

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ARME Y DESARME DE
CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMPRESA DIMAM S.A.S.**

**CRISTOBAL ANDRES ORDOÑEZ ACUÑA
HAROLD ALBEIRO MOLINA GOMEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2018

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ARME Y DESARME DE
CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMPRESA DIMAM S.A.S.**

CRISTOBAL ANDRES ORDOÑEZ ACUÑA

HAROLD ALBEIRO MOLINA GOMEZ

**Trabajo para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

Director

ABEL ANTONIO PARADA CORRALES

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2018

DEDICATORIA

A mis padres por su gran sacrificio, paciencia, amor y apoyo incondicional.

A mis hermanos Jose y Julieth por su compañía.

*A mis compañeras Sofía, María, Leidy, Viviana, Karen por hacerme
reír en los momentos de mayor preocupación.*

Harold.

DEDICATORIA

A mi madre, que con su amor y sabiduría siempre me apoyó en todo momento.

A mi padre, quien con su conocimiento y experiencia me formaron como persona.

A mi hermano Juan Sebastian, quien es un soporte esencial en mi vida.

A mi abuelita que me consiente con sus comidas.

Cristóbal.

AGRADECIMIENTOS

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su dedicación a la formación de nuevos ingenieros.

Al ingeniero Isaias Ordoñez por sus consejos y apoyo.

A la profesora María Piedad Acuña por brindarnos su tiempo en la revisión de este libro.

A Hugo Cárdenas, Milton Caro y Pastor Chacón por su valiosa ayuda y sus conocimientos aportados en la construcción

Al profesor Abel Parada por su guía a lo largo del proyecto.

A la empresa DIMAM S.A.S. por permitirnos llevar a cabo este proyecto.

A nuestros conocimientos de carrera por los buenos y malos momentos compartidos.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	22
1. OBJETIVOS	24
1.1 OBJETIVO GENERAL	24
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	24
2. FUNDAMENTOS TEORICOS.....	26
2.1 ACEITE HIDRÁULICO	26
2.1.1 Velocidad en tuberías.	27
2.2 SELLOS HIDRÁULICOS.....	28
2.3 RECIPIENTES A PRESIÓN.....	32
2.3.1 Cilindros de pared gruesa.....	32
2.3.2 Cilindros presurizados internamente.....	34
3. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO.....	35
3.1 DISEÑO DE LOS CILINDROS GENERADORES DEL TORQUE	35
3.1.1 Definición de los requerimientos.	35
3.1.2 Generación de ideas.....	38
3.1.3 Evaluación y análisis preliminar de soluciones.	38
3.2 DISEÑO DE PASADORES	51
3.2.1 Calculo de fuerzas y esfuerzos cortantes sobre el pasador.....	51
3.2.2 Cálculo de la resistencia a la fatiga del material bajo las condiciones reales.	52
3.3 DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA.....	57
3.3.1 Diseño de la estructura.	57

3.4 DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LOS CILINDROS	60
3.4.1 Análisis CAE de los soportes para los cilindros.	62
3.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE TORQUE.....	64
3.5.1 Generación de alto torque.....	64
3.5.2 Generación del torque normal.....	73
3.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE AGARRE DELANTERO DEL CILINDRO	75
3.6.1 Análisis CAE del Sistema de agarre.	77
3.7 DISEÑO DEL AGARRE TRASERO DE LOS CILINDROS.....	79
3.7.1 Análisis CAE del Sistema de agarre.	80
3.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO LINEAL	82
3.8.1 Análisis CAE del sistema de desplazamiento lineal.	83
4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	85
4.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	85
4.1.1 Requerimientos para el desensamble.....	85
4.1.2 Requerimientos para el ensamblaje o apriete.....	87
4.2 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE ACUERDO CON LOS REQUERIMIENTOS	92
4.2.1 Funcionamiento del circuito.	93
4.3 CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES DEL ACEITE EN LAS LÍNEAS	94
4.3.1 Velocidad de aceite en los cilindros de torque.	95
4.4 SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	98
4.4.1 Válvulas Direccionales 4/3.	99
4.4.2 Válvula direccional 2/2.	100
4.5 CALCULO DE GENERACIÓN DE CALOR	101

5. DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL.....	106
5.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS.....	106
5.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	106
5.2.1 Tarjeta de adquisición de datos.	106
5.2.2 Sensor de presión.	107
6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO	111
6.1 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA MECÁNICO.....	111
6.1.1 Construcción de la estructura base.....	111
6.1.2 Construcción de los soportes para los cilindros.	113
6.1.3 Construcción del sistema de generación de alto torque.	115
6.1.4 Construcción del sistema de agarre delantero del cilindro.....	119
6.1.5 Construcción del sistema de agarre trasero del cilindro.	121
6.1.6 Construcción del sistema de desplazamiento lineal.....	122
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	123
8. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	125
8.1 COSTOS DEL BANCO DE PRUEBAS	125
9. CONCLUSIONES	130
10. RECOMENDACIONES	134
BIBLIOGRAFÍA.....	136

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Sellos en un cilindro hidráulico.....	28
Figura 2. Tipos de perfiles en los raspadores.....	29
Figura 3. Tipos de perfiles de polypack.....	30
Figura 4. Correas guías.....	30
Figura 5. Perfiles de O-ring.....	31
Figura 6. Esfuerzos en un cilindro hidráulico de pared gruesa.....	32
Figura 7. Elemento diferencial de un cilindro de pared gruesa.....	33
Figura 8. Esquema general de un cilindro.....	35
Figura 9. Ubicación de las restricciones en la camisa.....	40
Figura 10. Mallado de la camisa.....	40
Figura 11. Distribución de esfuerzos de la camisa.....	41
Figura 12. Ubicación de las restricciones en el eje.....	42
Figura 13. Mallado del eje.....	42
Figura 14. Distribución de esfuerzos en el vástago.....	44
Figura 15. Diseño del pistón.....	45
Figura 16. Ubicación de las restricciones en el pistón.....	45
Figura 17. Mallado del pistón.....	46
Figura 18. Distribución de esfuerzos en el vástago.....	46
Figura 19. Diseño de la tapa.....	47
Figura 20. Principales variables en un elemento roscado internamente.....	48

Figura 21. Propiedades de los materiales.....	52
Figura 22. Modelo de la estructura de soporte.....	58
Figura 23. Base en forma de U.....	59
Figura 24. Diseño del soporte para los cilindros.....	61
Figura 25. Ubicación de la carga sobre el soporte.....	62
Figura 26. Mallado del soporte de cilindros.....	63
Figura 27. Resultados del análisis del soporte de cilindros.....	63
Figura 28. Mecanismo Ratchet.....	64
Figura 29. Primer diseño del mecanismo de generación de alto torque.....	65
Figura 30. Segundo diseño del sistema de generación de alto torque.....	66
Figura 31. Ubicación de la carga en el conjunto trinquete-cilindros generadores...	69
Figura 32. Mallado del conjunto trinquete-cilindros generadores.....	70
Figura 33. Resultados obtenidos del conjunto trinquete-cilindros generadores.....	70
Figura 34. Propiedades del material XAR 450.....	71
Figura 35. Ubicación de la carga en las placas que rodean al trinquete.....	71
Figura 36. Mallado de las placas externas que rodean al trinquete.....	72
Figura 37. Resultados obtenidos de las placas que rodean al trinquete.....	72
Figura 38. Diseño del sistema de agarre delantero del cilindro.....	76
Figura 39. Ubicación de las cargas en el sistema de agarre delantero.....	77
Figura 40. Mallado del sistema de agarre delantero del cilindro.....	78
Figura 41. Resultados del análisis del sistema de agarre delantero.....	78
Figura 42. Diseño del sistema de agarre trasero.....	80

Figura 43. Ubicación de las cargas en el sistema de agarre trasero.....	81
Figura 44. Mallado del sistema de agarre trasero.....	81
Figura 45. Resultados del análisis del sistema de agarre trasero.....	82
Figura 46. Diseño del sistema de desplazamiento lineal.....	83
Figura 47. Ubicación de carga en el desplazamiento lineal.....	83
Figura 48. Mallado del sistema de desplazamiento lineal.....	84
Figura 49. Resultados del análisis del sistema de desplazamiento lineal.....	84
Figura 50. Montaje y alineamiento del cilindro hidráulico en la máquina.....	85
Figura 51. Activación del sistema de desplazamiento lineal.....	86
Figura 52. Primer paso para ensamblaje del cilindro hidráulico.....	87
Figura 53. Vástago agarrado y listo para ser apretado.....	87
Figura 54. Torque para tuerca de pistones: empresa DEGELMAN.....	88
Figura 55. Torque para tuercas de pistones: empresa PARKER.....	89
Figura 56. Datos suministrados por las empresas.....	90
Figura 57. Comparación de las regresiones lineales (N*m vs D [in]).....	91
Figura 58. Circuito hidráulico.....	93
Figura 59. Movimientos de soltado (a) y apriete(b) de los cilindros de torque.....	95
Figura 60. Batería de válvulas marca GHIM, modelo ADT-K8-0114.....	99
Figura 61. Curva característica de la válvula.....	100
Figura 62. Válvula direccional 2/2 marca Hydraforce modelo SV08-20.....	101
Figura 63. Curva característica de la válvula direccional 2/2 marca Hydraforce....	101
Figura 64. Dimensiones del tanque.....	105

Figura 65. Arduino MEGA 2560.....	106
Figura 66. Conexión sensor pasivo bifilar a la tarjeta Arduino.....	108
Figura 67. Configuración del sistema de torque en modo apriete.....	109
Figura 68. Bases con forma en C.....	111
Figura 69. Material de viga en C que poseía la empresa.....	112
Figura 70. Vigas I.....	112
Figura 71. Estructura base montada por completo.....	113
Figura 72. Sistema de soporte para los cilindros.....	114
Figura 73. Agarre del sistema de soporte a la estructura base.....	114
Figura 74. Ruedas dentadas.....	115
Figura 75. Cilindros generadores.....	116
Figura 76. Placas laterales y tramos de viga en C.....	116
Figura 77. Guías para los cilindros generadores.....	117
Figura 78. Mecanizado del tubo de transmisión.....	117
Figura 79. Conjunto ruedas dentadas-Tubo de transmisión.....	118
Figura 80. Construcción del sistema de generación de torque.....	118
Figura 81. Mordazas.....	119
Figura 82. Placas de sujeción para el sistema de agarre delantero.....	120
Figura 83. Sistema de agarre delantero.....	120
Figura 84. Disco macizo y placas guía del sistema de agarre trasero.....	121
Figura 85. Sistema de agarre trasero de los cilindros hidráulicos.....	122
Figura 86. Sistema de desplazamiento lineal.....	122

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Propiedades del acero 1045.....	39
Tabla 2. Factor de corrección por material.....	54
Tabla 3. Factor de corrección por tipo de esfuerzo.....	54
Tabla 4. Factor de confiabilidad.....	55
Tabla 5. Factor de corrección por tamaño.....	55
Tabla 6. Perfil I liviano de alas paralelas - IPE.....	59
Tabla 7. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas.....	73
Tabla 8. Modos de trabajo del sistema generador de torque.....	86
Tabla 9. Datos suministrados por las empresas.....	90
Tabla 10. Velocidades de aceite en las líneas del cilindro hidráulico.....	98
Tabla 11. Características del sensor de presión.....	107
Tabla 12. Costos del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos.....	126
Tabla 13. Costos aparentes.....	128

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. PLANOS DEL BANCO DE ARME Y DESARME DE CILINDROS
HIDRÁULICOS INDUSTRIALES

ANEXO B. ARTÍCULO: CAPACIDAD DE CARGA DE CILINDROS
OLEOHIDRÁULICOS

ANEXO C. H SERIES HYDRAULIC CYLINDERS. MILLER FLUID POWER

ANEXO D. PLANO ELÉCTRICO

ANEXO E. VIDEO SIMULACIÓN

ANEXO F. VIDEO FUNCIONAMIENTO Y PRUEBA

ANEXO G. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Nota: ver anexos en la carpeta adjunta al CD

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ARME Y DESARME DE CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMRESA DIMAM S.A.S.*

AUTORES: HAROLD ALBEIRO MOLINA GOMEZ
CRISTOBAL ANDRES ORDOÑEZ ACUÑA**

PALABRAS CLAVES: Banco de arme y desarme, cilindros hidráulicos, diseño, hidráulica, mantenimiento, presión, torque.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es proveer a la empresa DIMAM S.A.S. un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos que permita realizar su correcto mantenimiento, mejorando la seguridad y eficiencia respecto al proceso actual, así como proporcionar a la empresa de una solución óptima que vaya de la mano de la ingeniería.

El banco se diseñó y construyó teniendo en cuenta los siguientes sistemas:

- Sistema mecánico: compuesto por varios subsistemas que son encargados de transmitir y soportar las cargas a aplicar, garantizando siempre la robustez y linealidad del proceso.
- Sistema hidráulico: formado por un circuito hidráulico que alimenta los subsistemas encargados de aplicar las cargas tanto axiales como torsionales.
- Sistema eléctrico y de control: compuesto por la interfaz hombre-máquina que facilita al operario conocer la presión en el sistema y la carga torsional aplicada en el apriete.

Además, se proporcionó a la empresa los respectivos manuales de manejo y mantenimiento para que se pueda capacitar con facilidad a los operarios que manejarán el banco. Al final de este proyecto la empresa contará con un banco que

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Abel Antonio Parada, Ingeniero mecánico

mejorará significativamente la calidad del servicio prestado a la industria, lo que repercutirá en una mejora de su imagen a nivel local, nacional e internacional.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN ASSEMBLY AND DISSASSEMBLY BENCH FOR HYDRAULIC CYLINDERS FOR DIMAM S.A.S COMPANY*

AUTHORS: HAROLD ALBEIRO MOLINA GOMEZ
CRISTOBAL ANDRES ORDOÑEZ ACUÑA**

KEY WORDS: Assembly and dissassembly bench, design, hydraulic cylinders, hydraulics, maintenance, pressure, torque.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to provide the company DIMAM S.A.S. with an assembly and disassembly bench for hydraulic cylinders that allows its proper maintenance, improving its security and efficiency with respect to the current assembly/disassembly process. Also providing the company with an optimal solution that goes hand in hand with engineering.

The bench was designed and built taking into account the following systems:

- Mechanical system: composed of many subsystems which are responsible for transmitting and supporting the loads to be applied, always guaranteeing the robustness and linearity of the process.
- Hydraulic system: Composed by formed by a hydraulic circuit that feeds the subsystems responsible for applying both axial and torsional loads
- Electrical and control system: composed by the human-machine interface that facilitates the operator to know the pressure in the system and the torsional load applied in the tightening.

* Graduation project

** Faculty of Physics-mechanic Engineering, School of Mechanic Engineering, Director Abel Antonio Parada, Mechanical engineer.

Also the company was provided with the respective management and maintenance manuals so that the operators who will manage the bank can be easily trained. At the end of this project, the company will have a bench that will significantly improve the quality of the service provided to the industry, which will result in an improvement of its image at a local, national and international level.

INTRODUCCIÓN

Ante la gran demanda de maquinaria industrializada que en los últimos tiempos ha ido creciendo a nivel mundial y nacional, han surgido con ella pequeñas empresas y/o fábricas que buscan incentivar dicha industria para a su vez entrar en crecimiento profesional y tecnológico, que permita un desarrollo industrial óptimo de la mano de la ingeniería. Dentro de esta industria que se expande, se encuentra toda aquella que maneja maquinaria que hace uso de sistemas hidráulicos que permitan alcanzar las altas potencias y requerimientos que se exigen de una forma mucho más fácil.

Los sistemas hidráulicos constituyen una de las formas tecnológicas que actualmente se emplean para la transmisión de potencia en máquinas, y como parte fundamental de dichos sistemas, aparecen los cilindros hidráulicos. Estos dispositivos son de uso constante y por ende requieren de un mantenimiento periódicamente, o incluso posibles reparaciones correctivas en caso de daños graves presentados.

La empresa DIMAM S.A.S interesada en el proyecto, es una sociedad de acciones simplificadas orientada al mantenimiento, montaje y mecanizado de piezas utilizadas en la industria hidráulica. Está ubicada en la carrera 14 No. 23-61 en la ciudad de Bucaramanga. Se especializa en el mantenimiento y reparación de cilindros hidráulicos y neumáticos de la industria en general.

Los cilindros hidráulicos suelen requerir mantenimiento debido a fallas en su funcionamiento, provocadas por diversos factores tales como posibles fugas de fluido presentes en su estructura, ralladuras en la superficie interna de la camisa o externa del vástago, o por simple desgaste en el cilindro, y rompimiento o desgaste de alguno de sus empaques o sellos internos. También se hace indispensable el cambio del fluido de trabajo en el cilindro periódicamente, según las especificaciones de fábrica. Para realizar cualquiera de las actividades de mantenimiento a un cilindro hidráulico, se requiere de un primer paso, lógico e indispensable: desensamblar el cilindro.

Sin embargo, realizar ésta acción representa un cuello de botella en el proceso por la forma tan rústica en que se realiza, teniendo que intervenir dos o más operarios para lograr tan solo abrir el cilindro hidráulico.

Es por dicha razón que la empresa DIMAM SAS ha visto la necesidad de implementar un banco que arme y desarme los cilindros hidráulicos, para poder realizar reparaciones de manera óptima, segura para el operario, y así aumentar la calidad de los servicios ofrecidos y la confianza de los clientes, de manera tal, que repercuta en el aumento de la clientela, el mejoramiento de la imagen de la empresa y, por ende, su reconocimiento en el mercado industrial local, nacional e internacional.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S. fortaleciendo así la misión de la Universidad Industrial de Santander que tiene como propósito, la formación de profesionales de alta calidad humana, para el desarrollo y beneficio de la industria y de la sociedad.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar y construir los componentes del banco tales como las bases de la estructura, el sistema de control de torque, el sistema de desplazamiento lineal y el sistema de potencia.
- Diseñar y construir un sistema capaz de generar el torque necesario para armar y desarmar cilindros hidráulicos de hasta 11 pulgadas de diámetro, este sistema será determinado en la evaluación de alternativas.
- Diseñar y construir un sistema capaz de extraer e introducir el conjunto vástago-pistón-cabezal, desde y a la camisa o barril para cilindros hidráulicos de hasta 2 metros de largo en estado contraído.
- Diseñar e implementar una interfaz de manejo que permita la comunicación entre el banco y el operario, para poder controlar el movimiento general del banco.

- Proveer al cliente un manual de operación donde se detallen los pasos a seguir para el encendido y apagado de la máquina, las precauciones y los rangos de operación que se deben tener en cuenta a la hora de realizar la prueba.
- Proporcionar un manual de mantenimiento en el que se detallen los componentes utilizados con sus debidos planos a escala, los procedimientos de armado y desarmado de cada uno de los sistemas que conforman el banco y los cuidados que se deben tener a la hora de realizar el mantenimiento de cualquiera de los sistemas.

2. FUNDAMENTOS TEORICOS

En el presente capítulo se describen los conceptos requeridos para el desarrollo del proyecto.

2.1 ACEITE HIDRÁULICO

El término aceite hace referencia a diferentes sustancias de consistencia grasa que poseen menor densidad que el agua y que no se pueden disolver en ella⁵. Los aceites pueden tener origen animal, vegetal o mineral. Al igual que el resto de estos, los hidráulicos, también conocidos como fluidos oleohidráulicos, comparten las características generales de los aceites: son insolubles en agua y poseen menor densidad que ésta.

Los aceites hidráulicos cumplen la función de transmitir la potencia hidráulica que se genera al interior de un motor mediante una bomba hacia cada uno de los componentes del mecanismo.

Según Vickers⁶, el aceite hidráulico cumple con cuatro objetivos esenciales dentro del sistema hidráulico.

- Es el medio de transmisión de potencia. Para no generar pérdidas grandes de potencia, el fluido hidráulico debe circular fácilmente por las tuberías y los

⁵ QUIMINET. Conozca las características de los aceites hidráulicos. <https://www.quiminet.com/articulos/conozca-las-caracteristicas-de-los-aceites-hidraulicos-2744063.htm> 2012

⁶ VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume, s.f.

componentes del sistema, además debe ser incompresible para que cuando un elemento se accione, el movimiento sea inmediato.

- El aceite hidráulico proporciona lubricación en los elementos del sistema, esto alarga la vida de los componentes, para ello se le agregan aditivos anti-desgaste, sin embargo, no todos los aceites hidráulicos contienen estos aditivos⁷.
- La viscosidad del fluido hidráulico y el ajuste mecánico de los componentes determinan el porcentaje de fugas.
- El aceite disipa parte del calor generado por el sistema cuando circula por las líneas y en las paredes del tanque contenedor.

Además de cumplir con las funciones básicas, el fluido debe tener otras características que determinan su calidad. El aceite hidráulico debe⁸:

- Impedir la oxidación.
- Impedir que se forme lodo.
- Mantener la estabilidad y por lo tanto reducir la frecuencia de cambio del mismo.
- Reducir la formación de espuma.
- Mantener su viscosidad estable en altos rangos de temperatura.
- Reducir la corrosión.

2.1.1 Velocidad en tuberías. Debido al rozamiento entre las líneas y el aceite hidráulico por su circulación, la velocidad del aceite es una consideración importante en el diseño de sistemas hidráulicos. Las velocidades recomendadas, según el Manual de Oleohidráulica Industrial de Vickers, son:

- De 0.6 a 1.2 m/s en las líneas de aspiración de la bomba.

⁷ VICKERS. Op. Cit., p 45

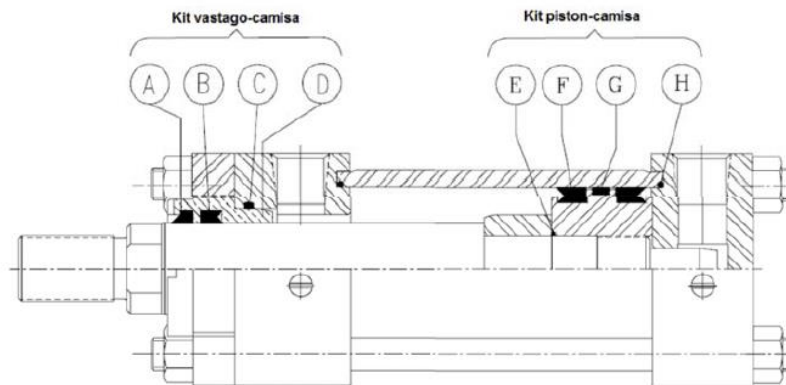
⁸ VICKERS. Op. Cit., p 47.

- De 2 a 5 m/s en las líneas de trabajo.

2.2 SELLOS HIDRÁULICOS

Los sellos hidráulicos son los dispositivos o elementos encargados de mantener la estanquidad del cilindro hidráulico. Existen dos paquetes o kits de sellos en cada cilindro, uno está ubicado en el pistón y otro en la tapa del cilindro. Cada kit está compuesto por varios elementos que cumplen una función específica. En la Figura 1 se muestra la configuración del cilindro y la ubicación de los sellos.

Figura 1. Sellos en un cilindro hidráulico



Fuente: Cilindros neumáticos e hidráulicos Vayremex

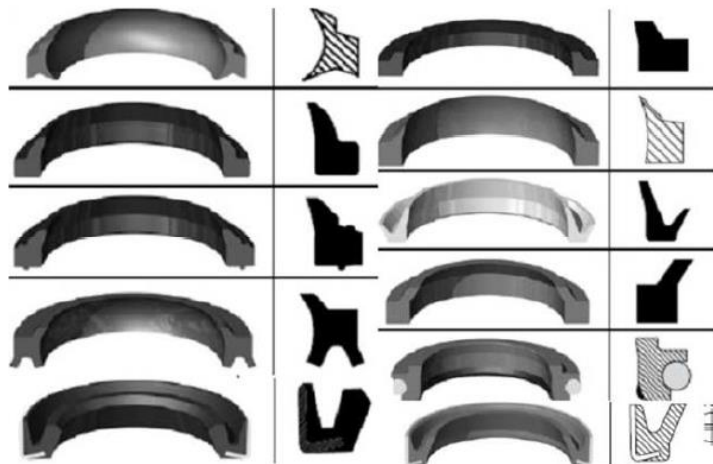
- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| A. Raspador o limpiador | E. O-ring pistón-embolo |
| B. Polypak vástago | F. Polypak pistón |
| C. O-ring vástago | G. Correa guía pistón |
| D. Correa guía vástago | H. O-ring pistón |

Cada subelemento tiene razón de ser en el cilindro, a continuación, se explica la función que desempeñan cada uno:

- **Raspador o limpiador**

Son los encargados de limpiar los vástagos de cilindros hidráulicos y neumáticos, impidiendo la entrada de suciedad y partículas contaminantes, cuando los cilindros trabajan en medios abrasivos. En la Figura 2, pueden verse los distintos diseños de raspadores que existen, son fabricados en poliuretano o vitón de acuerdo a las temperaturas de trabajo, pueden fabricarse con un aro metálico exterior o interior dependiendo de las condiciones de trabajo.

Figura 2. Tipos de perfiles en los raspadores



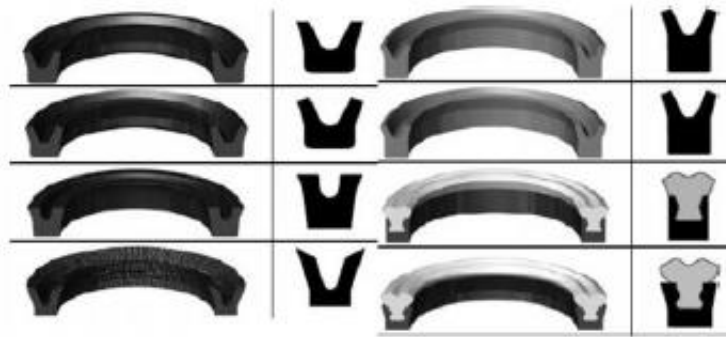
Fuente: Martin Fluid Power Catalog

- **Polypack**

Tienen la función de realizar el sellado en vástagos y tapas de cilindros hidráulicos. En la Figura 3, se observa que pueden ser de sección cuadrada, estrella o tipo Z;

son labiados y dependiendo de las condiciones de trabajo, utilizan o-ring de expansión; pueden fabricarse en poliuretano, vitón o nitrilo.

Figura 3. Tipos de perfiles de polypack.

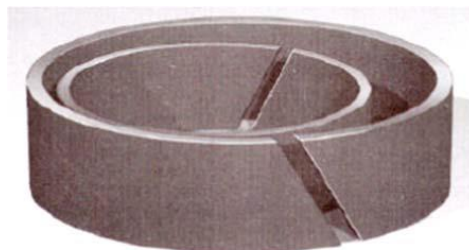


Fuente: Martin Fluid Power Catalog

- **Correa guía**

Evitan el contacto metal-metal de las partes en movimiento, soportan posibles desalineamientos transitorios, son recomendables cuando se manejan altas presiones de los fluidos. Son de fácil instalación y alargan la vida útil de los sellos. Pueden ser fabricados, en diferentes plásticos de ingeniería como el teflón, ver Figura 4.

Figura 4. Correas guía

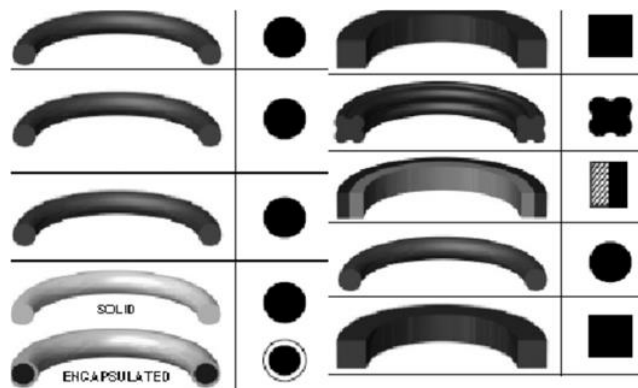


Fuente: Catálogo Chesterton Company

- **O-ring**

Son sellos con forma de toroide, que tienen como función asegurar la estanqueidad del fluido circundante. Estos se colocan en ranuras diseñadas especialmente para evitar su desgarre con las altas presiones a las que se exponen, son fabricados comúnmente en nitrilo y vitón dependiendo de las condiciones de trabajo. En la Figura 5, se observan variantes de este tipo de sello; como por ejemplo los o-ring cuadrados, o los que poseen ciertas geometrías especiales que van de acuerdo al diseño del actuador.

Figura 5. Perfiles de O-ring



Fuente: Martin Fluid Power Catalog

No cambiar los sellos a tiempo implica arriesgarse a que ocurran algunos de los siguientes problemas:

- Pérdida de velocidad en el actuador.
- Pérdida de fuerza en el actuador.
- Fugas de aceite por la tapa del cilindro.
- Ralladuras en la camisa o en el vástago producto de cuerpos extraños que ingresan al cilindro.
- Generación de sobre esfuerzos por desalineamientos del vástago.

2.3 RECIPIENTES A PRESIÓN

Un recipiente a presión es un elemento diseñado para contener fluidos a presiones mucho mayores que la presión atmosférica. La diferencia de presión entre el interior del recipiente y el exterior es peligrosa, ya que en la historia los recipientes a presión han sido una causa frecuente de accidentes.⁹

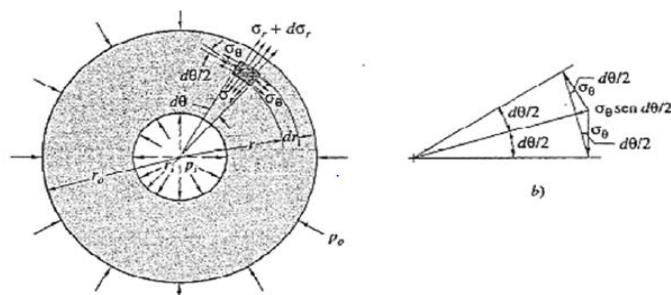
Primero se debe inspeccionar si el cilindro es de pared delgada o de pared gruesa, para esto se usa la relación diámetro interno (d_i) sobre espesor de la pared (e):

$$\frac{d_i}{e} > 40 : \text{Cilindros de pared delgada.}$$

$$\frac{d_i}{e} < 40 : \text{Cilindros de pared gruesa}$$

2.3.1 Cilindros de pared gruesa. El recipiente a presión como el que se muestra en la Figura 6, está sujeto a esfuerzos normales en dos direcciones que se encuentran en la pared del cilindro, el primero es el esfuerzo radial (σ_r), el segundo actúa en dirección perpendicular al anterior y es llamado esfuerzo circunferencial (σ_θ).

Figura 6. Esfuerzos en un cilindro hidráulico de pared gruesa

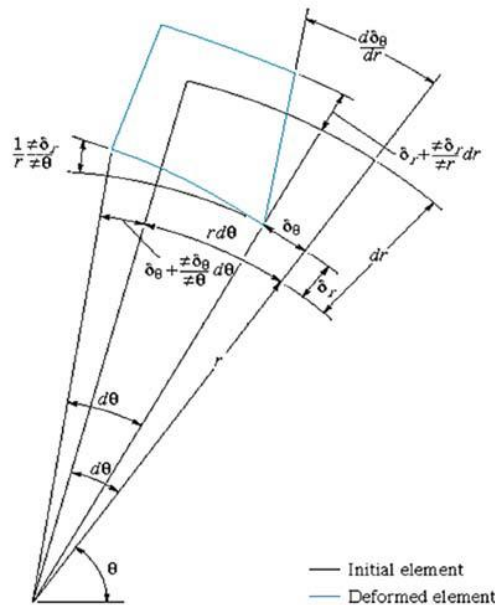


Fuente: Elementos de máquinas. Hamrock, Bernard J. 2000

⁹ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Elementos de máquinas. Mexico: McGraw Hill, 2000.

En la Figura 7 se ve un elemento diferencial del cilindro de pared gruesa antes y después de ser deformado, los desplazamientos radial y circunferencial están dados por δ_r y δ_θ respectivamente

Figura 7. Elemento diferencial de un cilindro de pared gruesa



Fuente: Elementos de máquinas. Hamrock, Bernard J. 2000

Para realizar el análisis de estos recipientes Hamrock (2000)¹⁰ hace los siguientes supuestos:

- Se asume que los esfuerzos de tensión o compresión presentes en la pared del cilindro están uniformemente distribuidos.
- Se asume que las cargas, esfuerzos y deformaciones son simétricos con respecto a los ejes del cilindro.

¹⁰ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p. 389.

2.3.2 Cilindros presurizados internamente. Cuando se tiene una aplicación en la que la presión solo actúa al interior del cilindro (HAMROCK 2000)¹¹ se aplican las siguientes ecuaciones para los esfuerzos:

$$\sigma_r = \frac{P_i * r_i * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i * r_i * \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2)$$

Donde

P_i : Es la presión interna.

r_i : Es el radio interior.

r_o : Es el radio exterior.

El esfuerzo circunferencial es de tensión y el esfuerzo radial es de compresión, además los esfuerzos máximos ocurren en $r = r_i$ y son:

$$\sigma_{r_{max}} = -P_i$$

$$\sigma_{\theta_{max}} = -P_i * \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}\right)$$

¹¹ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p 47.

3. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO

A partir de los requerimientos de la empresa, se propone un sistema que mediante cilindros hidráulicos proporcione el torque necesario en el trabajo de ensamble o desensamble.

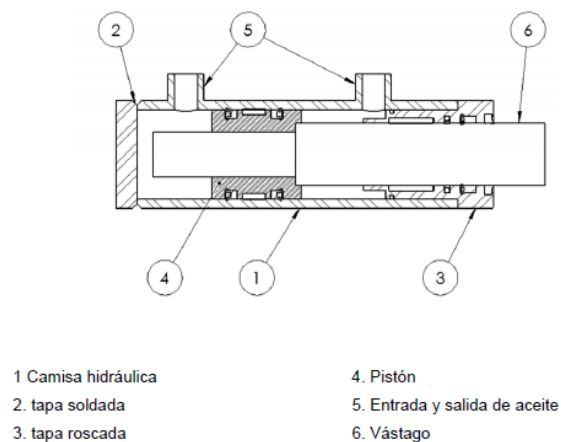
3.1 DISEÑO DE LOS CILINDROS GENERADORES DEL TORQUE

Para el diseño del cilindro de pruebas se siguieron las tres etapas básicas del proceso de diseño (GIESECKE 2006).

3.1.1 Definición de los requerimientos. En el proceso de diseño es necesario definir y entender todos y cada una de las etapas que en él intervienen. Es por esto que en esta primera etapa se determinaran todos los requerimientos para el diseño de un cilindro hidráulico.

En la figura 8 se muestra los componentes principales de un cilindro hidráulico.

Figura 8. Esquema general de un cilindro.



En primera instancia, se debe mencionar que la empresa interesada en el proyecto, dispone de algunos elementos, a partir de los cuales se realiza el diseño.

Estos elementos son:

- Bomba hidráulica Vickers de pistones, con capacidad volumétrica $0,44 \frac{in^3}{rev}$, a 1800 RPM para manejar un caudal de 3,17 GPM .
- Motor hidráulico con capacidad $12 \frac{in^3}{rev}$, a 56 RPM para un caudal de 3,17 GPM que genera un torque de 398 Nm.
- Motor eléctrico de 3HP a 1800 RPM
- Batería de válvulas direccionales 4-3 de centro cerrado marca GHIM referencia ADTK80114.

- **Dimensiones de los cilindros hidráulicos**

Se realizó un cálculo experimental teniendo en cuenta el modo de operación que realizan actualmente en la empresa para obtener el máximo torque requerido para abrir un cilindro hidráulico. Se necesitaron de 7 personas colgadas a un brazo de 7m de longitud, obteniendo así un aproximado de 40000 Nm. (Peso promedio del operario igual a 83 kg)

Se toma la situación crítica para el cálculo del cilindro hidráulico. Por esta razón, para generar un torque de 40000 Nm se dispuso de dos cilindros hidráulicos ubicados a una distancia de 15cm cada uno del punto de giro. Aplicando:

$$T = F * D$$

$$40000 = F * 0,15$$

$$F = 266666,67 \text{ N}$$

Esta fuerza calculada es la requerida por los dos cilindros. Cada cilindro hidráulico deberá proporcionar una fuerza de 133333,33 N o 29975 lbf. Con ese valor y

teniendo en cuenta que la presión del sistema es 2000 psi (definida por la bomba hidráulica) se aplica:

$$F = P * A_p = P * \frac{\pi * d_p^2}{4}$$

$$29975 = 2000 * \frac{\pi * d_p^2}{4}$$

$$d_p = 4,37''$$

Normalizando el diámetro tenemos:

$$d_p = 4,5 \text{ in}$$

A partir de este diámetro de pistón, y con la experiencia en el diseño y manufactura de cilindros hidráulicos por parte del ingeniero gerente de DIMAM SAS se dan las siguientes especificaciones para el cilindro hidráulico:

$$d_{camisa} = 5 \text{ in}$$

$$d_{vástago} = 2,5 \text{ in}$$

Es necesario definir ahora el avance que han de tener los cilindros hidráulicos para cumplir correctamente la función primordial, que es hacer girar el sistema de trinquete a diseñar. Se espera que los cilindros hidráulicos den un mínimo de avance al trinquete de hasta 45° por accionamiento. Este valor representa un parámetro de diseño para permitir que el trinquete ruede lo suficiente como para desenroscar o roscar correctamente. Al estar cada cilindro a una distancia de 15cm respecto al radio de giro, se tiene que:

$$Carrera = r * \theta$$

$$Carrera = 12 \text{ cm}$$

- Condiciones de apoyo

Se determinó que la mejor condición es la de apoyos simples en ambos extremos, debido a que es la más común en los cilindros hidráulicos, siendo a su vez la que más se acerca a las condiciones reales de trabajo y es a la que se le han realizado más estudios, esto producto de la facilidad que representa apoyar sus extremos por medio de pasadores que permitan mantenerlo fijo para la aplicación del torque. Indagando en las empresas que realizan trabajos en cilindros hidráulicos (incluyendo DIMAM SAS), dicha forma de apoyar los cilindros es la que por experiencia y flexibilidad se acostumbra a usar en la industria.

3.1.2 Generación de ideas. La empresa DIMAM SAS fabricó los dos cilindros hidráulicos generadores de torque de acuerdo a las anteriores especificaciones. En esta etapa del diseño se corrobora la correcta fabricación de los cilindros con la respectiva documentación, y se encontraron fuentes fiables que guíen al correcto diseño y construcción de los cilindros hidráulicos. Se encontraron dos documentos que fueron importantes a la hora de corroborar el diseño del cilindro, estos documentos se hallan en los anexos B y C respectivamente.

- Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos: Norma ISO/TS 13725. Edgar Salazar. Anexo B
- Miller fluid power, H series Hydraulic cylinder. Anexo C

3.1.3 Evaluación y análisis preliminar de soluciones. Para esta etapa del diseño se procedió al cálculo de los factores de seguridad de cada componente diseñado, de tal forma, que es con este ítem que se aprueba o no el diseño realizado

- **Cálculo del factor de seguridad de la camisa**

Dado que la relación $\frac{d_i}{e} = 9$, se clasifica como un cilindro de pared gruesa.

El material de la camisa es acero SAE 1045 que tiene las propiedades mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades del acero 1045

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Fuente: Compañía General de Aceros.

Se procedió a calcular los esfuerzos σ_r y σ_θ respectivamente, haciendo uso de las ecuaciones (1) y (2) (página 25).

$$\sigma_r = 13,79 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_\theta = 131,4 \text{ Mpa}$$

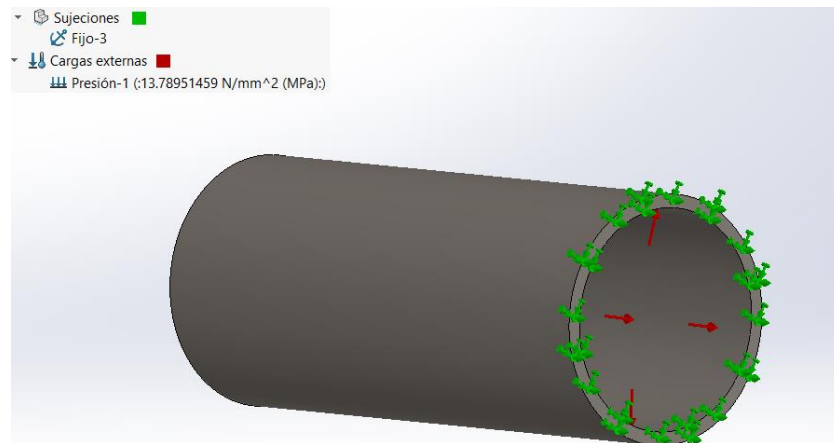
Tomando el esfuerzo más crítico (σ_θ) y el valor de 413 MPa para el límite de fluencia de la camisa, se obtiene que $N = 3,14$. Esto indica, que el esfuerzo máximo al que está sometida la camisa del cilindro hidráulico está por debajo del esfuerzo de fluencia admisible por el material, y el factor de seguridad obtenido se considera aceptable.

- **Análisis CAE de la camisa del cilindro hidráulico**

Antes de realizar el análisis de esfuerzos se aplican las restricciones pertinentes, que serían las más aproximadas a las condiciones reales de trabajo. En este caso

se aplicó una presión de 13,79 MPa en la cara interior de la camisa y se tomó como geometría fija una de las caras como se observa en la Figura 9.

Figura 9. Ubicación de las restricciones en la camisa



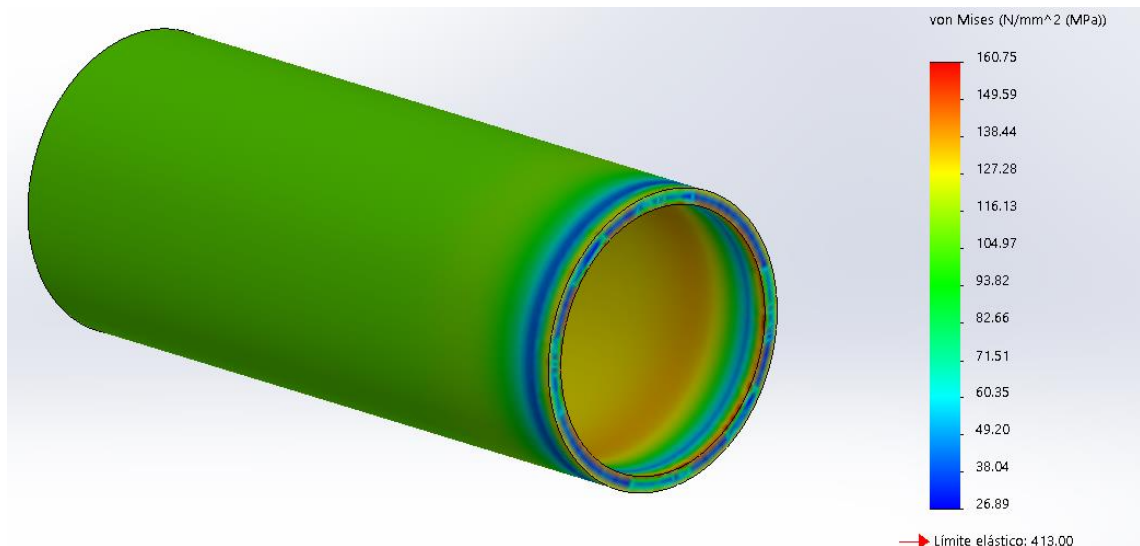
En software CAE es necesario realizar un mallado para, sobre éste, aplicar el método de elementos finitos, esto quiere decir que entre más fina sea la malla o más pequeños sean los elementos, los cálculos serán más aproximados a los reales sobre el material. En la Figura 10 se observa el mallado que se realizó en SOLIDWORKS con una configuración fina que tiene 89381 nodos y 52952 elementos.

Figura 10. Mallado de la camisa



Como se aprecia en la Figura 11, el esfuerzo presente en casi toda la camisa es de 138 MPa aproximadamente, exceptuando unos puntos en el borde, donde el esfuerzo es más grande debido a las condiciones de apoyo aplicadas.

Figura 11. Distribución de esfuerzos de la camisa



Comparando este resultado con el obtenido por las ecuaciones, se observa que son aproximadamente iguales, lo que confirma el factor de seguridad antes hallado igual a 3,14.

- **Cálculo del factor de seguridad del eje-vástago**

Dado que los vástagos de los cilindros hidráulicos generadores de torque trabajarán a compresión en necesario realizar el cálculo como columna con carga excéntrica

Se usará la siguiente ecuación para columnas con carga excéntrica¹²:

$$\sigma = \frac{P}{A} * \left[1 + \frac{e * c}{(rg)^2} * \sec \left(\frac{le}{2 * rg} * \sqrt{\frac{P}{E * A}} \right) \right]$$

¹² HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p 375

Donde:

$P = 163333 \text{ N}$ Carga critica

$A =$ Área de la sección transversal del vástago de 2,5"

$E = 0,048 \text{ m}$ Excentricidad de la carga medida desde el eje neutro hasta el punto de acción de la carga

$C =$ Distancia desde el eje neutro a la fibra externa de la columna

$r_g =$ Radio de giro

$l_e =$ Longitud equivalente

$E = 2,1 \text{ GPa}$ Modulo de elasticidad del material

$$\sigma = 249 \text{ MPa}$$

Considerando que es de material SAE 1045 con $S_y = 530 \text{ MPa}$, se tiene que:

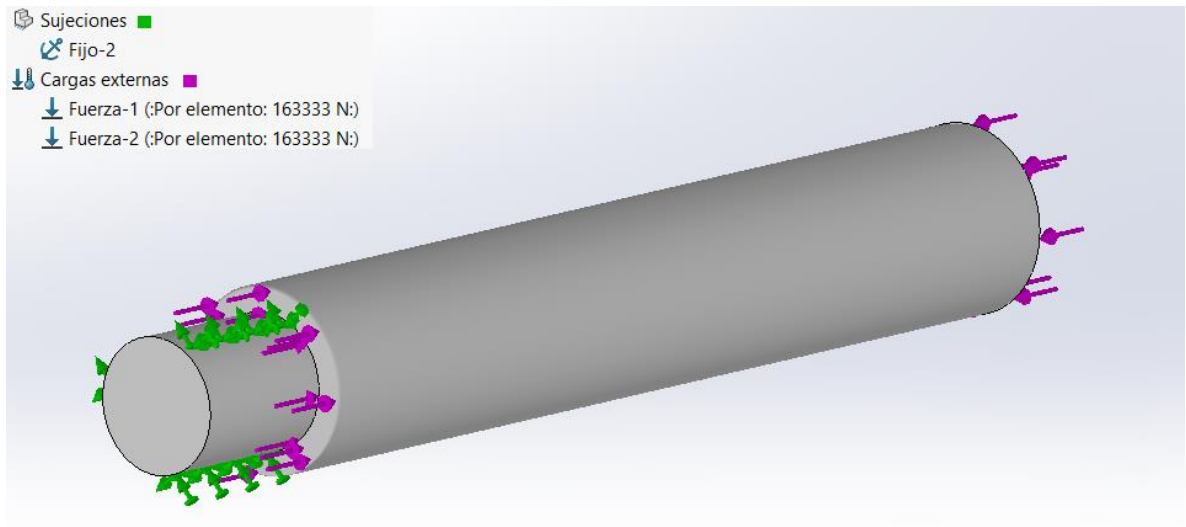
$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

Se calcula el factor de seguridad para el eje y da un valor de $N = 2.13$

- **Análisis CAE del vástago**

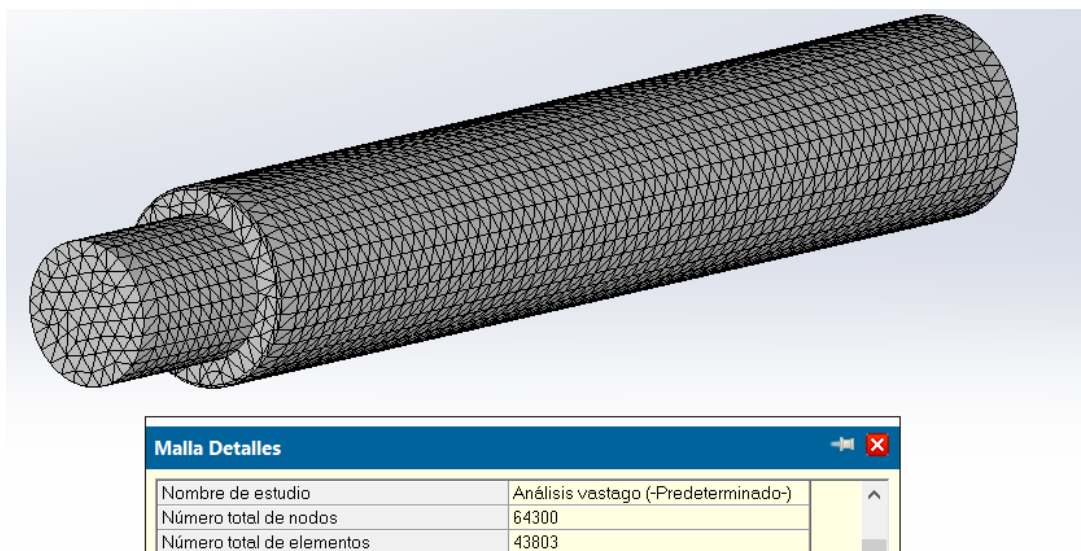
Aplicando las restricciones necesarias, se somete el vástago a compresión pura, dada por la fuerza de avance hallada en la pág. 27. El eje se soporta en el punto donde está el pistón y la tapa, el cual se representa por la zona azul en la Figura 12.

Figura 12. Ubicación de las restricciones en el eje



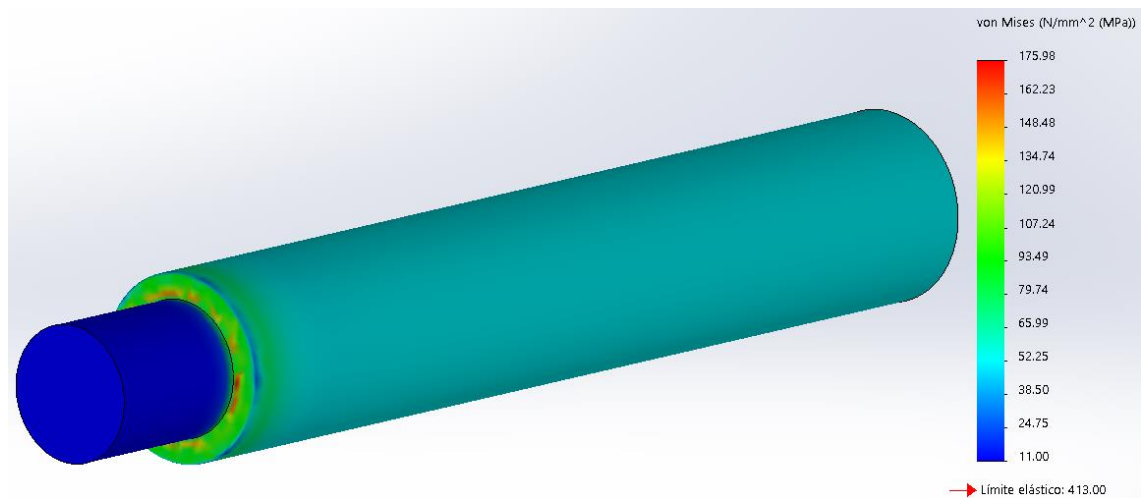
En la Figura 13 se observa el mallado que se realizó con una configuración fina, la cual tiene 64300 nodos y 43803 elementos.

Figura 13. Mallado del eje



En la Figura 14 se observa que la distribución de esfuerzos en la mayoría del eje es de 52 MPa. Igual que en el análisis matemático de la camisa, solo unos puntos en el borde presentan esfuerzos más grandes debido a las condiciones de apoyo.

Figura 14. Distribución de esfuerzos en el vástago



Calculando de nuevo el factor de seguridad ($N= 2,3$), el cual es un valor cercano al calculado teóricamente, por lo tanto se toma como acertado.

- **Diseño del pistón**

Dado que el pistón es el encargado de generar la fuerza del actuador, se diseña el pistón teniendo en cuenta el tipo de empaques y componentes correctos a usar. En este caso, el pistón alberga 1 polypak y un direccional, los cuales se ajustaron a medidas estándares que trabaja la empresa. En la zona donde ajusta con el vástago debe tener un descargue para que encaje perfectamente. Basados en la experiencia y en los aportes del ingeniero gerente de DIMAM S.A.S se procedió a diseñar el pistón como se muestra en la Figura 15.

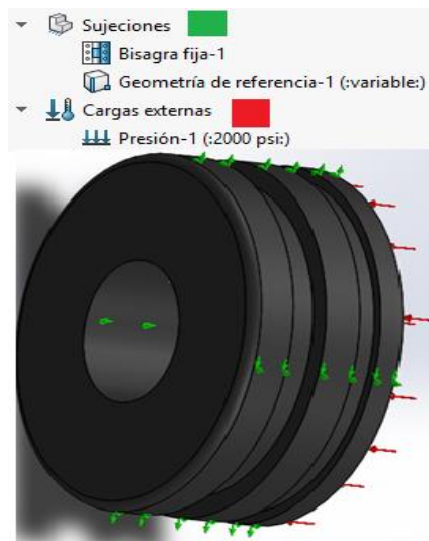
Figura 15. Diseño del pistón.



- **Análisis CAE del pistón**

El pistón está soportado en el eje, por esta razón se pone un apoyo de desplazamiento (C) en esa superficie que solo permite movimiento en el eje Y, en donde encaja con el eje, se coloca un apoyo fijo (A), pues no permite que se desplace hacia ningún lado. La presión (B) se ubica en el lugar donde contacta el pistón en la carrera de avance, como se detalla en la Figura 16.

Figura 16. Ubicación de las restricciones en el pistón



En la Figura 17 se observa el mallado que se realizó con una configuración fina, la cual tiene 82413 nodos y 56164 elementos.

Figura 17. Mallado del pistón

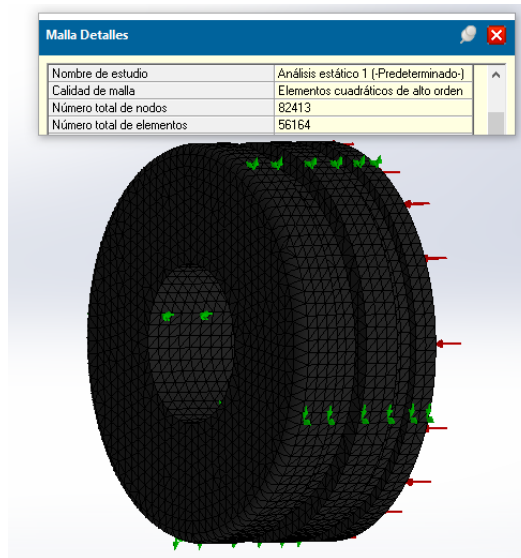
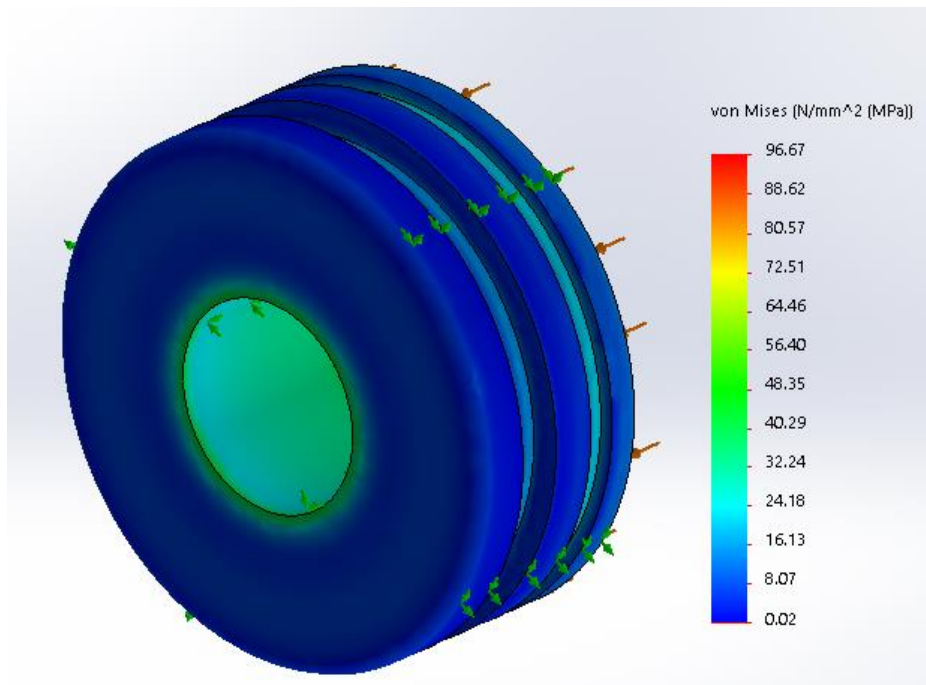


Figura 18. Distribución de esfuerzos en el vástago



Observando los resultados obtenidos en el análisis, se da como aceptable el diseño debido al bajo esfuerzo máximo que ha de soportar, teniendo en cuenta que el material con el que se fabrica es fundición nodular, lo que lo hace suficientemente resistente.

- **Diseño de la tapa**

La tapa debe albergar un Polypak, un raspador y un O-ring en el interior, y para encajar con la camisa tiene una rosca de 12 hilos por pulgada y una longitud de 2,4 cm, estos valores fueron consultados y apoyados en recomendaciones del ingeniero gerente de la empresa DIMAM S.A.S. La tapa también realiza sello en el exterior con la camisa que posee un o-ring con su debido respaldo.

Figura 19. Diseño de la tapa.

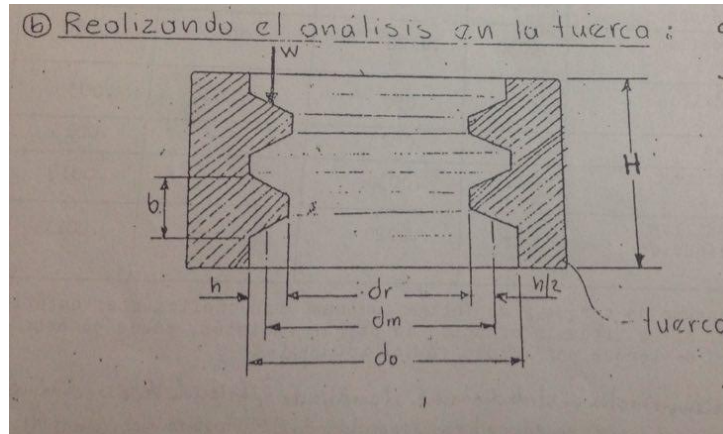


- **Análisis de la resistencia de la rosca de la tapa**

Para corroborar las recomendaciones del ingeniero gerente de la empresa DIMAM S.A.S. se procede a analizar la resistencia de la rosca de la tapa, fabricada de un

acero 1045. Para este proceso, se usan las ecuaciones y la metodología expuestas en el libro de fatiga de Alfredo Parada¹³.

Figura 20. Principales variables en una rosca



Siguiendo la metodología consultada, se realizan tres análisis de la tuerca para determinar su resistencia ante la carga que se le aplica, y así conocer su factor de seguridad.

Los tres tipos de análisis son: Por flexión, por aplastamiento y por corte. El factor de seguridad de la rosca será el del análisis más crítico, es decir, el que resulte más bajo.

- *Análisis por flexión:* Se aplican las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

¹³ PARADA, Alfredo. RECOPIACIÓN APUNTES DISEÑO DE MAQUINAS I. Sección de tornillos de potencia.

$$M = \frac{W * h}{2}$$

$$I = \frac{1}{12}(\pi * d_r * n_a)(b^3)$$

$$n_a = \frac{H}{P}$$

$$c = \frac{b}{2}$$

Reemplazando se obtiene de forma general la expresión:

$$H = \frac{3 * W * h}{\pi * d_r * b^2 * S_{dt}}$$

Donde:

H: Altura de la rosca: 24 [mm]

W: Carga aplicada calculada con la presión y el área anular: 97822 [N]

h: Altura del diente: 1,03 [mm]

d_r: Diámetro raíz: 4,6 [in]

P: Paso: 2,117 [mm] (12 hilos por pulgada)

b: Ancho de filete¹⁴ = 0,75 * Paso

S_y = 413 [MPa]

$$S_{dt} = \frac{S_y}{N}$$

Resolviendo las ecuaciones, se obtiene que:

$$N_{flexion} = 30,33$$

¹⁴ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p 668

- *Análisis por aplastamiento:* Se aplica la siguiente expresión:

$$H = \frac{W * P}{\pi * d_m * h * S_{dt}}$$

Donde:

$$d_m = \frac{(d_r + 2h) + d_r}{2} = 4,65 [in]$$

Resolviendo las ecuaciones, se obtiene que:

$$N_{aplastamiento} = 18,26$$

- *Análisis por corte:* Se aplica la siguiente expresión:

$$H = \frac{3 * W * P}{2\pi * d_r * b * \frac{S_y}{2N}}$$

Resolviendo la ecuación anterior se obtiene que:

$$N_{corte} = 9,298$$

Como se plantea en la metodología usada, se escoge el caso crítico, es decir que la rosca trabaja con un factor de seguridad igual a 9,298. El diseño se considera aceptable y válido.

3.2 DISEÑO DE PASADORES

El sistema de trinquete se encuentra sometido a ciclos de carga, luego los pasadores se analizarán bajo el concepto de esfuerzos cortantes fluctuantes o método de Goodman, el cual plantea que:

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m}{S_{su}} + k_t * \frac{\tau_a}{S'_{sn}} \quad (3)$$

Donde:

$$S_{su} = 0,75 * Su \quad (4)$$

$$S'_{sn} = 0,75 * S'_n \quad (5)$$

S'_n = resistencia de fatiga del material bajo las condiciones reales.

S'_{sn} = resistencia de fatiga en cortante bajo las condiciones reales.

3.2.1 Calculo de fuerzas y esfuerzos cortantes sobre el pasador. Las fuerzas a las que estarán sometidos los pasadores será la carga máxima y mínima que genere el cilindro de prueba, donde la fuerza máxima se da en el avance del cilindro de pruebas y la fuerza mínima en el retroceso de este:

$$F_{MAX} = 141492 [N]$$

$$F_{MIN} = 97822 [N]$$

Se procede a calcular los valores de la fuerza media y la fuerza alterna que se ejercen sobre el pasador de la siguiente forma:

$$Fm = \frac{Fmax + Fmin}{2} = 119657 [N]$$

$$Fa = \frac{Fmax - Fmin}{2} = 21835 [N]$$

Para la determinación de los esfuerzos cortantes se tienen en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\tau_m = \frac{Fm}{2A} = 75,57 [Pa]$$

$$\tau_A = \frac{Fa}{2A} = 13,79 [Pa]$$

Lo anterior para un diámetro del pasador estándar igual a 1,25 in. La resistencia a la fluencia y el esfuerzo último se determinan a partir del material de los pasadores, en este caso se fabricaron con acero SAE 4140 cuyos valores respectivos son:

$$S_y = 589 MPa$$

$$S_u = 690 MPa = 100,076 Ksi$$

3.2.2 Cálculo de la resistencia a la fatiga del material bajo las condiciones reales. El valor de la resistencia de fatiga del material bajo las condiciones reales S'_n , se determina a partir de la ecuación:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s \quad (6)$$

Donde:

S_n : es la Resistencia a la fatiga modificada.

C_m : es el factor corrección de material.

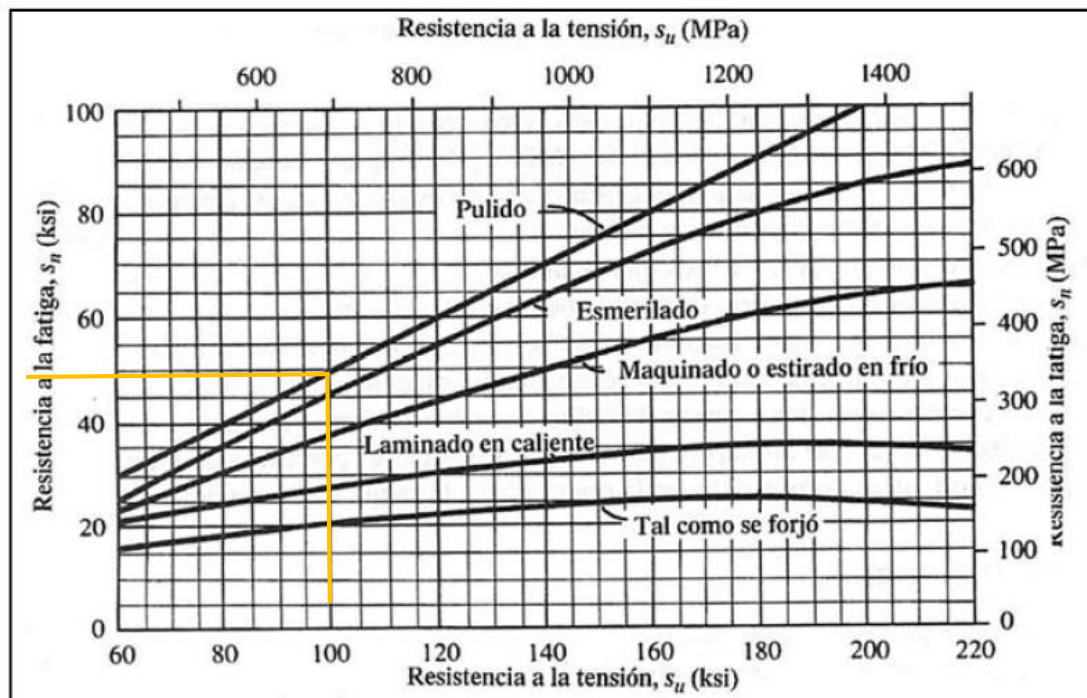
C_{st} : es el factor de corrección por tipo de esfuerzo.

C_r : es el factor de confiabilidad.

C_s : es el factor de corrección por tamaño.

El valor de S_n se determina a partir de la Figura 21, con el valor del esfuerzo último del material en KSI (100,076 Ksi) y tomando el material como estirado en frío. para el valor de entrada se obtiene un valor aproximado de $S_n = 37 \text{ ksi} = 255 \text{ Mpa}$

Figura 21. Propiedades de los materiales.



Fuente: Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, 4 Ed.

Para el cálculo de los demás factores de la ecuación 6 se usó el siguiente método¹⁵:

¹⁵ MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson, 2006. P. 173

- *Factor de corrección por material C_m*

En la Tabla 2 se observan los valores del factor de corrección para cada tipo de material.

Tabla 2. Factor de corrección por material

Material	C_m
Acero Forjado	1
Acero colado	0,8
Acero pulverizado	0,76
Hierro colado maleable	0,8
Hierro colado gris	0,7
Hierro colado dúctil	0,66

Para nuestro caso, el valor será $C_m = 1$

- *Factor de corrección por tipo de esfuerzo C_{st}*

En la tabla 3 se muestra el valor de C_{st} dependiendo del tipo de esfuerzo:

Tabla 3. Factor de corrección por tipo de esfuerzo.

TIPO DE ESFUERZO	C_{st}
Flexionante	1
Axial	0,8

Para nuestro caso, al ser esfuerzo flexionante se toma el valor de $C_{st} = 1$

- *Factor de confiabilidad C_r*

En la tabla 4 se observan los valores de la confiabilidad aproximada de acuerdo a la confiabilidad deseada.

Tabla 4. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad deseada	C_r
0,5	1
0,9	0,9
0,99	0,81
0,999	0,75

Para una confiabilidad de 99.9%, entonces $C_r = 0,75$

- *Factor de corrección por tamaño C_s*

Para la tabla 5, entrando con el diámetro 1,25 in del pasador, se determina el factor de corrección por tamaño

Tabla 5. Factor de corrección por tamaño.

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

Para ese diámetro, se usa la ecuación:

$$C_s = \left(\frac{D_{pasador}}{0,3} \right)^{-0,11} = 0,5988$$

Con el valor de cada factor ya establecido, se reemplaza en la ecuación (6):

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s = 255 * 1 * 1 * 0,75 * 0,5988$$

$$S'_n = 114,15 [MPa]$$

De las ecuaciones (4) y (5) obtenemos:

$$S_{su} = 0,75 * 690 = 517,5 [MPa]$$

$$S'_{sn} = 0,75 * 114,15 = 85,89 [MPa]$$

Reemplazando los valores de τ_m , τ_A , S_{su} y S'_{sn} en la ecuación (3) tenemos el valor del factor de seguridad para los pasadores bajo una condición de carga fluctuante.

$$N = 3,262$$

Para la evaluación de este valor, se toma el concepto de carga dinámica, el cual establece que, para materiales dúctiles bajo este tipo de cargas, se recomienda un factor de seguridad promedio entre 2,5 y 4, cuando se quiera dar seguridad a

componentes críticos teniendo cierto grado de incertidumbre en los factores externos del diseño.¹⁶

3.3 DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

Para realizar el análisis de la estructura, los modelos y la simulación de los mismos se desarrollaron en SolidWorks 2017, se dibujó cada pieza por separado y se analizó el ensamble de las mismas.

Para el cálculo de esfuerzo y deformación SolidWorks utiliza el método Von Mises, el cual se basa en la teoría de falla elástica de un material dúctil a medida que la energía de distorsión elástica supera el valor predeterminado para cada material según su diagrama esfuerzo deformación. Este estudio determina un esfuerzo equivalente de von Mises con los diferentes esfuerzos alternativos en el punto de análisis y el correspondiente esfuerzo equivalente para los esfuerzos medios¹⁷.

3.3.1 Diseño de la estructura. La estructura será la encargada de sostener y soportar todos los sistemas que conforman la máquina. Para su respectivo diseño, se establecieron los siguientes requerimientos:

- Soportar un peso máximo de hasta 1500 kilogramos. Este peso representa la suma de los sistemas que irán sobre la estructura, además del cilindro hidráulico que se requiera trabajar.

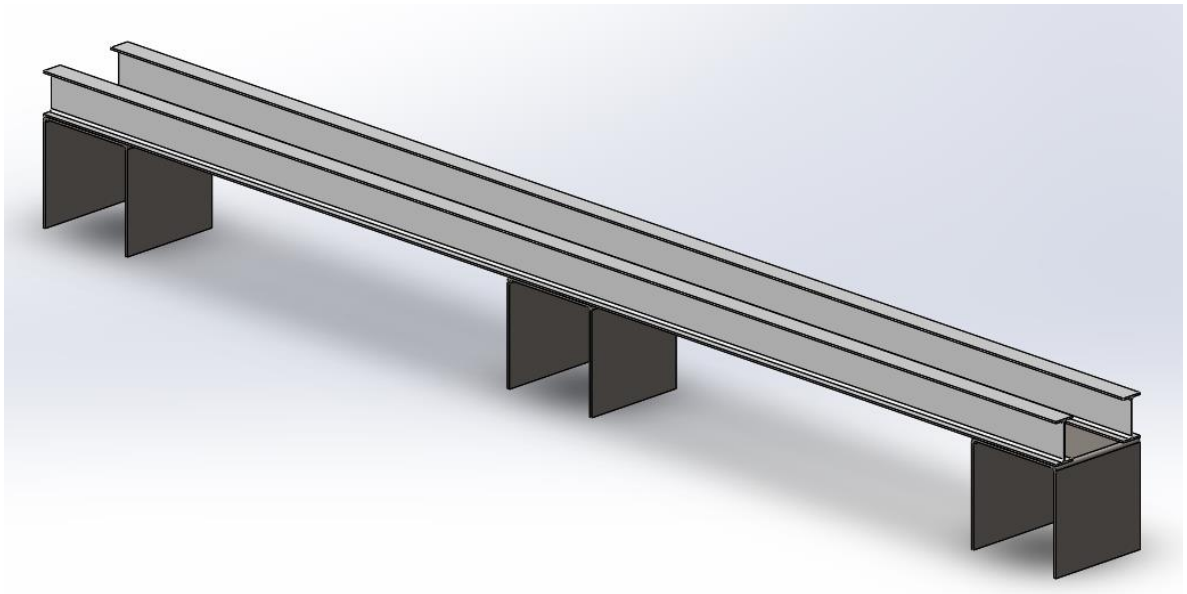
¹⁶ MOTT, Robert L, Op. Cit., p. 185.

¹⁷ [15] USECHE VANEGAS, L. V. Conceptos Básicos sobre Diseño de Máquinas, Universidad Tecnológica de Pereira, 2004.

- Permitir una longitud de trabajo de 4,5m, y el ancho suficiente como para permitir el proceso de trabajo de cilindros hidráulicos con diámetros de hasta 11”.
- Permitir el deslizamiento longitudinal de los sistemas que ha de soportar. Esto es de gran importancia debido a la flexibilidad que debe presentar la máquina para adaptarse a todos los diámetros y longitudes de cilindros que se establecieron en los alcances iniciales del proyecto.

Con base en los requerimientos descritos, en la Figura 22 se presenta el diseño del modelo realizado para la estructura de soporte

Figura 22. Modelo de la estructura de soporte



Al momento de realizar el diseño fue necesario tener en cuenta los materiales y los perfiles que se encuentran disponibles en el mercado local para ahorrar costos y tiempos en la construcción. Para la estructura se seleccionaron perfiles IPE 200 especificado en la Tabla 6.

Tabla 6. Perfil I liviano de alas paralelas - IPE.

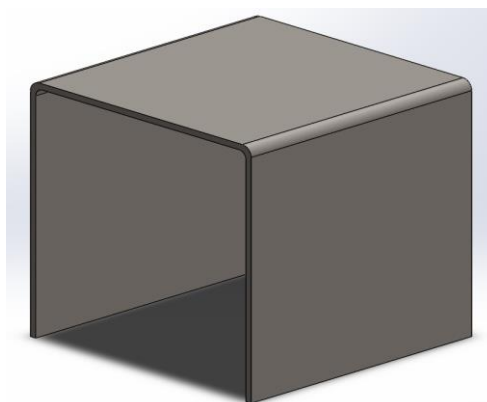
PERFIL I LIVIANO DE ALAS PARALELAS - IPE																			
PERFILES IPE	DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																		
	DIMENSIONES								AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO		CONS TORS
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS						EJE X-X			EJE Y-Y			Zx	Zy	
DESIGNACION	h	s	b	t	r	c	d	cm2	kg/mt	Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	cm3	cm3	cm4	
IPE A 180	177.00	4.30	91.00	6.50	9.00	164.00	146.00	19.60	15.40	1.063.00	120.00	7.37	81.90	18.00	2.05	135.00	28.00	2.70	
IPE 180	180.00	5.30	91.00	8.00	9.00	164.00	146.00	23.90	18.80	1.317.00	146.00	7.42	101.00	22.20	2.05	166.00	34.60	4.79	
IPE O 180	182.00	6.00	92.00	9.00	9.00	164.00	146.00	27.10	21.30	1.505.00	165.00	7.45	117.00	25.50	2.08	189.00	39.90	6.76	
IPE R 180	183.00	6.40	89.00	9.50	9.00	164.00	146.00	28.10	22.10	1.554.00	170.00	7.44	112.00	25.20	2.00	195.00	39.70	7.78	
IPE A 200	197.00	4.50	100.00	7.00	12.00	183.00	159.00	23.50	18.40	1.591.00	162.00	8.23	117.00	23.40	2.23	182.00	36.50	4.11	
IPE 200	200.00	5.60	100.00	8.50	12.00	183.00	159.00	28.50	22.40	1.943.00	194.00	8.26	142.00	28.50	2.24	221.00	44.60	6.98	
IPE O 200	202.00	6.20	102.00	9.50	12.00	183.00	159.00	32.00	25.10	2.211.00	219.00	8.32	169.00	33.10	2.30	249.00	51.90	9.45	
IPE R 200	204.00	6.60	98.00	10.50	12.00	183.00	159.00	33.90	26.60	2.363.00	232.00	8.35	166.00	33.80	2.21	265.00	53.20	11.70	

Fuente: STECKERL. Hierros y aceros

Las piezas restantes de la estructura se cortaron con plasma, de las cuales se realizaron planos en formato AutoCAD para facilitar su corte en los diferentes grosores de lámina.

Para las bases se utilizó lámina de 12 mm doblada en forma de U, como se muestra en la Figura 23. El material de esta lamina es acero A36 ya que es comercial y económico, además de que le da robustez a la estructura. Se usarán tres bases a lo largo del banco

Figura 23. Base en forma de U



Las tres bases soportan el peso de la estructura y del sistema hidráulico, por esto el diseño es simple y no tiene mayores esfuerzos, solo se necesita que sea robusto

y que tenga las dimensiones adecuadas para que los soportes y los cilindros encajen de forma fácil y, por lo tanto, permita realizar el mantenimiento a estos componentes.

La forma como se encuentran acoplados el motor y la bomba es la siguiente: el motor queda ubicado sobre el tanque y la bomba está conectada de forma externa; la altura total del montaje es uno de los factores que se tuvo en cuenta para dimensionar la mesa, ésta es de 70 cm.

En cuanto a las dimensiones de la estructura completa, se tiene una longitud total de 6 m y un ancho de 50 cm. Estas medidas son proporcionadas teniendo en cuenta los requerimientos de los cilindros hidráulicos a desarmar, de acuerdo a los datos proporcionados por la empresa. Con estas medidas, se tienen los requerimientos básicos para dimensionar la estructura.

3.4 DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LOS CILINDROS

Ya que durante el proceso los cilindros se encuentran suspendidos, se requieren apoyos que permitan su alineamiento con el eje central de giro.

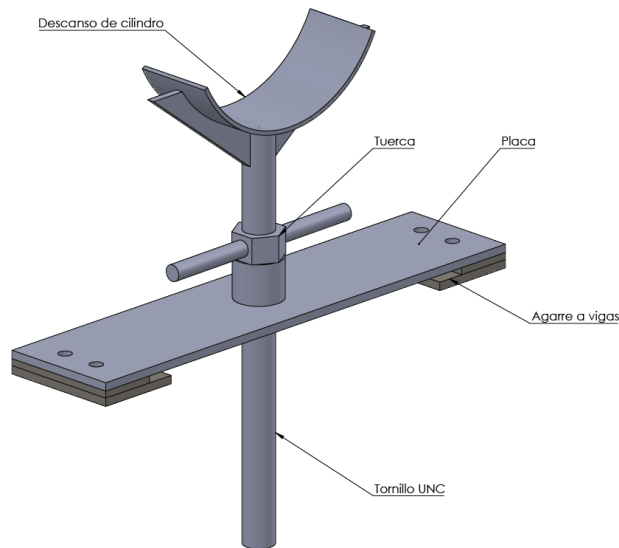
Para el diseño de estos apoyos se tuvieron en cuenta los siguientes requerimientos:

- Adaptable a todos los diámetros: Se necesita que pueda sostener cilindros hasta un diámetro de 11 pulgadas.
- Mantenerse alineado con el eje central de giro: Esto indica poder variar la altura a la que se encuentra el apoyo
- Robustez: Debe ser capaz de soportar por sí misma un cilindro de hasta 800 kg de peso como carga máxima

- Movilidad: Debe adaptarse a la longitud del cilindro, moviéndose longitudinalmente

Con base en los requerimientos mostrados se procedió con el siguiente diseño

Figura 24. Diseño del soporte para los cilindros.



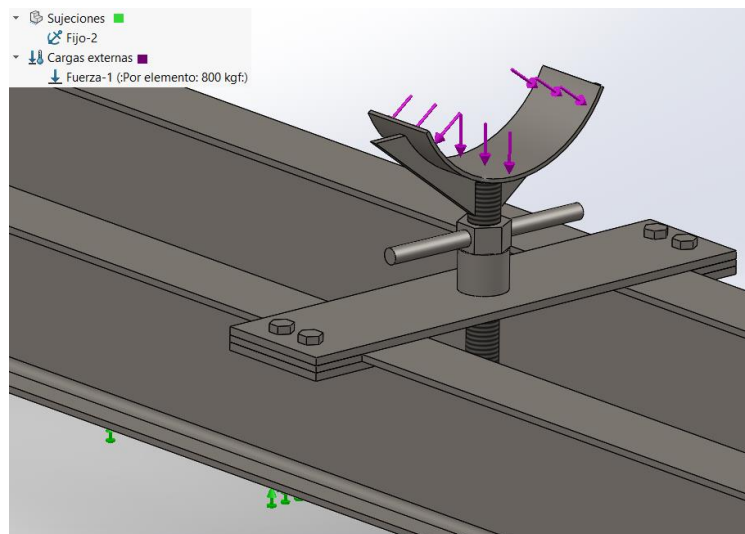
- Descanso del cilindro: Se fabricó a partir de un tubo de 12 pulgadas. Sobre este pueden descansar cilindros de 11 pulgadas de diámetro. Para darle mayor robustez y estabilidad se le adaptaron soportes laterales que ayudarán a una mejor distribución del peso.
- Tornillo: Es un tornillo de 1 ½ pulgadas de diámetro, rosca UNC, que por medio del giro de la tuerca se desplazará verticalmente para que los diferentes diámetros de cilindros hidráulicos puedan alinearse con el eje central de giro.
- Tuerca: Una tuerca para tornillo de 1 ½ pulgadas de diámetro, con una altura de 3,2 cm a la cual se le soldarán dos manivelas para facilitar su giro.

- Placa y agarre: Estos dos elementos se diseñaron teniendo en cuenta las dimensiones de la estructura. Estarán unidas entre sí por medio de tornillos con tuerca. Esta unión permitirá al soporte deslizarse libremente sobre las vigas.

3.4.1 Análisis CAE de los soportes para los cilindros. A continuación, se presenta el análisis CAE hecho para el soporte de los cilindros.

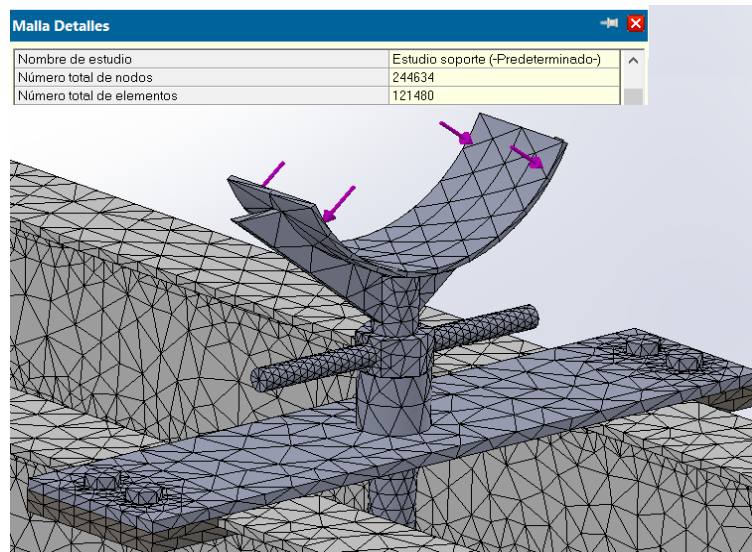
El soporte estará sujeto a la estructura, con una carga sobre la superficie de descanso de 800 kg como se observa en la figura 25.

Figura 25. Ubicación de la carga sobre el soporte



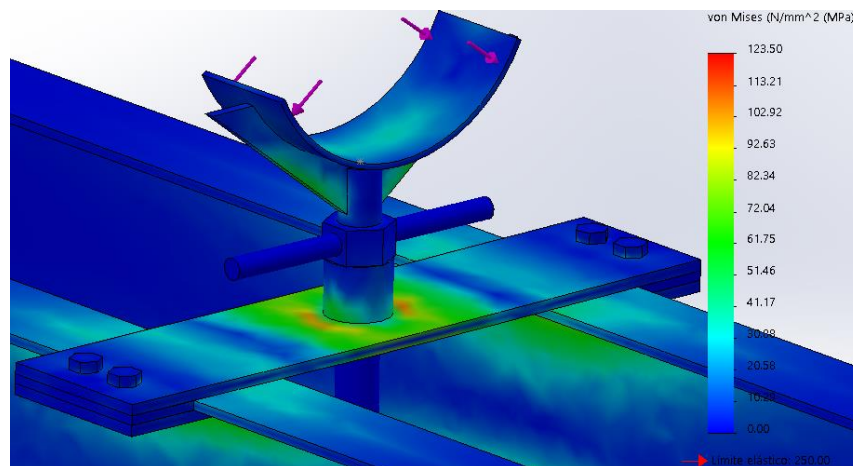
Se realiza un mallado fino con un total de 244634 nodos y 121480 elementos, como se observa en la figura 26.

Figura 26. Mallado del soporte de cilindros



En la figura 27 se observa que el esfuerzo máximo es de 121 MPa. Teniendo en cuenta los materiales del soporte y que se está trabajando bajo una carga muy crítica, se acepta el diseño realizado con un factor de seguridad igual a 2, para material A36.

Figura 27. Resultados del análisis del soporte de cilindros.



3.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE TORQUE.

3.5.1 Generación de alto torque. Este sistema será el encargado de realizar el torque inicial que permita aflojar las roscas del cilindro, para que después el motor hidráulico, con un menor torque, termine el trabajo de soltarla en la etapa de desensamble. De la misma manera será el encargado de suministrar el apriete final después de que el motor haya realizado el trabajo de aproximación en la etapa de ensamble.

Los cilindros hidráulicos de tapa roscada, que ocupan la mayor parte de la producción de la empresa, requieren:

- Producir el torque calculado en capítulo 2.1.
- Que el sistema funcione tanto para soltar como para apretar las tapas y pistones de los cilindros hidráulicos. Es decir, que sea reversible.
- Capacidad para desacoplarse del sistema y que el torque lo genere el motor hidráulico.

Con base en los requerimientos mostrados se procedió primeramente con el siguiente diseño.

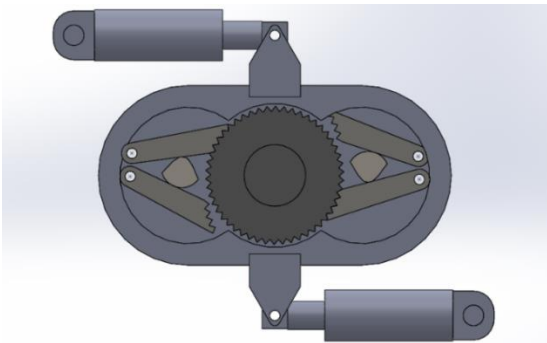
Figura 28. Mecanismo Ratchet



El planteamiento anterior se hizo basándose en los mecanismos Ratchet, los cuales funcionan estilo “trinquete”, permitiendo el movimiento tan solo hacia un sentido. Este mecanismo funciona de tal manera que al girar en un sentido todo el conjunto, solo una de sus dos palas entra en contacto directo con los dientes de la rueda central, permitiendo que en una dirección se deslicen los dientes, y en la otra se opongan e impidan el movimiento.

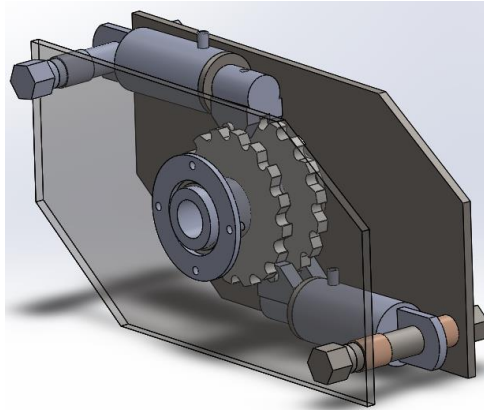
Se procedió con el diseño CAD para identificar de mejor manera el cumplimiento de los requerimientos.

Figura 29. Primer diseño del mecanismo de generación de alto torque



Al realizar el modelo CAD en SolidWorks, se lograron observar ciertas dificultades para el desarrollo de dicho diseño. Primero que todo, debido a que se necesita girar tanto en sentido horario como en sentido contrario, se hace necesario expandir la pieza y adaptar el Ratchet de tal forma que funcionase para ambos sentidos. Para el cumplimiento del requerimiento, se necesitaba de la fabricación de una rueda dentada de 15cm de diámetro, con dientes bien mecanizados y de un material altamente resistente, lo que hacía que los costos se incrementaran considerablemente. Por otro lado, el sistema quedaba muy inestable debido a su gran tamaño y cantidad de piezas móviles presentes. Por estas razones, se descartó dicha opción y se inició el diseño de una mejor alternativa para este sistema.

Figura 30. Segundo diseño del sistema de generación de alto torque.



En la figura 30 se observa el modelo del segundo diseño planteado. Tal como se detalla, es un sistema mucho más compacto y de mayor facilidad al momento de ensamblar con el sistema de transmisión. Aunque tiene varias piezas, su acoplamiento es mucho más flexible, así como el cumplimiento de los requerimientos.

- Cilindro generador: Estos dos cilindros ya fueron diseñados en la sección anterior, con base en los requerimientos a los que estarían sometidos. Son los encargados de generar el torque alto para el presente sistema.
- Par de trinquetes: Este diseño fue seleccionado primordialmente por obtener funcionalidad óptima, buena flexibilidad y menores costos. Se usan dos trinquetes tipo rueda dentada, donde uno permitirá el giro en el sentido de apertura, y otro lo permitirá en el sentido de apriete. Los cilindros están ubicados a cada extremo para distribuir de mejor manera la carga. Las ruedas dentadas están fijas y acopladas al eje de la transmisión; por tanto, para invertir la dirección (cambiar de una rueda a otra) lo que se mueve son los cilindros generadores, que deslizándose permiten el funcionamiento del trinquete que se requiera, de acuerdo al sentido de giro que se necesite. El diseño de la rueda-trinquete se hizo de tal forma que los dientes permitieran

el contacto preciso con el pasador que arrastra el cilindro hidráulico en su extremo, para así permitir que el empuje sea lo más óptimo posible. Su diámetro interno es el diámetro del tubo hueco ya diseñado (125 mm). El diámetro externo se definió en las especificaciones iniciales, donde para cumplir el torque crítico se necesitaba de un brazo de 15cm, siendo ésta medida la del diámetro externo de la rueda.

- Sistema de transmisión de potencia: representa la forma en cómo se transmitirá el movimiento como tal. Ya que se hará el uso de la hidráulica, se necesita que los cilindros generadores muevan al respectivo trinquete que se quiera usar, y a su vez el trinquete deberá transmitir dicho movimiento al acople que tenga sujeto al cabezal del cilindro hidráulico a desarmar o armar. Para esto, se acopla un tubo que pasa por ambos trinquetes y los mantiene fijos a las dos placas. Dicho tubo ha de ir soldado a los trinquetes, y acoplado por medio de rodamientos y bujes a las placas que rodean a todo el sistema. De esta manera, los trinquetes al girar arrastran al tubo, y el tubo transmite dicho movimiento al sistema que permite abrir o cerrar el cilindro de trabajo.
- Mecanismo para separación entre cilindros generadores y trinquete: Cuando el requerimiento de alto torque culmine, el proceso se finaliza con la potencia entregada directamente por el motor hidráulico. Por esta razón, se necesita que los cilindros generadores tengan la capacidad de ser alejados del trinquete, de tal forma que al no estar en funcionamiento se evite ser arrastrados por el torque que generará ahora el motor.

- **Diseño y selección del sistema de transmisión**

El tubo hueco se selecciona apropiadamente para ser comprado con un largo de 35cm. Para ello se realiza el siguiente procedimiento.

$$\tau = \frac{T * C}{J}$$

$$C = \frac{d_2}{2}$$

$$J = 2 * I$$

$$I = \pi * \left[\frac{d_2^2 - d_1^2}{4} \right]$$

$$d_2 = d_1 + 2 * e$$

$$\tau = \frac{S_y}{2 * N}$$

Para un torque $T = 40000 \text{ Nm}$ y buscando un factor de seguridad de mínimo 2, se propone un tubo de material SAE 1040, con diámetro externo $d_2 = 125 \text{ mm}$ con una pared $e = 23 \text{ mm}$.

Para el acople del tubo a las placas externas del conjunto, se escogen los respectivos rodamientos. El tubo debió ser mecanizado para reducir las imperfecciones que traía de fábrica, por ende, su diámetro se disminuyó a 123mm. Se usa un rodamiento con diámetro de pista interna igual a 123mm. Se consiguió una tolerancia G6 según la norma ISO 286¹⁸. Para el otro extremo del tubo, se consigue un rodamiento de 100mm de pista interna; se escoge de menor diámetro debido a que es posible reducir esa sección del tubo al no representar mayor criticidad en el funcionamiento, y pudiendo entonces disminuir los costos.

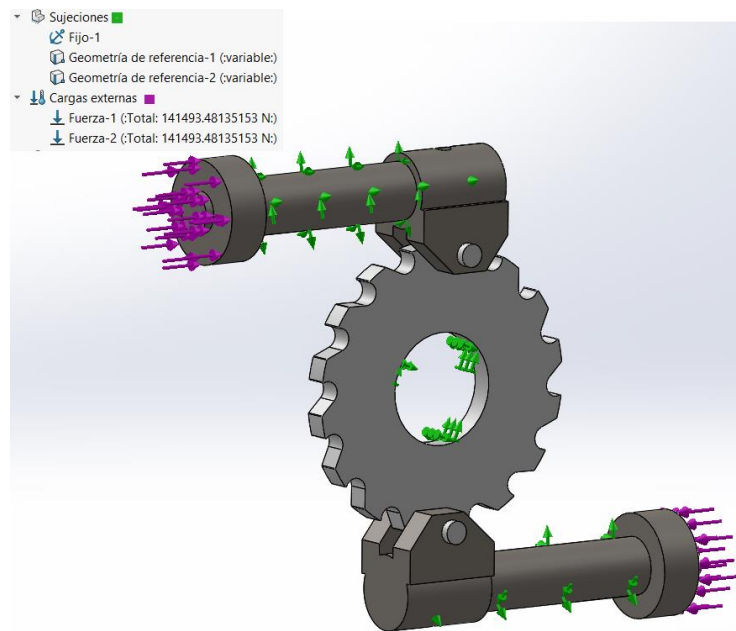
¹⁸ GRUPO DE TECNOLOGÍA MECÁNICA. Ajustes y tolerancias: Norma ISO 286 [en línea] <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/11.pdf>

- **Análisis CAE del sistema de trinquete**

Para analizar correctamente el sistema, el estudio se dividió en dos partes: la primera parte analiza el conjunto trinquete-cilindros generadores. Con esto se verifica que el contacto resista la fuerza necesaria para generar el movimiento.

Las cargas que están presentes en este primer conjunto se muestran en la figura 31. La carga actúa sobre los cilindros generadores y representa la fuerza que se ejerce debido a los 2000 psi de presión a los que trabaja el sistema.

Figura 31. Ubicación de la carga en el conjunto trinquete-cilindros generadores



Se realiza un mallado fino con un total de 96048 nodos y 59939 elementos, como se observa en la figura 32.

Figura 32. Mallado del conjunto trinquete-cilindros generadores

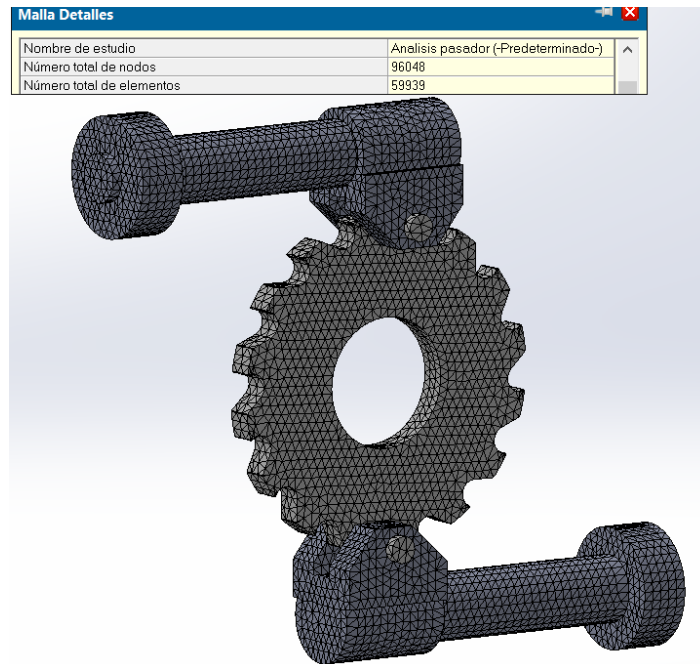
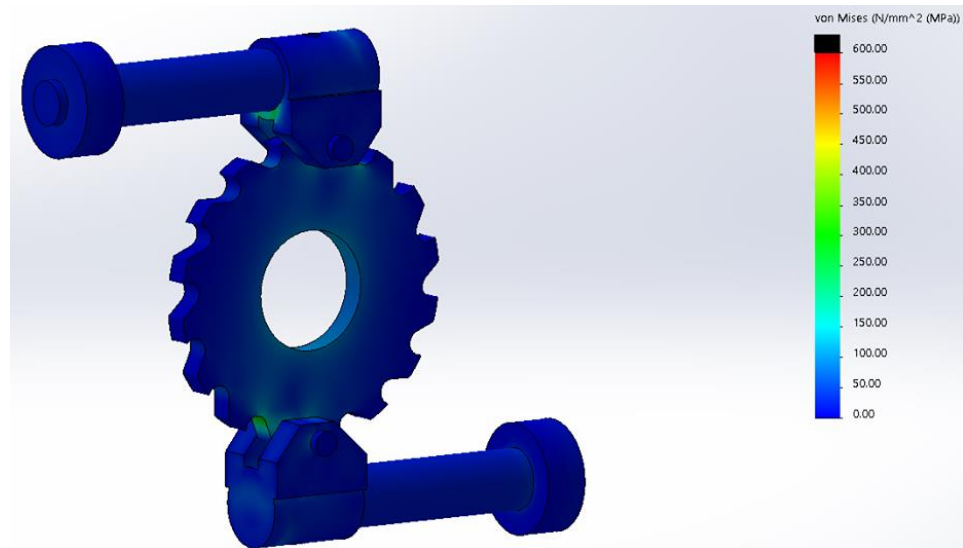


Figura 33. Resultados obtenidos del conjunto trinquete-cilindros generadores



En la figura 33 se observa que el esfuerzo máximo es de 600 MPa. Debido a la criticidad de este sistema, se realizará su fabricación con el material XAR 450, el cual presenta las siguientes propiedades:

Figura 34. Propiedades del material XAR 450

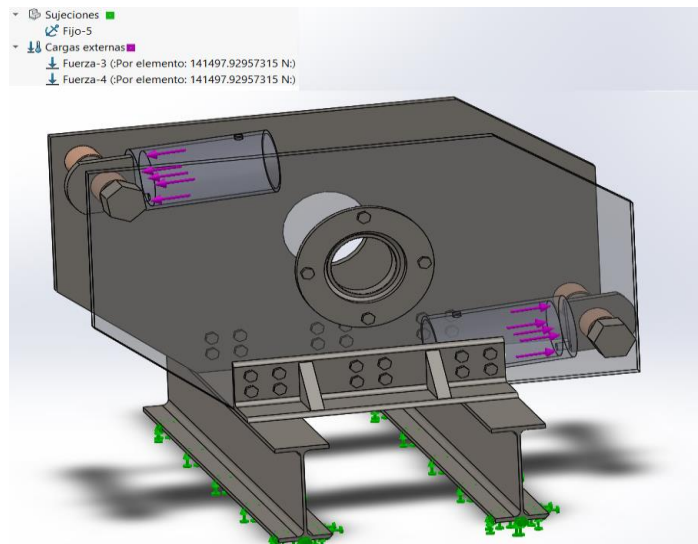
Carbono equivalente CET (%)	$[CET = C + (Mn + Mo) / 10 + (Cr + Cu) / 20 + Ni / 40]$: 0,35
Carbono equivalente CE (%)	$[CE = C + Mn / 6 + (Cr + Mo + V) / 5 + (Ni + Cu) / 15]$: 0,55
Límite de fluencia (MPa) σ_y		: 1200
Resistencia a la tracción (MPa)		: 1400
Alargamiento de rotura A (%)		: 10

Fuente: http://www.thyssenkrupp.cl/archivos/xar_450_es.pdf

Para los resultados obtenidos, se espera entonces un factor de seguridad igual a 2.

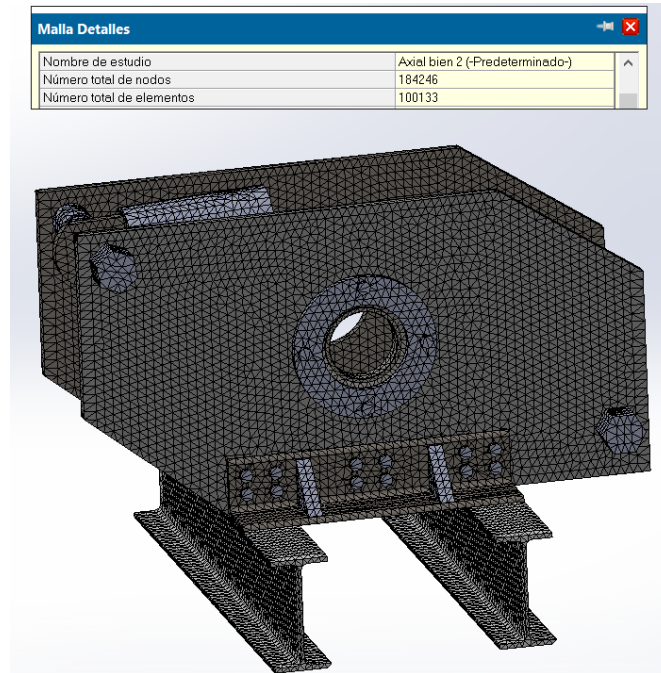
La segunda parte del análisis, consta de las placas externas que rodean al trinquete y la forma en como éstas se acoplan a la estructura base. Las cargas que están presentes en este segundo conjunto, se muestran en la figura 35. Se coloca como sujeción fija la estructura base, y se aplica la fuerza máxima que producen los cilindros generadores.

Figura 35. Ubicación de la carga en las placas que rodean al trinquete



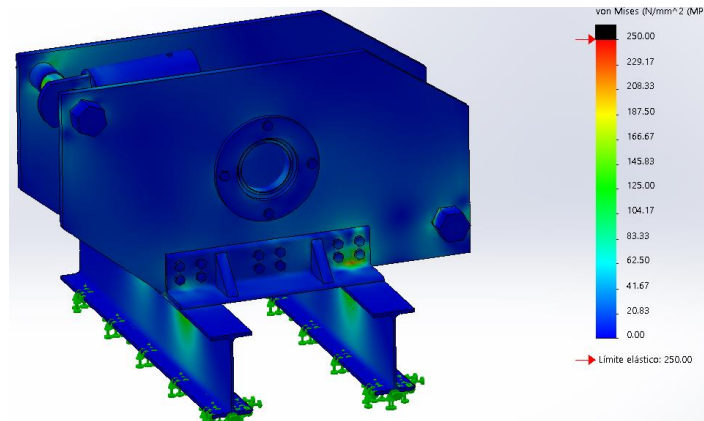
Se realiza un mallado fino con un total de 184246 nodos y 100133 elementos, como se observa en la figura 36.

Figura 36. Mallado de las placas externas que rodean al trinquete



En la figura 37 se observa que el esfuerzo máximo es de 229,17 MPa. Las placas se fabrican con material A36, y como se puede evidenciar, no exceden los 150 MPa, por tanto, da un factor de seguridad aceptable.

Figura 37. Resultados obtenidos de las placas que rodean al trinquete



En la figura 37 se puede observar que lo que presenta mayor criticidad son los tornillos que unen la viga I con las placas. Estos son los que representan el esfuerzo

máximo de 250 MPa. Por esta razón, se consulta el tipo de tornillo y se muestran sus propiedades.

Tabla 7. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas

Grado SAE	Rango de los diámetros de la cresta, pulg	Resistencia a la rotura por tensión, S_u , ksi	Resistencia a la fluencia, S_y , ksi	Resistencia de prueba, S_p , ksi
1	$1/4-1 1/2$	60	36	33
2	$1/4-3/4$	74	57	55
	$>3/4-1 1/2$	60	36	33
4	$1/4-1 1/2$	115	100	65
5	$1/4-1$	120	92	85
	$>1-1 1/2$	105	81	74
7	$1/4-1 1/2$	133	115	105
8	$1/4-1 1/2$	150	130	120

Fuente: Elementos de máquinas, Hamrock 2000

Para tornillo grado 8, se observa que el valor del límite a la fluencia es de 130 ksi, lo que equivale a 896,3 MPa. Comparando con los resultados obtenidos en el análisis CAE, se obtiene un factor de seguridad aproximadamente de 3,5, lo que representa un diseño muy aceptable.

3.5.2 Generación del torque normal. Este sistema será el encargado de realizar el torque constante para terminar de enroscar o desenroscar el cilindro de trabajo después de que ya se haya realizado el alto torque. El encargado de generar dicho torque será el motor hidráulico conectado directamente a un eje de transmisión. El eje debe pasar por dentro del tubo hueco de manera concéntrica, y estar acoplado a una placa que permite transmitir el movimiento al tubo que va al acople del cabezal como se mencionó anteriormente.

- **Diseño y selección del sistema de transmisión de torque normal.**

Para el respectivo cálculo, se siguió la metodología de la Hamrock¹⁹, teniendo en cuenta que solo se producirán esfuerzos por torsión:

$$\tau_{alt} = \frac{T * C}{J}$$

$$C = \frac{d_2}{2}$$

$$J = 2 * I$$

$$I = \pi * \left[\frac{d_2^4}{4} \right]$$

Se procede a calcular el esfuerzo por torsión máximo, determinando el factor K_{ff} :

$$K_{ff} = 1 + q * (K_{ft} - 1)$$

$$q = \frac{1}{\left(1 + \frac{0,13^2}{0,05} \right)}$$

Se calcula ahora el valor del esfuerzo alterno máximo, usando:

$$\tau_{altmax} = \tau_{alt} * K_{ff}$$

Se calculan las propiedades del material:

$$S_e = 0,5 * S_{ut} * C_{conf} * C_{tam} * C_{sup} * C_{load}$$

¹⁹ Hamrock op cit , p. 155

Los factores se sacan de las tablas 7,8,9 y 10 para material acero forjado y bajo carga de torsión. Luego:

$$\sigma_{equivalent} = \sqrt{\sigma_{altmax}^2 + 3 * \tau_{altmax}^2}$$

Para un numero de ciclos $n_{ciclos} = 50000$, $S_y = 413 MPa$ y $S_{ut} = 655 MPa$, se aplican las siguientes expresiones:

$$\frac{\log(0,9 * S_{ut}) - \log(S_e)}{6 - 3} = \frac{\log(0,9 * S_{ut}) - \log(S_{eer})}{\log(n_{ciclos}) - 3}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{equivalent}}{S_{eer}} + \frac{\sigma_{equivmed}}{S_y}$$

Siguiendo el procedimiento, se concluye que para lograr un factor de seguridad igual a 3, se requiere de un diámetro $d_2 = 1,55 in$. Se da como aceptable el diseño, y se normaliza el diámetro del eje a un valor de 2 pulgadas.

3.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE AGARRE DELANTERO DEL CILINDRO

Este sistema será el encargado de mantener fija la tapa/rosca del cilindro al momento de realizar el respectivo torque, ya sea en la fase de arme o desarme.

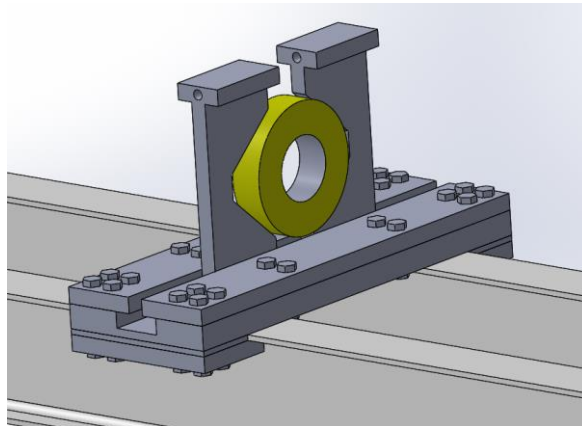
Para su respectivo diseño, se establecieron los siguientes requerimientos:

- Soportar un torque máximo de hasta 40000 Nm, sin permitir ningún tipo de deslizamiento.
- Flexibilidad para sujetar firmemente cilindros hidráulicos con diámetros de hasta 11 pulgadas

- Mantener el alineamiento correcto de los cilindros hidráulicos a trabajar.

Con base en los requerimientos mostrados se procedió con el siguiente diseño

Figura 38. Diseño del sistema de agarre delantero del cilindro



El sistema funciona gracias al accionamiento mecánico de las dos placas verticales de sujeción. Estas placas poseen un grado de libertad, por ende, permiten su desplazamiento en sentido horizontal, lo que lo hace flexible para los diámetros que se requieran. Se usa un tornillo pasante que une las dos placas, tanto en la parte superior como en la inferior, y funciona como guía, permitiendo el desplazamiento horizontal deseado. Para lograr el agarre completo y más eficiente, las mordazas o placas de sujeción se hacen con geometría hexagonal en su parte interna, y de un tamaño que admita el diámetro máximo al que se podría trabajar (11 pul). Con esta geometría se espera lograr la mayor área de contacto posible para cualquier cilindro a trabajar.

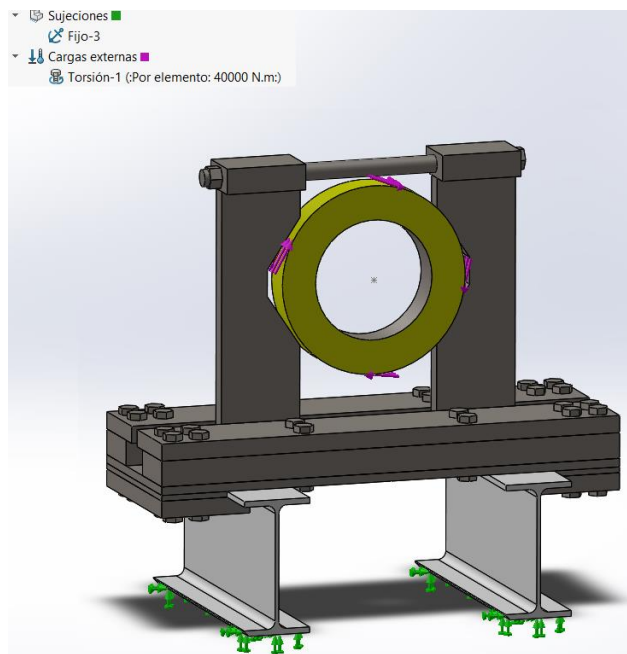
Por otro lado, para lograr que se mantenga fijo, el apriete se hará de forma simétrica para cada mordaza, por medio de tuercas en los tornillos pasantes, que ajustarán las mordazas de acuerdo al diámetro del cilindro que se trabaje.

Como se observa en la figura 38, la forma en como el sistema se acopla a la estructura base es por medio de placas sujetas con tornillos, permitiendo así no

alterar las propiedades de las vigas I, además de flexibilidad al momento de desplazar todo el sistema junto. La cantidad de tornillos se determinó de acuerdo a los análisis CAE, de tal forma que funcionase sin presentar falla. A continuación, se muestra el análisis CAE final.

3.6.1 Análisis CAE del Sistema de agarre. Las cargas que están presentes en el sistema de agarre, se muestran en la figura 39. Para este análisis, se quiere saber cómo se comporta la estructura base ante las cargas presentes en el sistema. Por ellos, se pone toda la estructura completa de manera fija al suelo, y se aplica una carga equivalente a los 40000 Nm de torque que deberá de resistir el sistema.

Figura 39. Ubicación de las cargas en el sistema de agarre delantero.



Se realiza un mallado fino con un total de 95733 nodos y 52371 elementos, como se observa en la figura 40.

Figura 40. Mallado del sistema de agarre delantero del cilindro

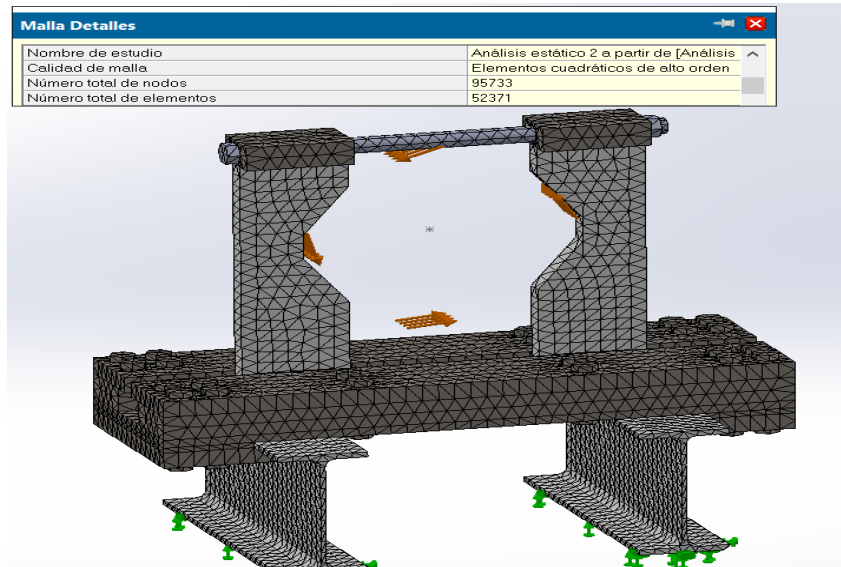
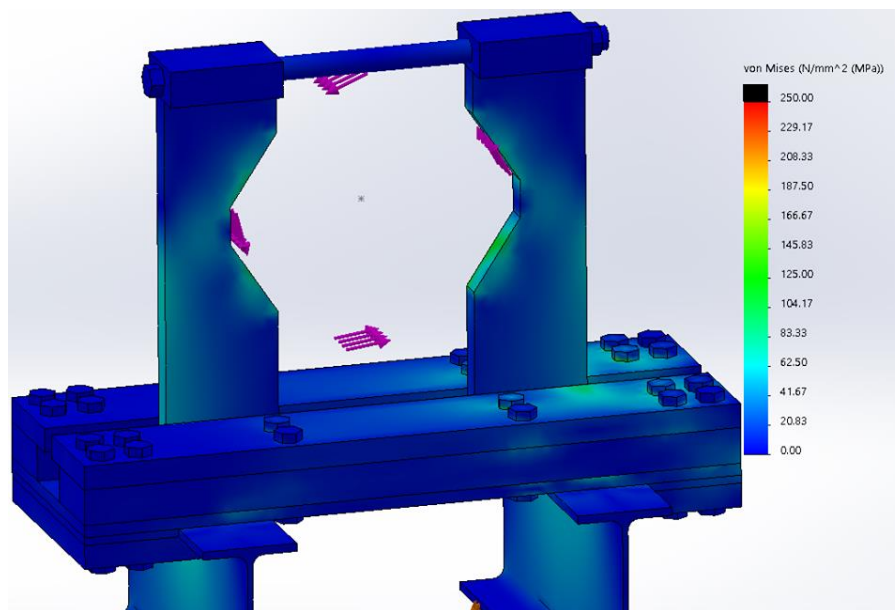


Figura 41. Resultados del análisis del sistema de agarre delantero.



En la figura 41 se puede observar que el máximo esfuerzo para la estructura y las láminas de agarre es de aproximadamente 167 MPa. La parte crítica en el sistema serán las mordazas, que sufren un valor de esfuerzo igual a 571 MPa

aproximadamente. Las mordazas se fabricarán en material XAR 450 (Figura 34), por lo que el factor de seguridad da aproximadamente un valor de 2.1. El diseño se toma como aceptable. Sin embargo, se aclara que el valor da alto debido a que el software toma como contacto entre las mordazas y la tapa del cilindro tan solo un punto por cada cara de la mordaza, más no el área que en realidad ha de tomar. Se observa también que la estructura base no representa problemas con los esfuerzos, por lo que tolera muy bien las cargas presentes.

3.7 DISEÑO DEL AGARRE TRASERO DE LOS CILINDROS

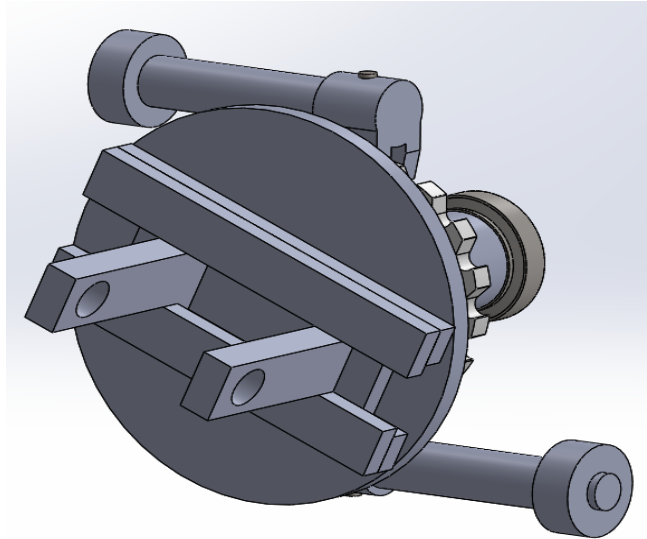
Este sistema será el encargado de mantener fija parte trasera del cilindro hidráulico a trabajar, tanto en la fase de arme como en la de desarme.

Para su respectivo diseño, se establecieron los siguientes requerimientos:

- Soportar un torque máximo de hasta 40000 Nm, sin permitir ningún tipo de deslizamiento.
- Flexibilidad para sujetar firmemente cilindros hidráulicos con diámetros de hasta 11 pulgadas
- Flexibilidad para su fácil montaje y desmontaje con el sistema de transmisión (tubo de transmisión)
- Mantener el alineamiento correcto de los cilindros hidráulicos a trabajar.

Con base en los requerimientos mostrados se procedió con el siguiente diseño

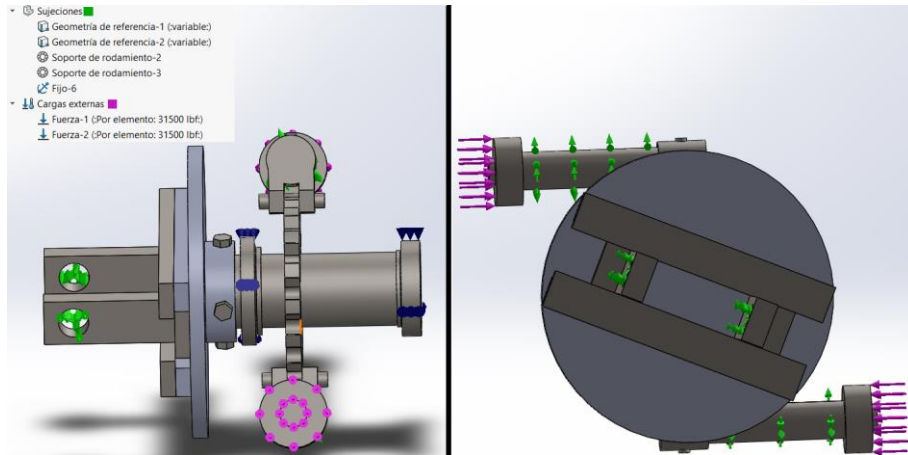
Figura 42. Diseño del sistema de agarre trasero.



El sistema, está sujeto por medio de tornillos al cilindro que transmitirá el movimiento, permitiendo una relación directa, al tiempo de dar la flexibilidad requerida para desprenderse fácilmente. El disco macizo permite el giro del sistema completo, manteniendo fijas las placas en las que se sostendrá la parte trasera del cilindro de trabajo, y de esta forma se gire todo el sistema y permita desenroscar la tapa del cilindro. Las placas huecas que permitirán soportar el pasador que agarre el cilindro hidráulico de trabajo, pueden desplazarse horizontalmente, de tal forma que permiten adaptarse al diámetro que se requiera.

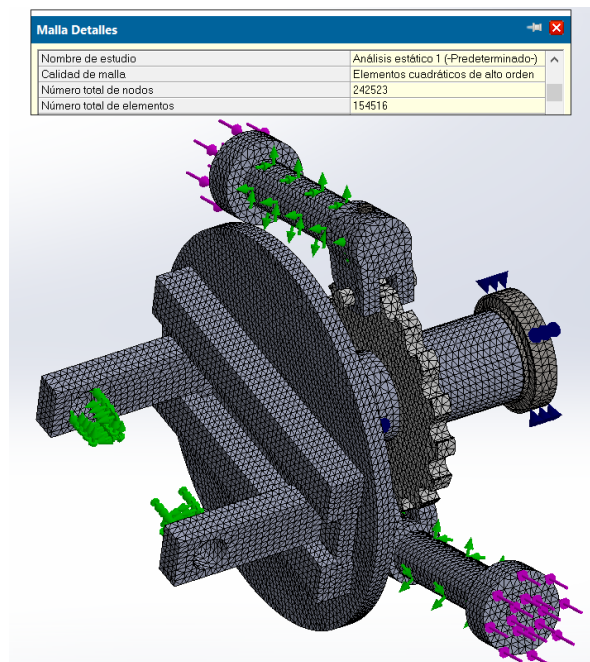
3.7.1 Análisis CAE del Sistema de agarre. Las cargas que están presentes en el sistema de agarre se muestran en la figura 43. Para este análisis, la carga que rige la funcionalidad será la fuerza producida por la presión en los cilindros generadores.

Figura 43. Ubicación de las cargas en el sistema de agarre trasero



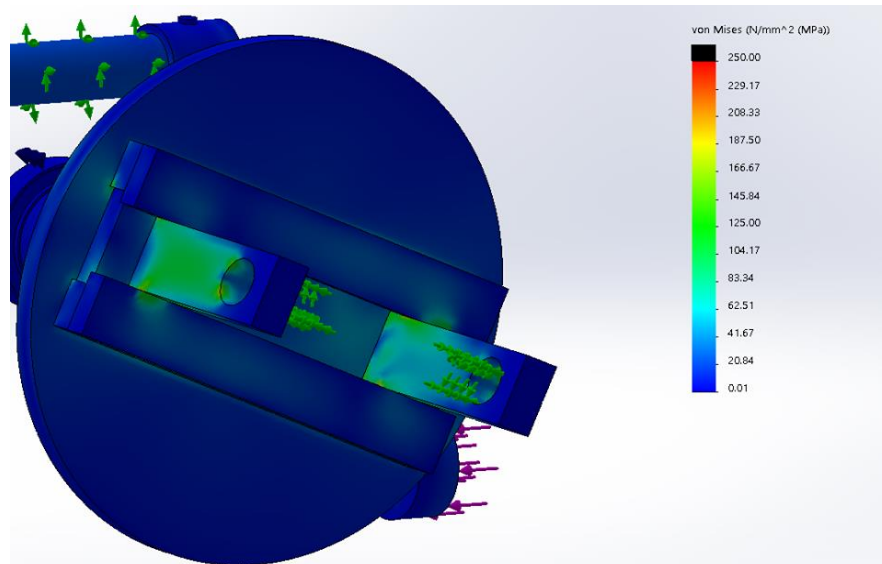
Se realiza un mallado fino con un total de 242523 nodos y 154516 elementos, como se observa en la figura 44.

Figura 44. Mallado del sistema de agarre trasero.



En la figura 45 se puede observar que el máximo esfuerzo para el sistema es de aproximadamente 170 MPa. El diseño es aceptado, para ser fabricado en material A36, con un factor de seguridad igual a 1,5.

Figura 45. Resultados del análisis del sistema de agarre trasero



3.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO LINEAL

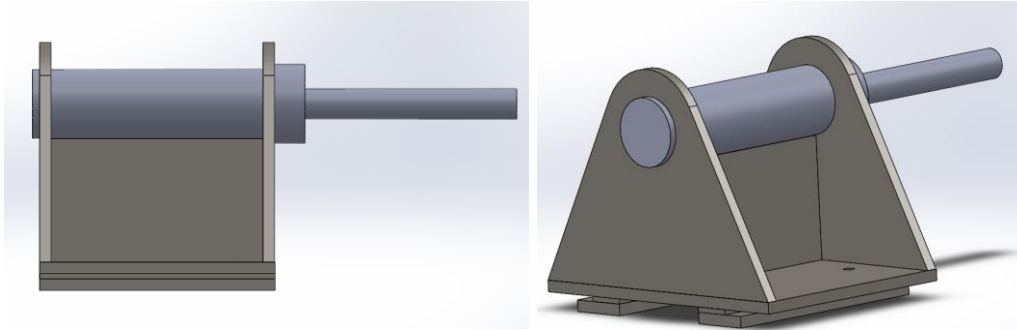
Este sistema será el encargado de extraer y posteriormente introducir el conjunto vástago-tapa-pistón del cilindro hidráulico a desensamblar o ensamblar, respectivamente.

Para su diseño se establecieron los siguientes requerimientos:

- Aplicar una fuerza de retracción de 3000 Kgf
- Mantener el alineamiento correcto de los cilindros hidráulicos a trabajar.
- Poder desplazarse longitudinalmente por el banco adaptándose a diferentes longitudes de cilindros

Con base en los anteriores requerimientos se procedió con el siguiente diseño

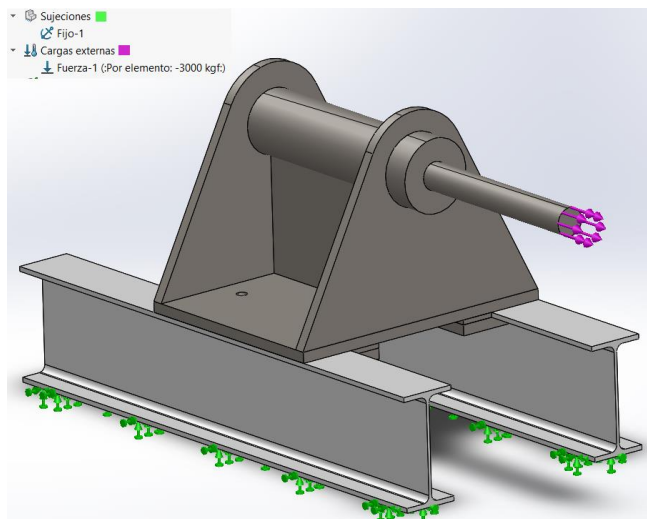
Figura 46. Diseño del sistema de desplazamiento lineal.



Este sistema posee un cilindro hidráulico que efectuará la fuerza de jalado. Además, una base que le agrega tanto rigidez como altura para la alineación de este sistema con el eje de giro del banco, permitiendo deslizarse a lo largo de las vigas para adaptarse a diferentes longitudes.

3.8.1 Análisis CAE del sistema de desplazamiento lineal. Las cargas que están presentes en el sistema desplazamiento lineal se muestran en la figura 47. Para este análisis, la carga que rige la funcionalidad será la fuerza producida por un cilindro hidráulico en retracción, que jalará el vástago del cilindro a reparar.

Figura 47. Ubicación de carga en el desplazamiento lineal



Se procede con el mallado del sistema y se ejecuta el análisis. Los resultados arrojan un factor de seguridad mayor a 2 debido a la construcción con material A36, Como se observa en las Figuras 48 y 49.

Figura 48. Mallado del sistema de desplazamiento lineal.

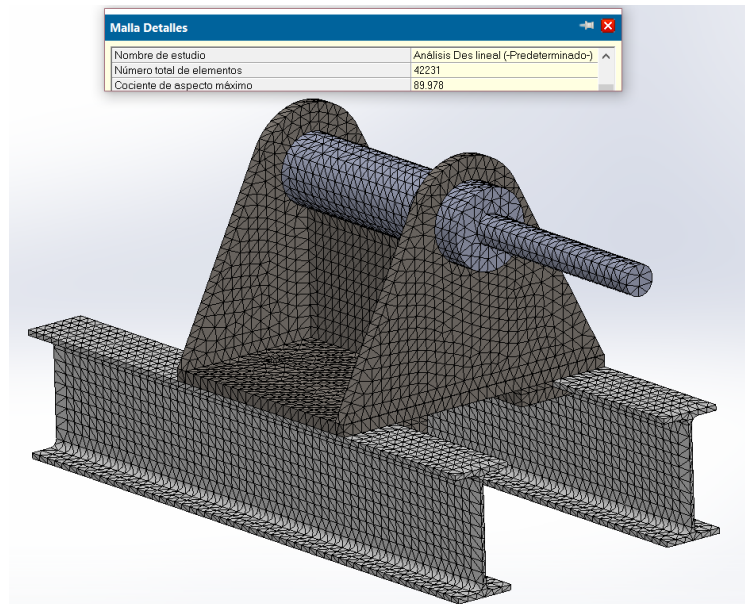
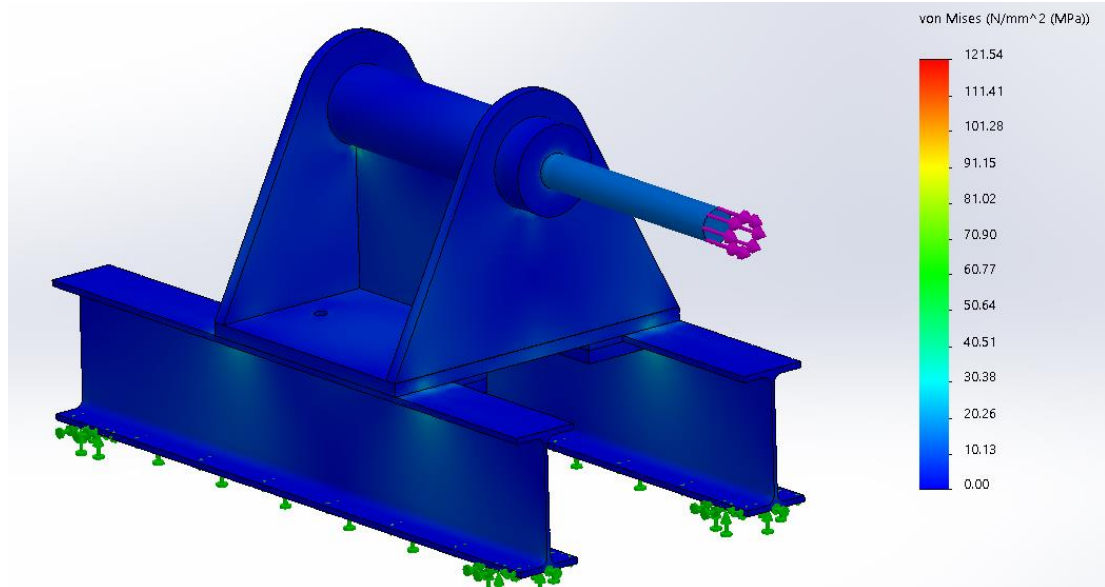


Figura 49. Resultados del análisis del sistema de desplazamiento lineal



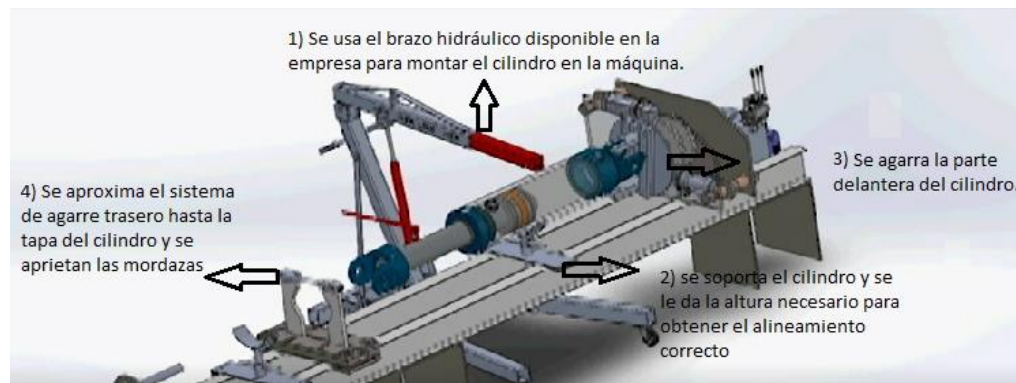
4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En este capítulo se presenta el diseño del circuito hidráulico y la selección de sus componentes.

4.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

4.1.1 Requerimientos para el desensamble. Para el desarrollo de esta etapa se requiere, una vez montado y alineado el cilindro a desensamblar sobre la estructura, ajustarlo al sistema de agarre trasero, para que de esta forma se pueda aproximar el agarre delantero para que, conservando la alineación correcta, sostenga la tapa del cilindro sin permitir deslizamientos, tal como se observa en la figura 50.

Figura 50. Montaje y alineamiento del cilindro hidráulico en la máquina.



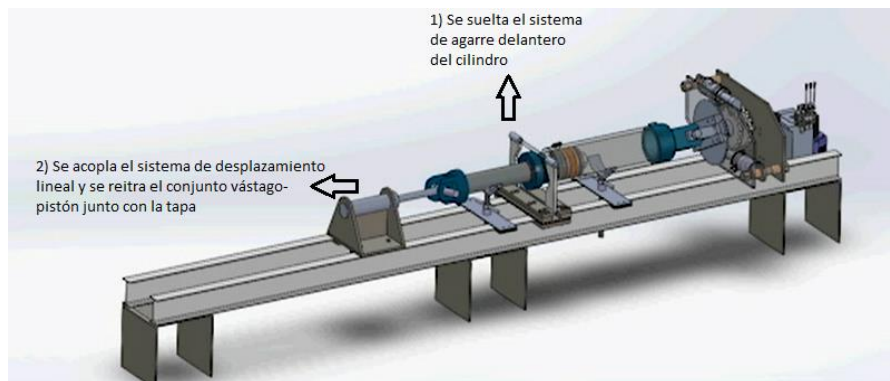
Posteriormente se activarán los cilindros generadores de torque, haciendo el alto torque inicial que aflojará la tuerca. En esta parte del diseño se plantearon 2 modos de trabajo para cumplir los diferentes requerimientos de alto torque, estos se resumen en la tabla 8.

Tabla 8. Modos de trabajo del sistema generador de torque.

Modo	Actuador	Rango de torque [N*m]	Descripción
Alto torque	Cilindros hidraulicos	0 - 40000	Es el primer torque que se aplica. Una velocidad angular baja y un alto torque permiten soltar hasta la más apretadas de las tuercas
Bajo torque	Motor hidraulico	0 - 500	Se utiliza despues de haber aflojado la tuerca. Su característica principal es una velocidad relativamente alta

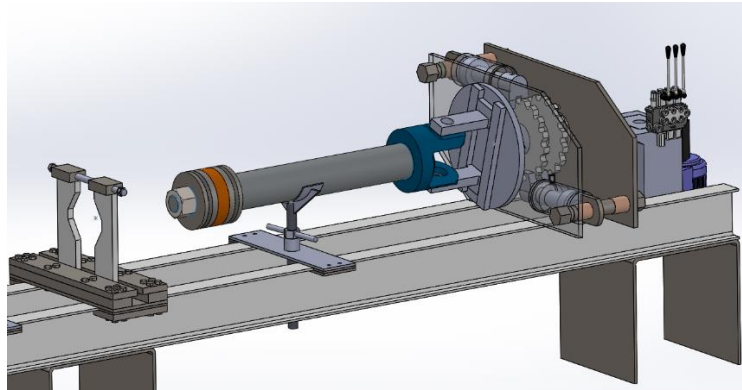
Se debe desacoplar el trinquete y acoplar el motor hidráulico, para activarlo y que termine de soltar la tuerca. Por último, cuando la camisa este totalmente separada de la tapa, se activa el sistema de desplazamiento lineal, el cual extraerá el conjunto vástago-pistón con la tapa, como se observa en la figura 51. Cabe aclarar, que tal como se mencionó desde un principio en las especificaciones de la máquina, ésta tendrá la capacidad de soltar tanto la tapa de la camisa como la tuerca del pistón. Por ende, una vez cumplidos los anteriores pasos, se retira la camisa de la máquina, para de dicha forma poder montar el conjunto vástago-pistón y así proceder al desensamble de la tuerca del pistón, y poder así la empresa realizar los respectivos mantenimientos necesarios.

Figura 51. Activación del sistema de desplazamiento lineal.



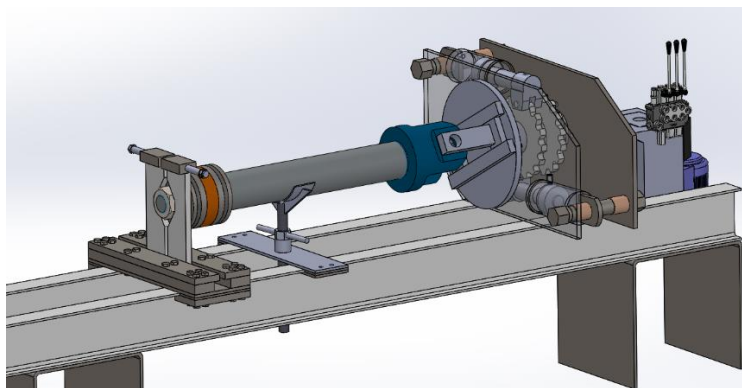
4.1.2 Requerimientos para el ensamblaje o apriete. Una vez se le haya realizado el mantenimiento necesario a cada una de las partes del cilindro y se haya realizado el cambio de los empaques hidráulicos, se procederá a ensamblar el cilindro hidráulico. Para esto en primer lugar se sujeta la cabeza del vástago por la parte del trinquete y la tuerca del pistón por parte del agarre, como se observa en las figuras 52 y 53.

Figura 52. Primer paso para ensamblaje del cilindro hidráulico



Posteriormente los cilindros hidráulicos se ubicarán en el trinquete correspondiente para el apriete, así como el agarre de la tuerca será apretado en su lugar.

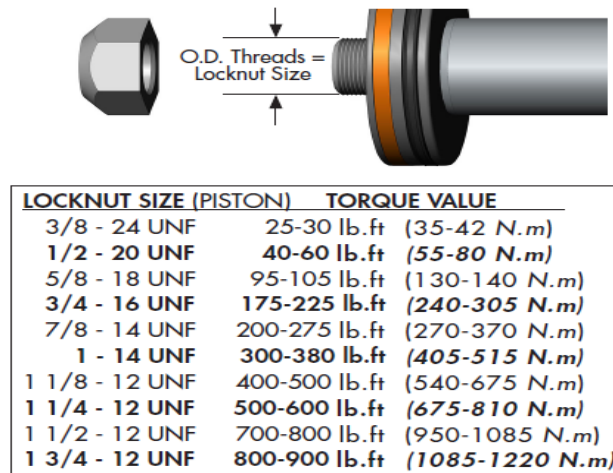
Figura 53. Vástago agarrado y listo para ser apretado



A pesar de que una junta por medio de tornillos o tuercas puede parecer simple, estas son causantes de muchos problemas para ingenieros de diseño, ensambladores y departamentos de mantenimiento. El 45% de todos los incidentes de fatiga en una junta se dan debido a un mal ensamblaje²⁰. Para conocer el torque de apriete necesario se indagaron distintas fuentes de empresas fabricantes de cilindros hidráulicos, artículos investigativos y se compararon con el torque aplicado actualmente en la empresa.

La empresa fabricante de cilindros hidráulicos DEGELMAN provee una guía de reparación de cilindros hidráulicos²¹, en la cual presenta un rango de torque recomendado para un diámetro determinado, como se observa en la figura 54.

Figura 54. Torque para tuercas de pistones: empresa DEGELMAN



Fuente: Hydraulic cylinder repair, DEGELMAN.

²⁰ SKF. Bolt Tightening Handbook, SKF Montigny le Bretonneux, France, 2001 & 2009 <https://www.ijsmdo.org/articles/smdo/pdf/2016/01/smdo160007.pdf>

²¹ DEGELMAN. Hydraulic cylinder repair guide <http://degelman.com/assets/manuals/143367-Hyd%20Cylinder%20Repair%20Guide.pdf>

La empresa PARKER presenta un manual de instrucciones de mantenimiento de cilindros hidráulicos, a través de su empresa filial MILLER FLUID POWER²². En este documento se encontró una lista más extensa y con más variedad de diámetros (figura 55)

Figura 55. Torque para tuercas de pistones: la empresa PARKER

Chart 1

RECOMMENDED PRE-STRESS TORQUES
For Style 2 & 4 Piston Rods with MoS2 lubricant or equivalent
For "Dry" Assembly Increase Torques by 50%

Thread Size	Torque Ft./Lbs.
7/16-20	36
3/4-16	125
1-14	250
1-1/4-12	460
1-1/2-12	663
1-7/8-12	944
2-1/4-12	1315
2-1/2-12	5050
3-12	7070
3-1/4-12	7940
3-1/2-12	10250
4-12	12560
5-1/2-12	16275
5-3/4-8	19800
6-8	21600
6-1/2-8	26600
7-8	30850
8-6	37700

Fuente: MILLER FLUID POWER

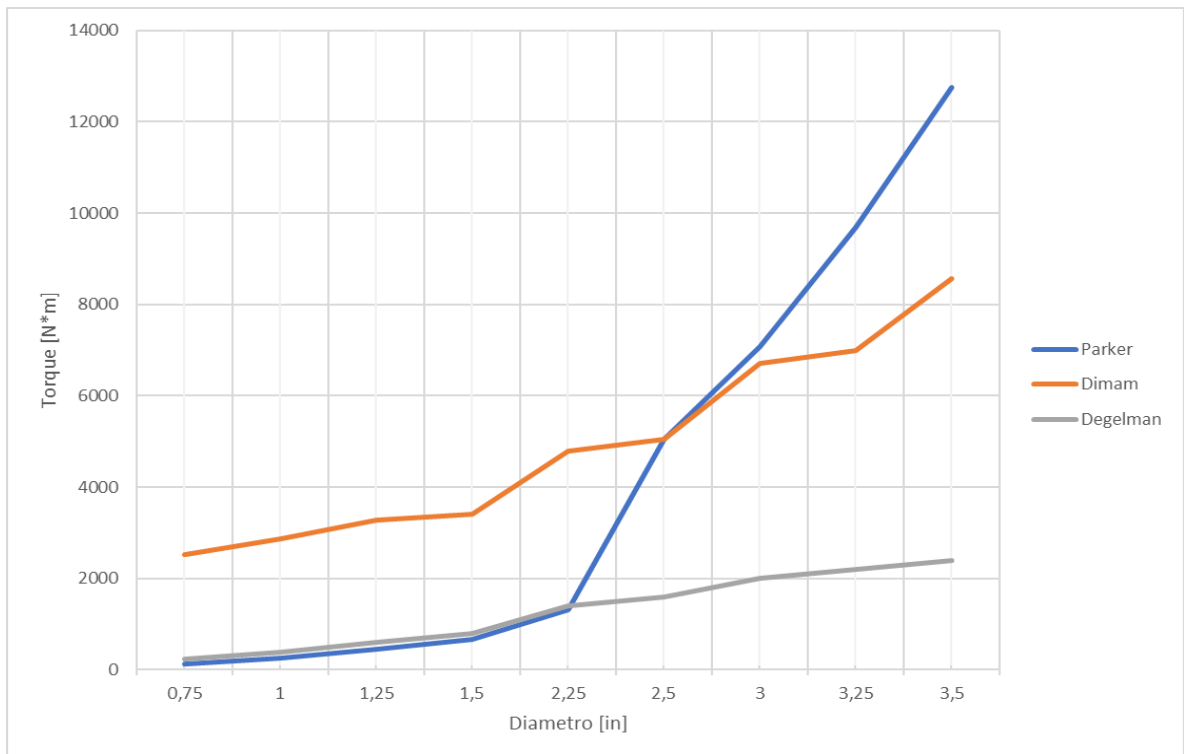
Se recopilaron datos del torque de apriete usado por la empresa DIMAM S.A.S para diferentes diámetros. Estos datos no son exactos debido a la naturaleza manual con la que son aplicados; se midieron teniendo en cuenta la cantidad de operarios, la distancia a la cual ejercían el torque y el peso estimado del o de los operarios. Los datos anteriores se tabularon, extrapolando los datos faltantes de la empresa DEGELMAN necesarios para realizar una comparación. Los datos exportados son los que se marcan con color rojizo.

²² PARKER. Miller Fluid Power Cylinder Installation & Maintenance Instructions <http://www.parker.com/parkerimages/cylinder/miller/cat/Maintenance.pdf>

Tabla 9. Datos suministrados por las empresas

Diametro		Torque de apriete [N*m]		
mm	Pulgadas	Parker	Dimam	Degelman
19,05	0,75	125	2530	225
25,4	1	250	2860	380
31,75	1,25	460	3280	600
38,1	1,5	663	3400	800
57,15	2,25	1315	4800	1400
63,5	2,5	5050	5050	1600
76,2	3	7070	6700	2000
82,55	3,25	9700	7000	2200
88,9	3,5	12760	8560	2400

Figura 56. Datos suministrados por las empresas

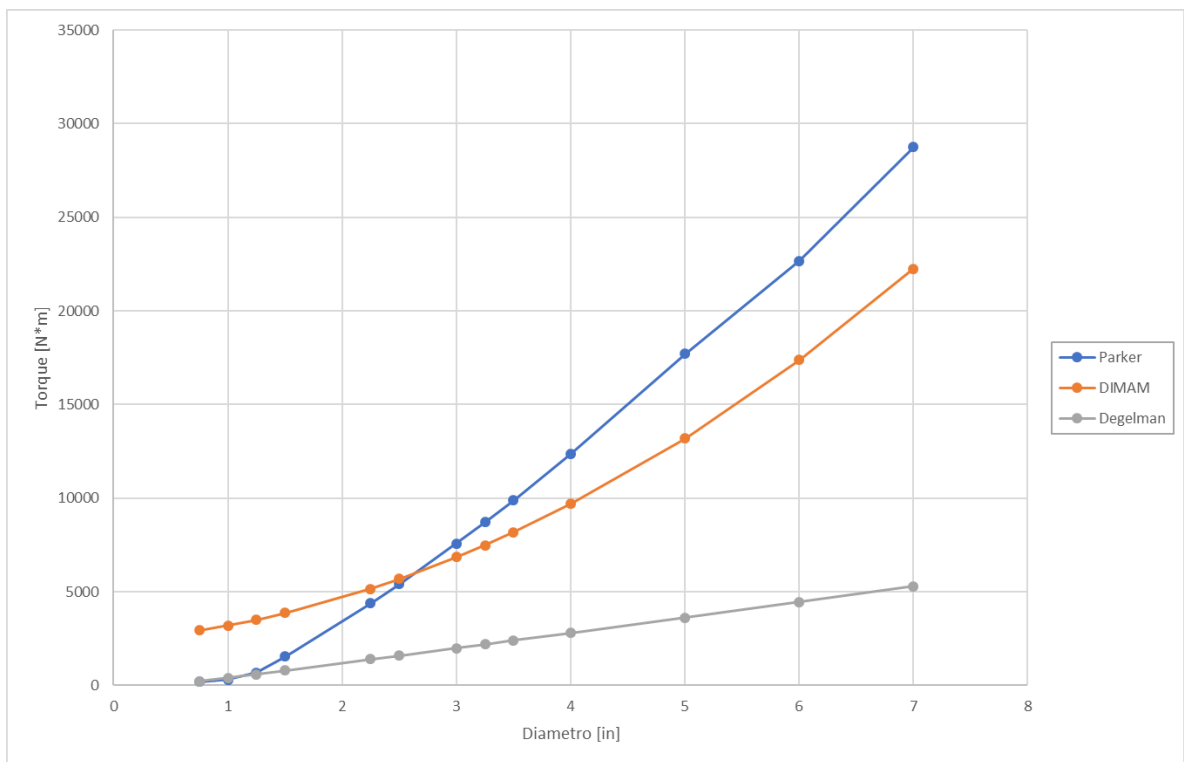


En la Figura 56, se puede observar que la empresa DIMAM SAS aplica un torque de apriete mayor al recomendado en las otras dos empresas hasta 2,5 pulgadas de

diámetro. También se observa que la empresa DEGELMAN sugiere un torque bajo para diámetros mayores a 2,25 pulgadas

Para poder realizar una comparación más clara se realizó una regresión lineal y se obtuvo una ecuación cuadrada con ayuda del software computacional EES. Se graficaron los datos obtenidos en la figura 57.

Figura 57. Comparación de las regresiones lineales (N*m vs D [in])



Se decidió usar una ecuación que aplique el torque recomendado por la empresa DIMAM para diámetros menores a 2,5" y la ecuación de la empresa PARKER para diámetros mayores a este. La ecuación resultada de la empresa Degelman es

descartada. Estas decisiones se toman basadas en la información de que un torque de apriete bajo puede causar fallas por fatiga en el pistón²³

4.2 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE ACUERDO CON LOS REQUERIMIENTOS

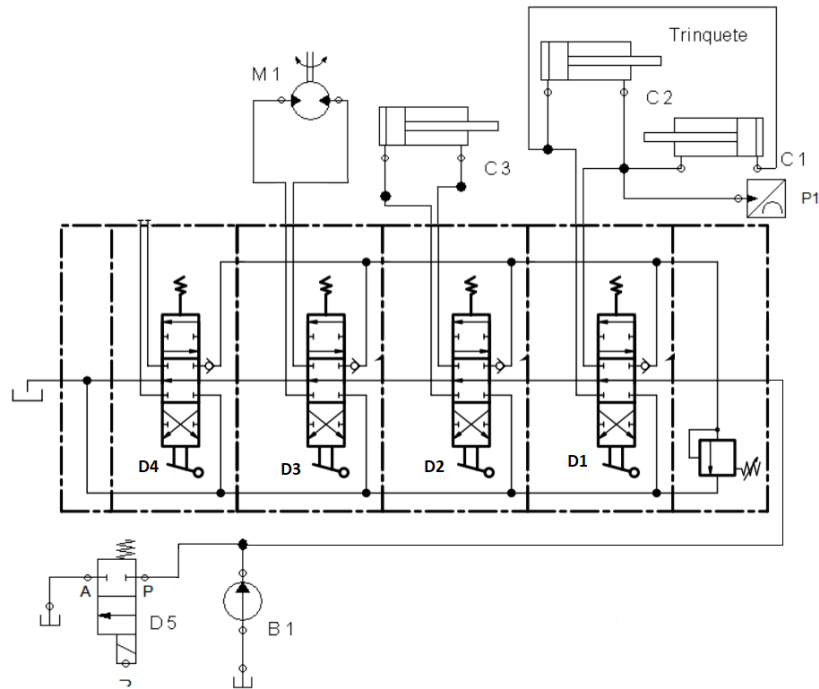
Para el diseño del circuito se tuvo en cuenta la unidad hidráulica de la que dispone la empresa DIMAM S.A.S., esta unidad consta de:

- Batería de válvulas direccionales 4-3 de centro cerrado marca GHIM.
- Motor trifásico de 3 HP a una velocidad de 1800 RPM
- Tanque de 46x30x18 cm con capacidad para albergar 5,3 Galones.
- Bomba hidráulica Vickers de pistones, con capacidad volumétrica $0,44 \frac{in^3}{rev}$, a 1800 RPM para manejar un caudal de 3,17 GPM .
- Motor hidráulico con capacidad $12 \frac{in^3}{rev}$, a 56 RPM para un caudal de 3,17 GPM que genera un torque de 398 Nm.
- 1 filtro en la succión de la bomba y 1 filtro en el retorno a tanque.

Se determino que las velocidades de actuación de los sistemas eran lo suficientemente seguras y adecuadