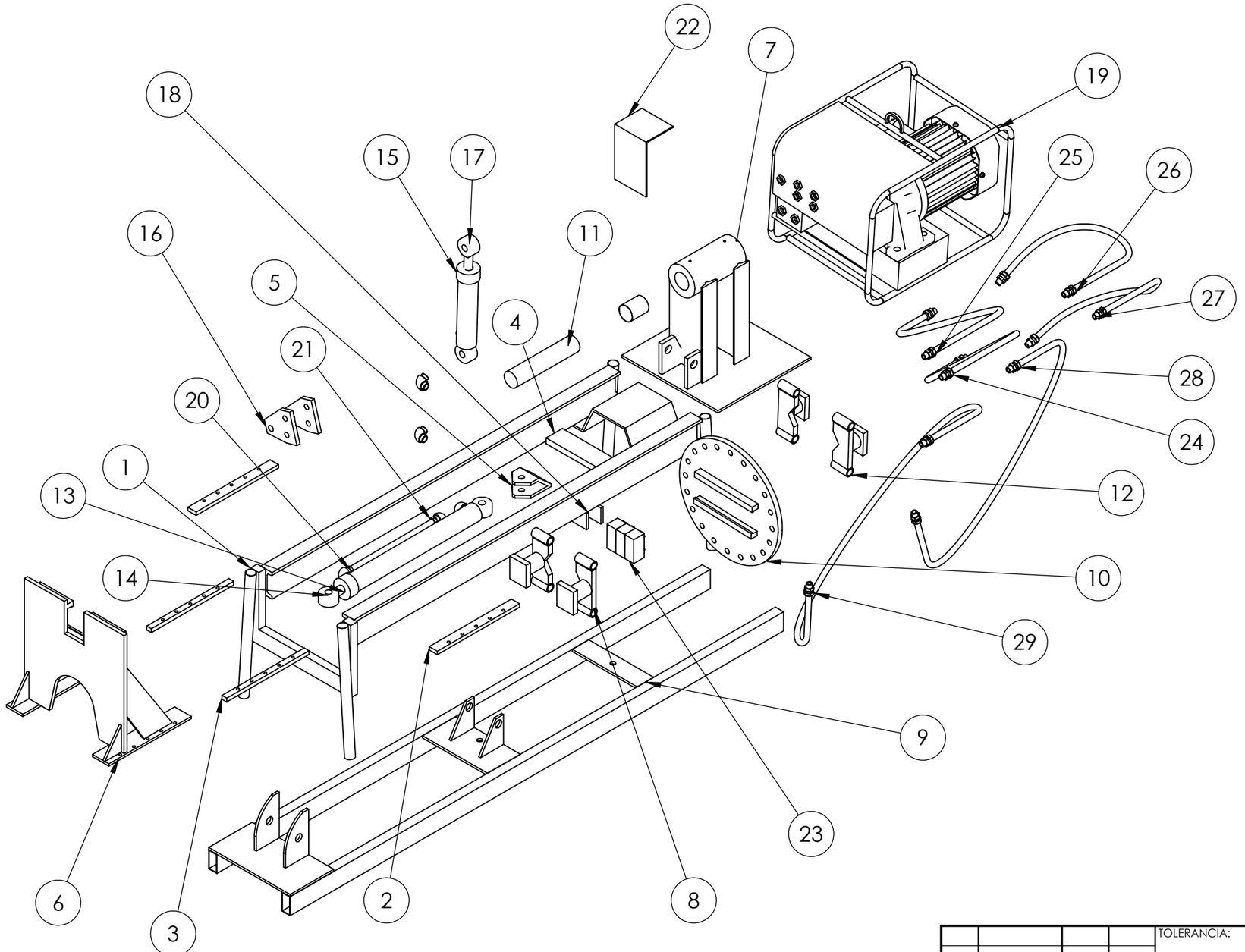


Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X - X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm2	I cm4	W cm3	i cm	I cm4	W cm3	i cm3
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

PLANOS



				TOLERANCIA:	PESO: 977.09 Kg	MATERIAL: VARIOS	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: MECANISMO DE DESMONTAJE PARA CILINDROS	ESCALA: 1:20
					DIBUJO: 19/6/2024 Jessica Ramos		
					REVISO: 19/6/2024 Ing. Segundo Espín		
					APROBO: 19/6/2024 Ing. Segundo Espín		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA 01 DE 25	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	BANCADA	1
2	PLACA SOPORTE 1	2
3	PLACA SOPORTE 2	2
4	PLANCHA	1
5	SOPORTE	1
6	SOPORTE CORREDISO	1
7	RUEDA	1
8	MORDAZA 2	2
9	RIEL	1
10	RUEDA DE AFLOJE	1
11	EJE DE GIRO	1
12	MORDAZA 1	2
13	CILINDRO	1
14	VÁSTAGO	1
15	CILINDRO	1
16	PLACA RUEDA	2
17	VÁSTAGO	1
18	PLACA BASE	2
19	FUENTE DE POTENCIA	1
20	CODO PISTÓN	5
21	CAÑERÍA	1
22	CONTROL DE VALVULAS	1
23	VALVULA	3
24	ACOPLE MANGUERA	1
25	ACOPLE MANGUERA	1
26	ACOPLE MANGUERA	1
27	ACOPLE MANGUERA	1
28	ACOPLE MANGUERA	1
29	ACOPLE MANGUERA	1

EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:

TOLERANCIA:

PESO: 977.09 Kg

MATERIAL: VARIOS

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO:	4/6/2024	Jessica Ramos
REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín
APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín

U.T.A.

INGENIERIA MECANICA

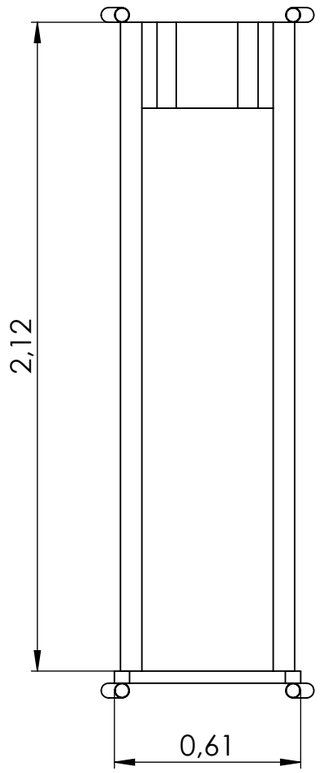
TÍTULO: MECANISMO DE DESMONTAJE

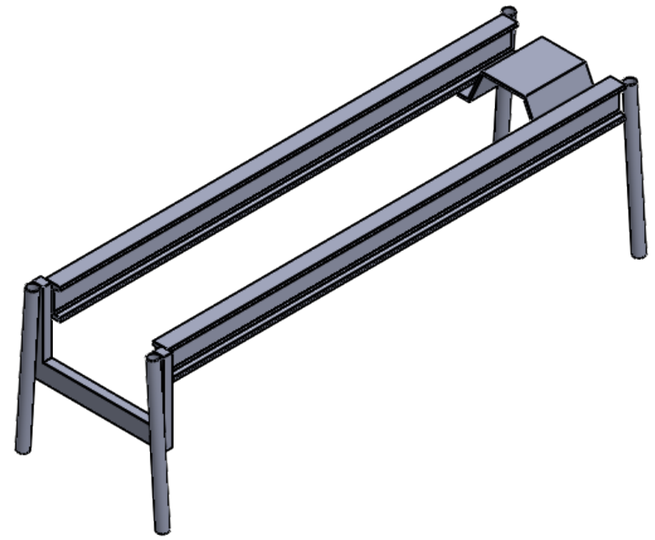
ESCALA: 1:20

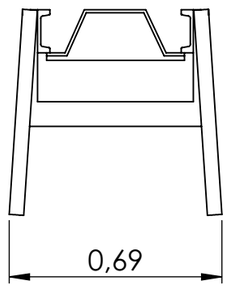
N.º DE LAMINA: 02 DE 25

REGISTRO:

SUSTITUCION:

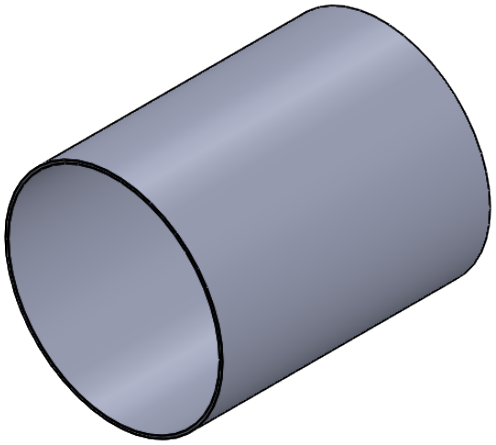


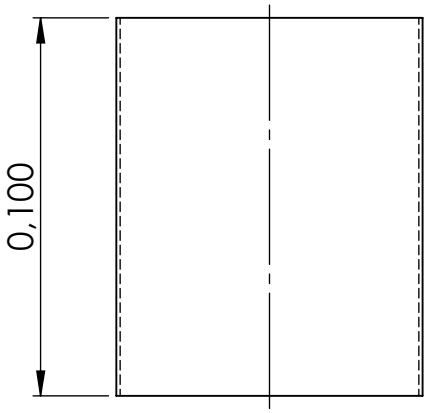


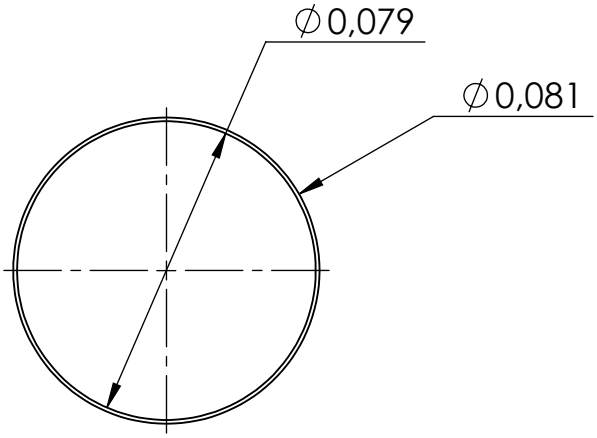




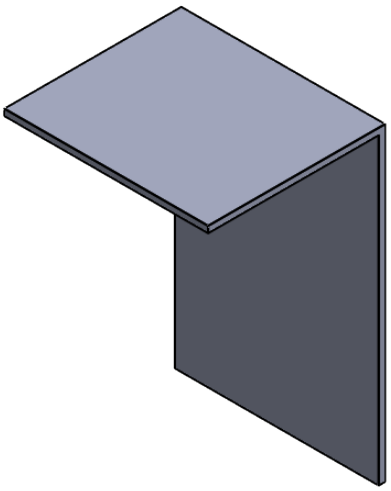
				TOLERANCIA:	PESO: 168.09 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: BANCADA	ESCALA: 1:20
				DIBUJO:	16/5/2024 Jessica Ramos		
				REVISO:	18/6/2024 Ing. Segundo Espín		
				APROBO:	18/6/2024 Ing. Segundo Espín		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA 03 DE 25	REGISTRO:
						SUSTITUCION:	

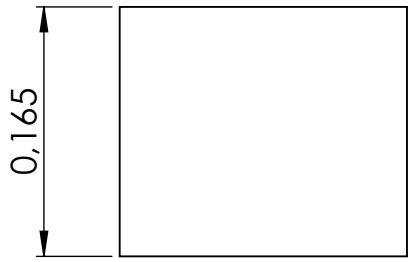


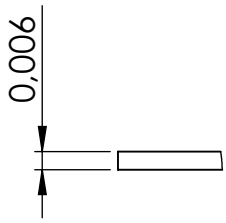




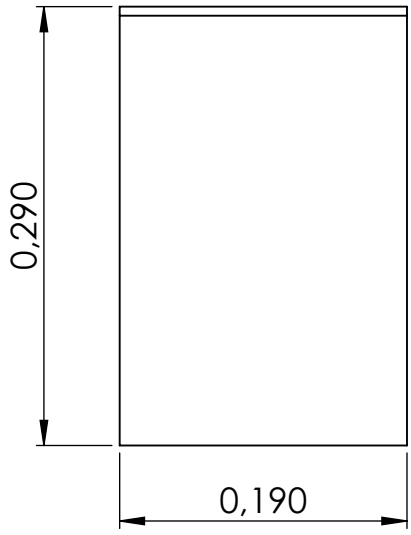
				TOLERANCIA:		PESO: 0.21 Kg	MATERIAL: Bronce al estaño
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: BUJE DE BRONCE
				DIBUJO:	20/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:2
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 04 DE 25 / SUSTITUCION: / REGISTRO:

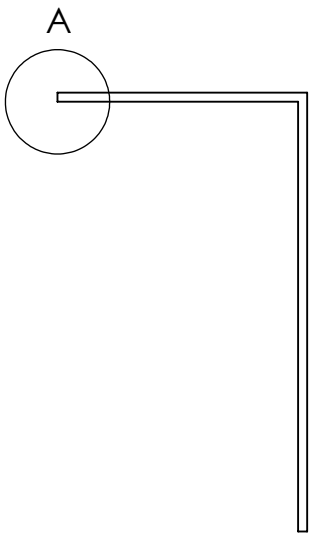




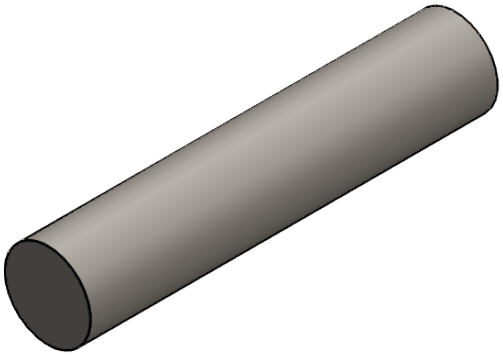


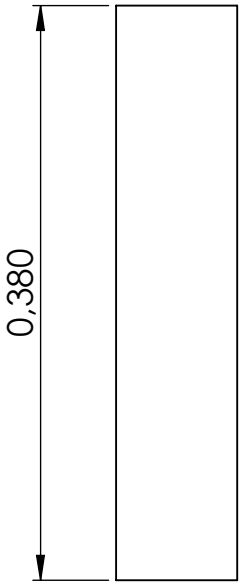
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

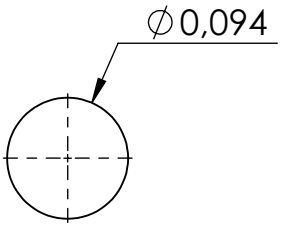




				TOLERANCIA:		PESO: 4.02 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: CONTROL DE VALVULAS
				DIBUJO:	23/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 05 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:

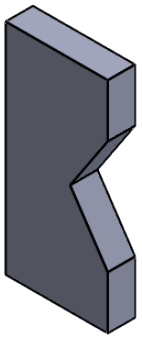


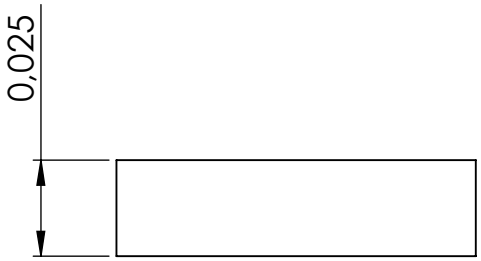


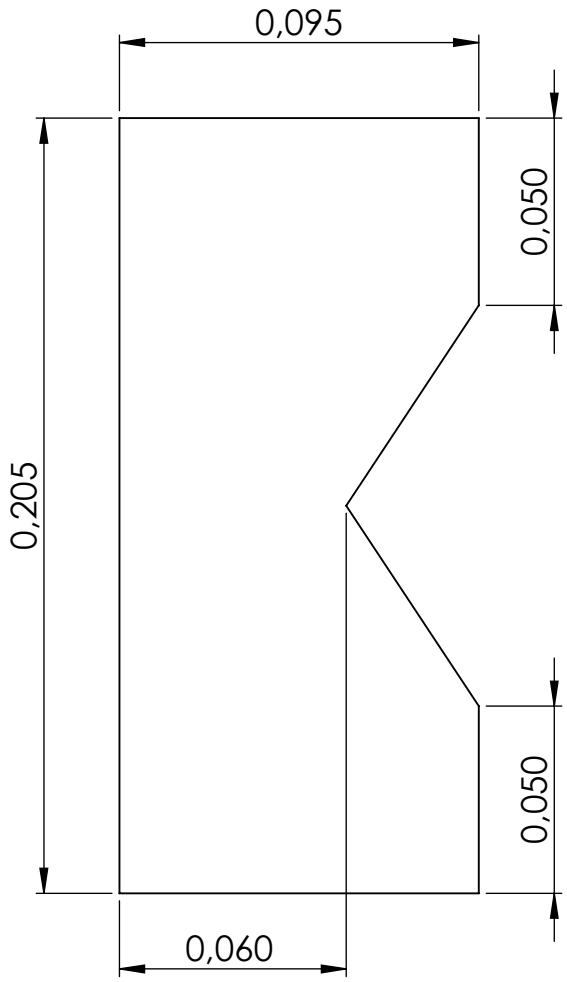


				TOLERANCIA:		PESO: 14.99 Kg	MATERIAL: AISI 4340 Acero normalizado
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: EJE DE GIRO
				DIBUJO:	20/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 06 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

REGISTRO:

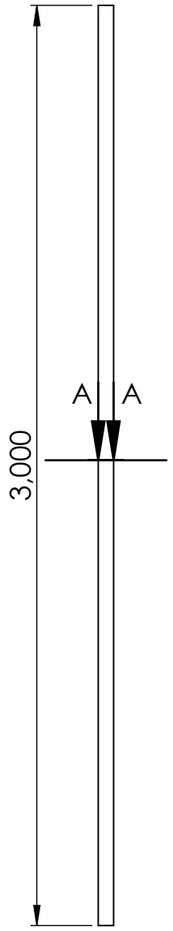


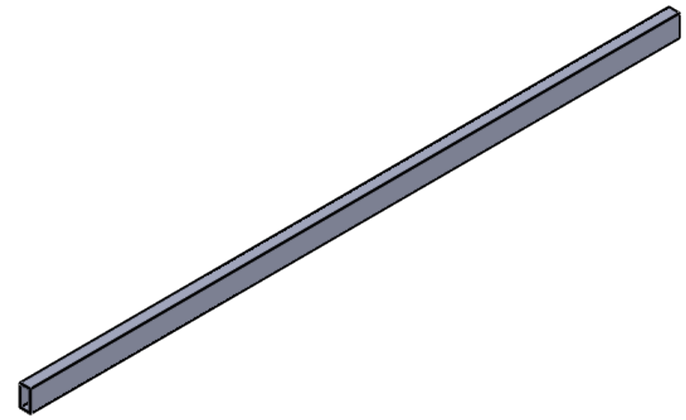


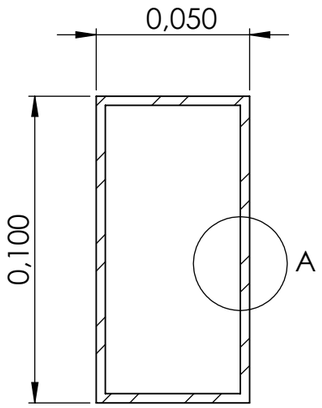


				TOLERANCIA:		PESO: 3.51 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: MORDAZA
				DIBUJO:	25/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:2
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 09 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

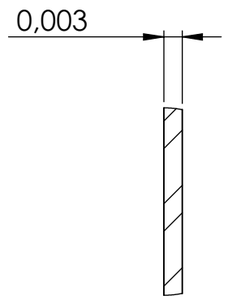
REGISTRO:





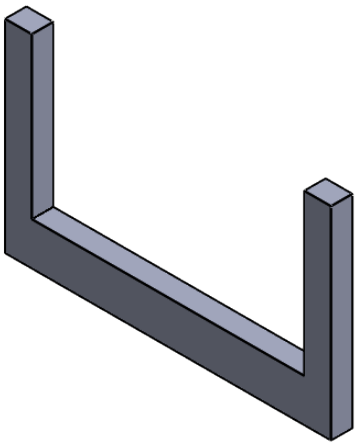


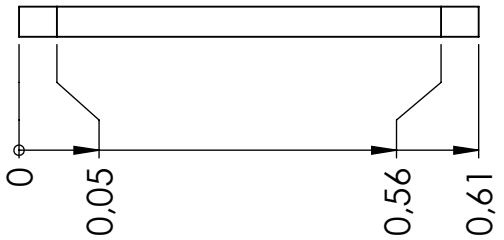
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

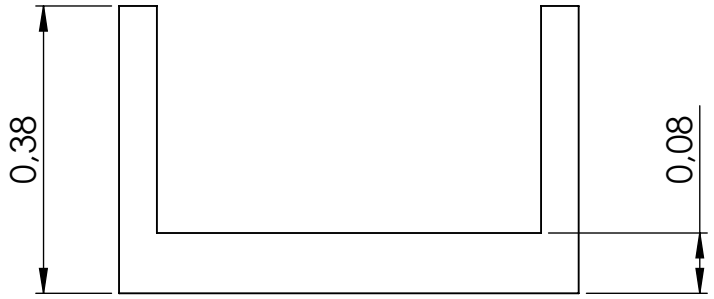


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

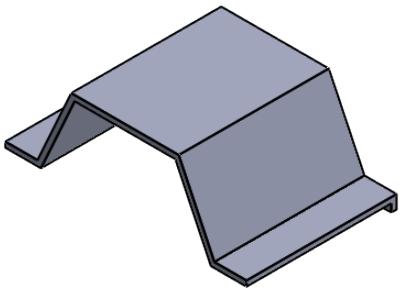
				TOLERANCIA:		PESO: 20.35 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PERFIL DE RIEL
				DIBUJO:	19/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:20
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 10 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:

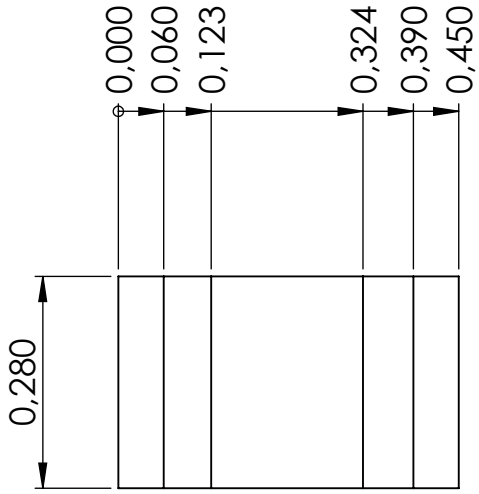


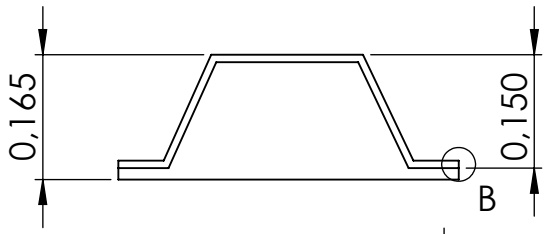


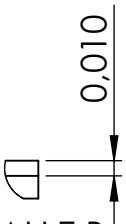


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 24.69 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLACA 1	ESCALA: 1:10
				DIBUJO:	16/5/2024	Jessica Ramos		
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín		
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 11 DE 25	REGISTRO:
							SUSTITUCION:	

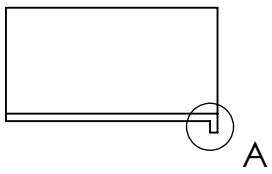


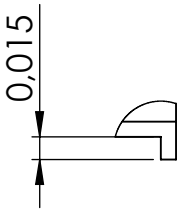






DETALLE B
ESCALA 1 : 5

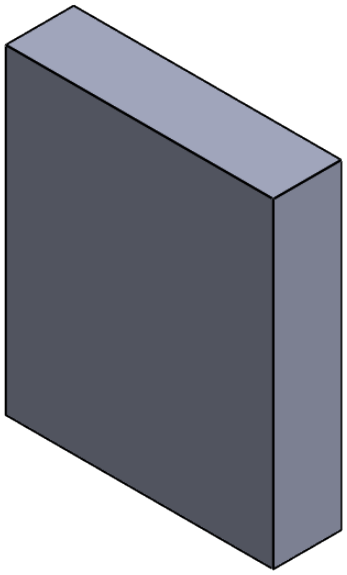


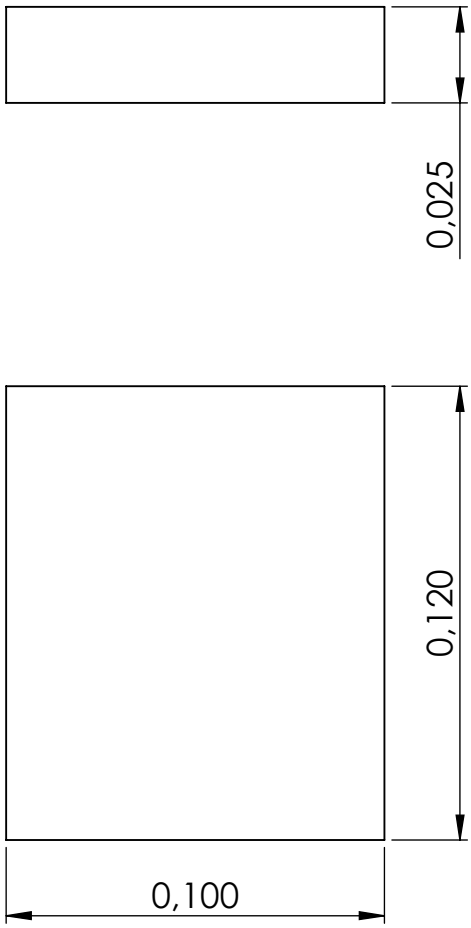


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

				TOLERANCIA:		PESO: 17.13 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLACA 2
				DIBUJO:	16/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:10
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 12 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

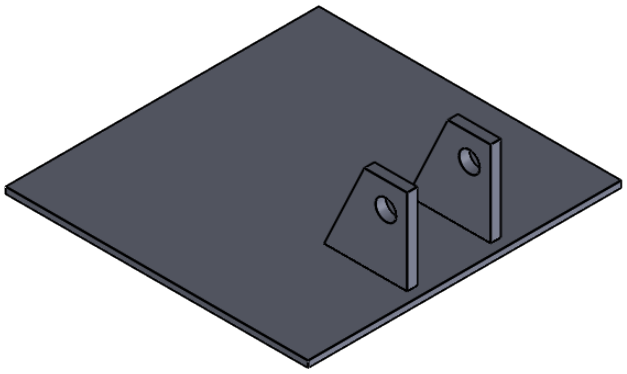
REGISTRO:

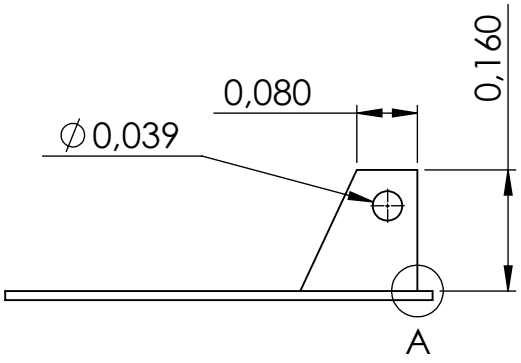


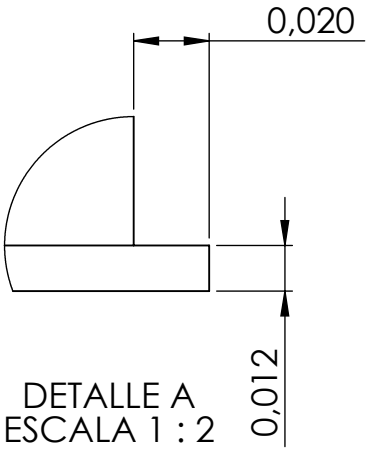


				TOLERANCIA:		PESO: 2.39 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLACA GUIA
				DIBUJO:	25/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:2
				REVISO:	18/6/2024	Ilng. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ilng. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 13 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

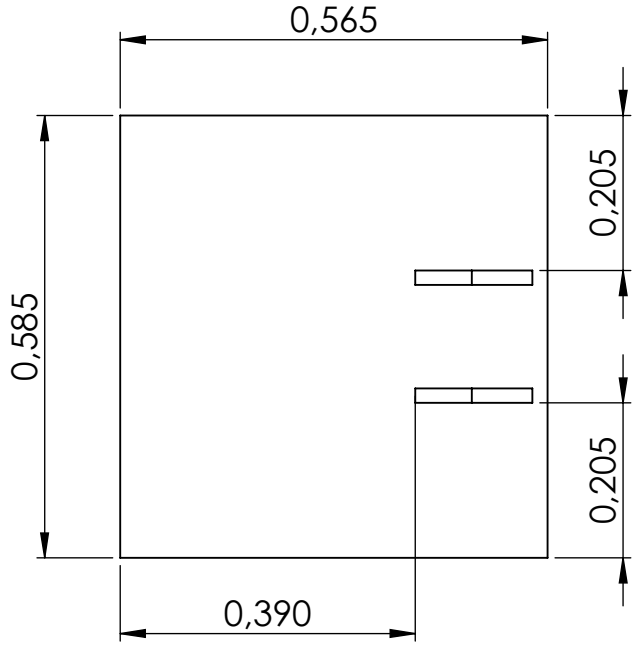
REGISTRO:





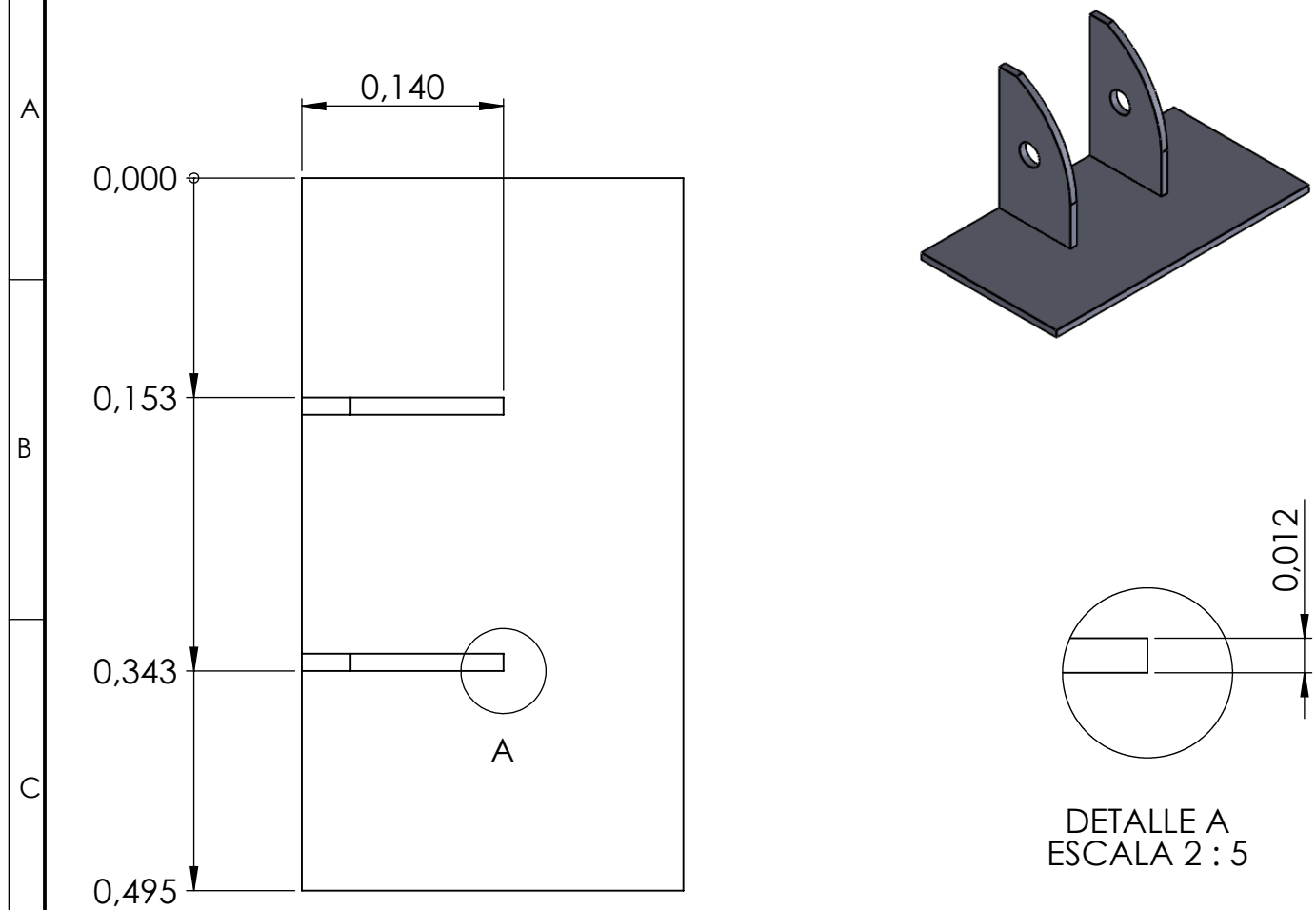


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

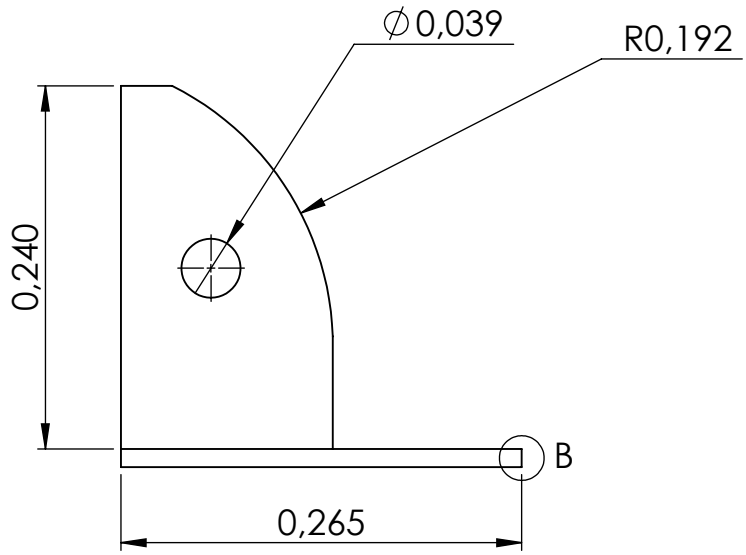


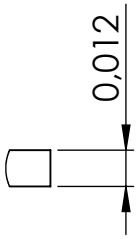
				TOLERANCIA:		PESO: 36.39 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLANCHA PIN
				DIBUJO:	23/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:10
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 14 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

REGISTRO:



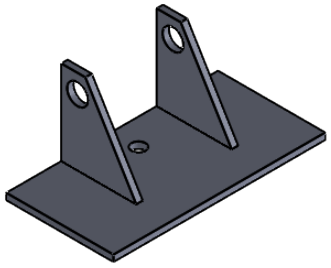
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

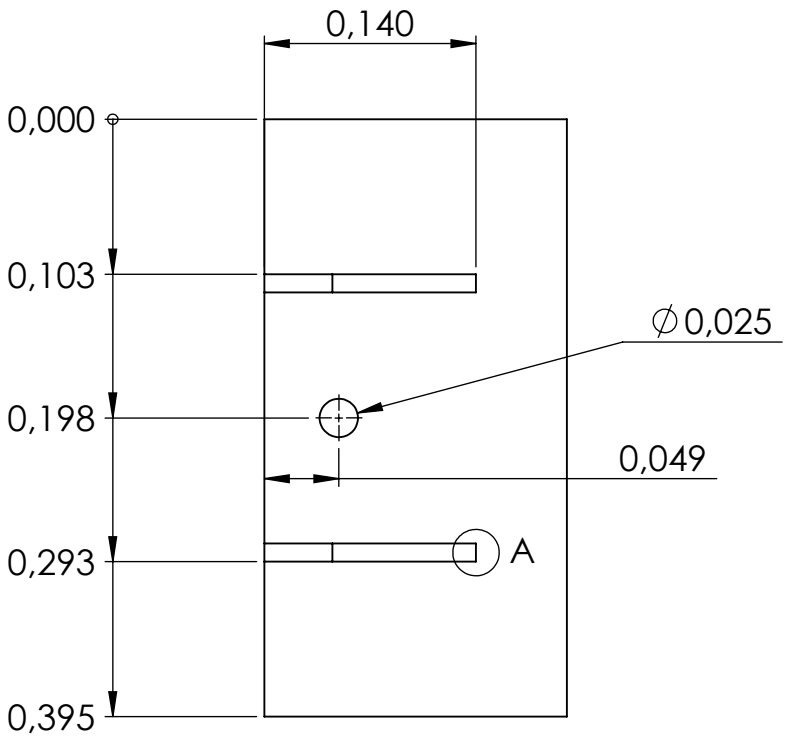


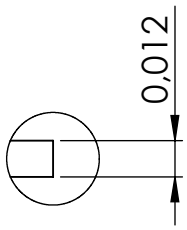


DETALLE B
ESCALA 2 : 5

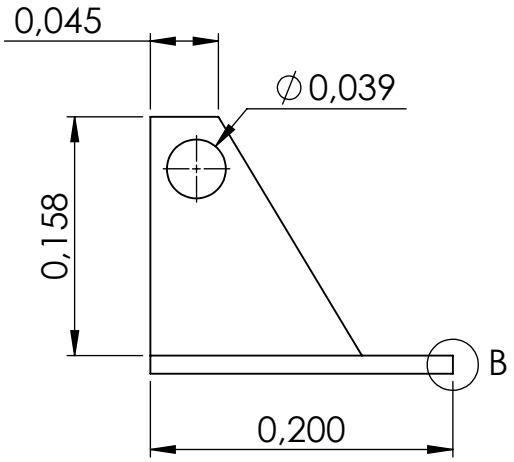
				TOLERANCIA:		PESO: 17.49 gr	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLANCHA DE DESPLAZAMIENTO 1
				DIBUJO:	19/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espin	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espin	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 15 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:

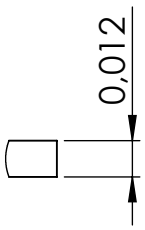






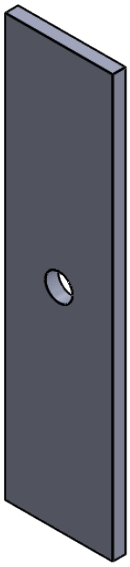
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

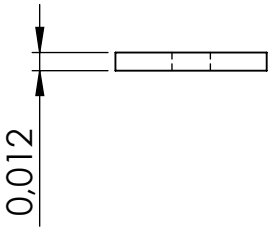


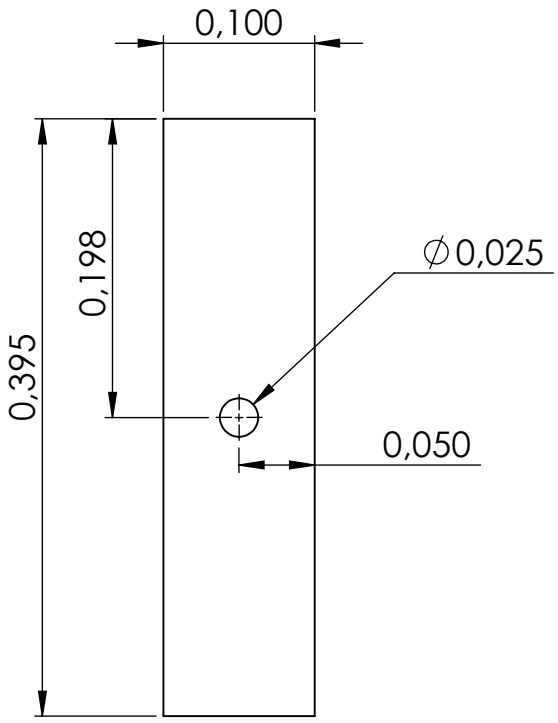


DETALLE B
ESCALA 2 : 5

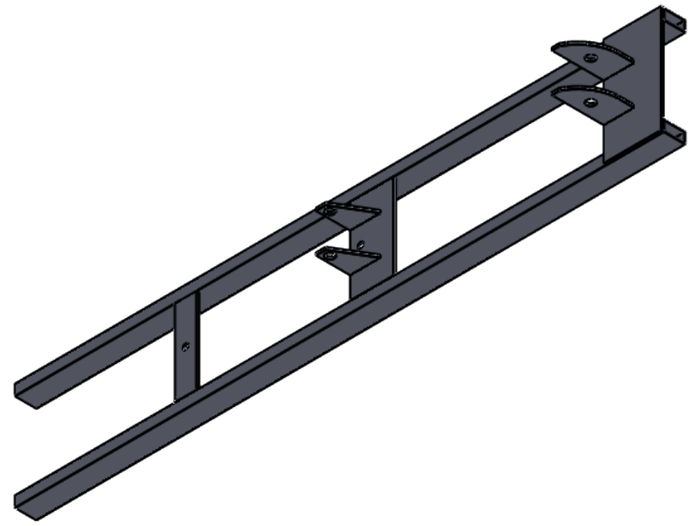
				TOLERANCIA:		PESO: 9.92 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLANCHA DE DESPLAZAMIENTO 2
				DIBUJO:	19/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 16 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:

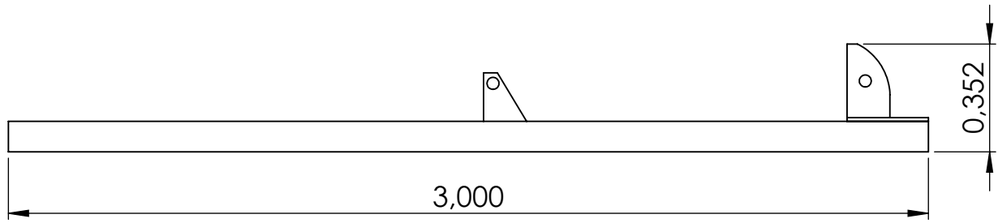


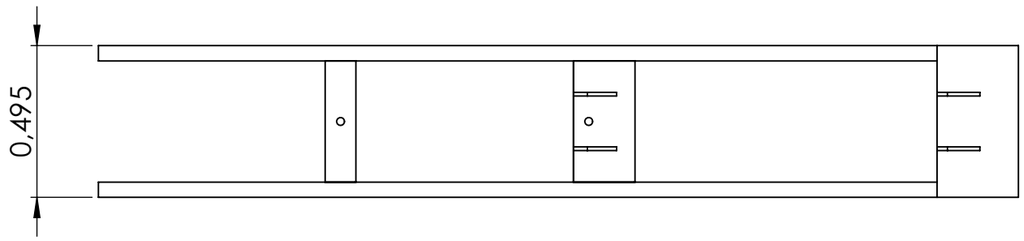




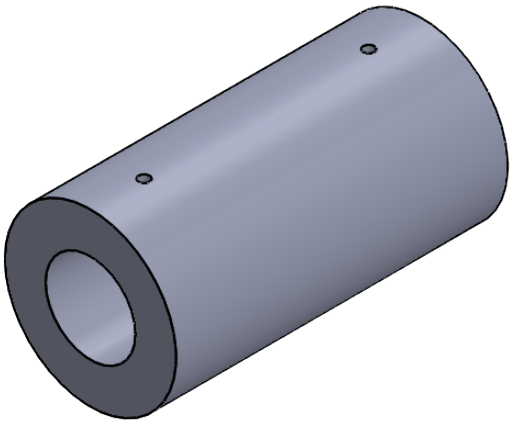
				TOLERANCIA: ±1	PESO: 3.67 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: PLANCHA DE SUJECIÓN	ESCALA: 1:5
				DIBUJO:	19/5/2024	Jessica Ramos		
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín		
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 17 DE 25	REGISTRO:
							SUSTITUCION:	

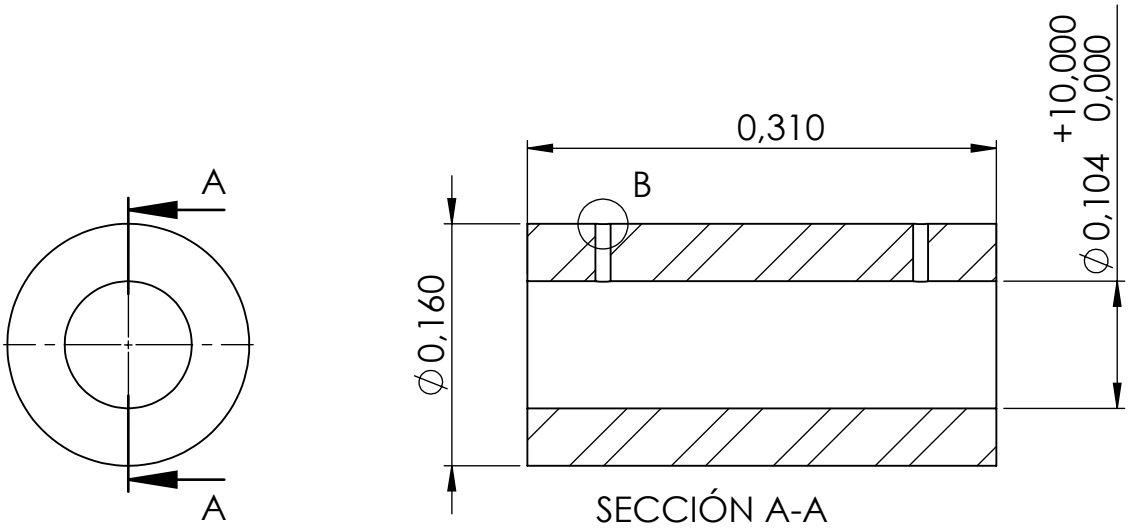




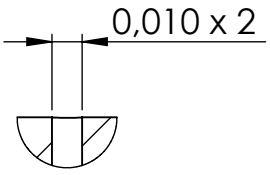


EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	TOLERANCIA:		PESO: 75.45 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: RIEL
				DIBUJO:	19/5/2024	Jessica Ramos	
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	ESCALA: 1:20
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 18 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:



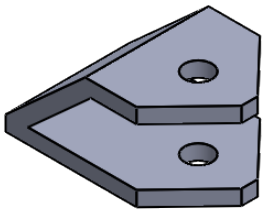


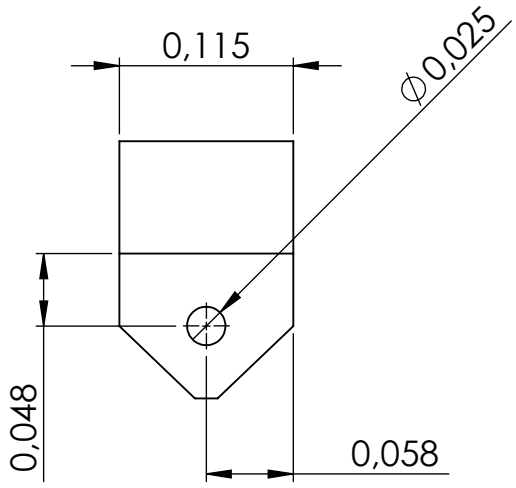
SECCIÓN A-A

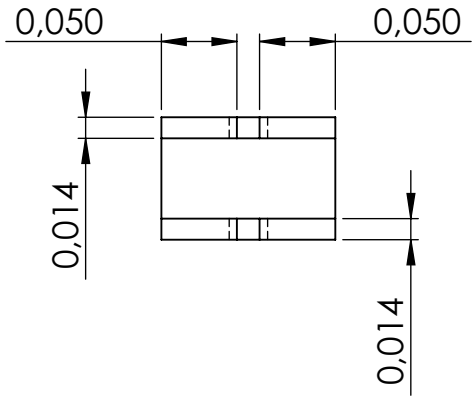


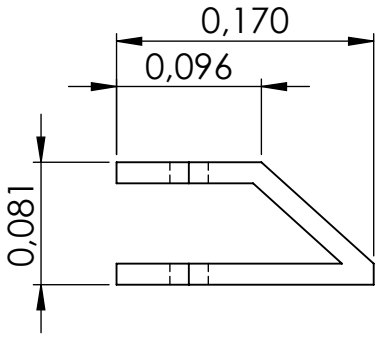
DETALLE B
ESCALA 2 : 5

				TOLERANCIA:		PESO: 35.40 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: SOPORTE EJE
				DIBUJO:	22/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 21 DE 25
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:



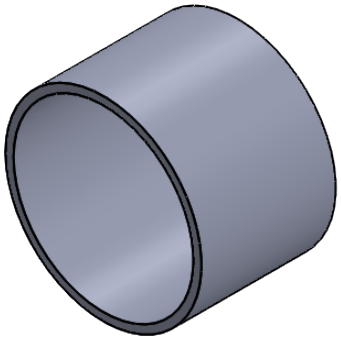


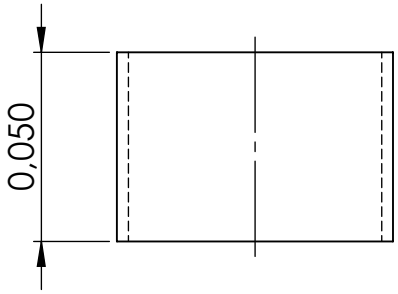


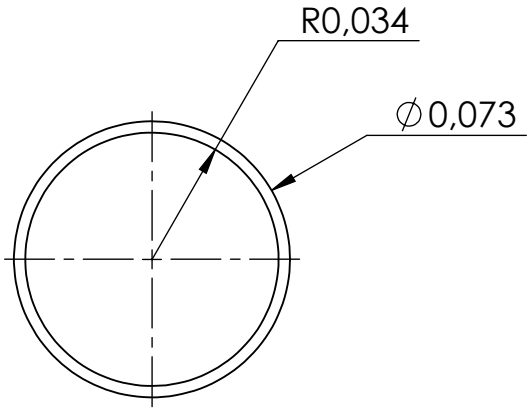


				TOLERANCIA:		PESO: 3.82 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: SOPORTE
				DIBUJO:	20/5/2024	Jessica Ramos	ESCALA: 1:5
				REVISO:	18/6/2024	Ing.. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing.. Segundo Espín	
				U.T.A.			N.° DE LAMINA 22 DE 25
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA			SUSTITUCION:

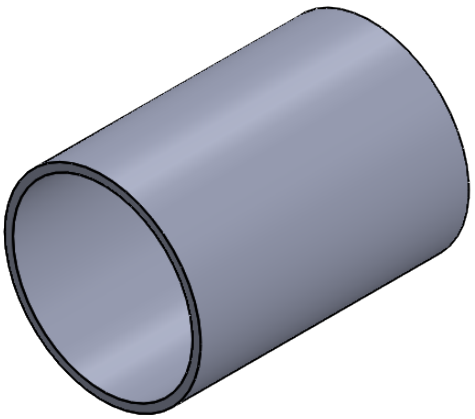
REGISTRO:

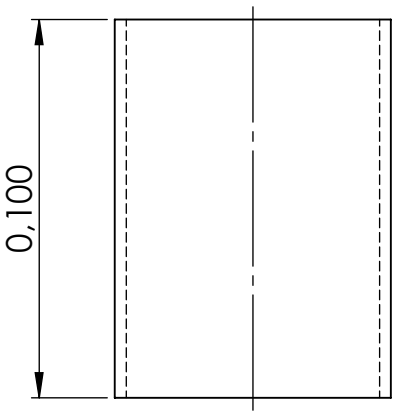


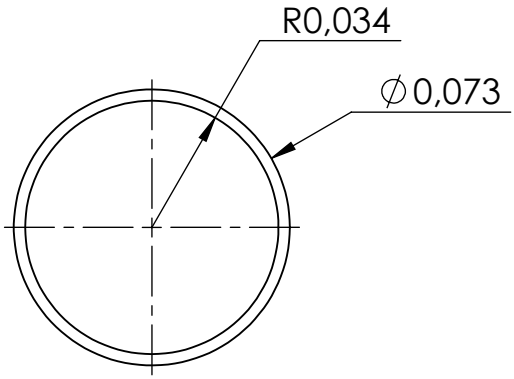




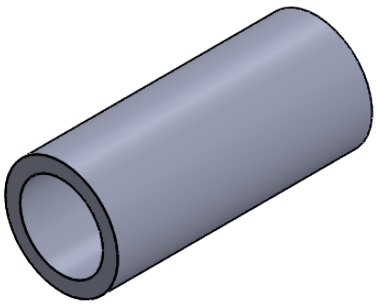
				TOLERANCIA:		PESO: 0.26 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: TUBO 1 / ESCALA: 1:2
				DIBUJO:	25/5/2024	Jessica Ramos	
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA: 23 DE 25 / REGISTRO: / SUSTITUCION:

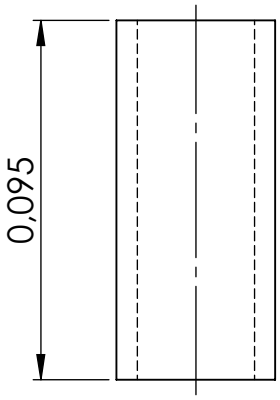


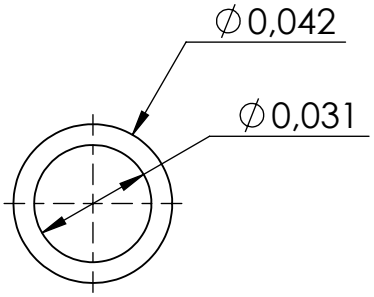




				TOLERANCIA:		PESO: 0.52 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: TUBO 2 / ESCALA: 1:2
				DIBUJO:	25/5/2024	Jessica Ramos	
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA: 24 DE 25 / REGISTRO: / SUSTITUCION:







				TOLERANCIA:		PESO: 0.47 Kg	MATERIAL: ASTM A36 Acero
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: TUBO 3 / ESCALA: 1:2
				DIBUJO:	25/5/2024	Jessica Ramos	
				REVISO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
				APROBO:	18/6/2024	Ing. Segundo Espín	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA 25 DE 25 / REGISTRO: / SUSTITUCION: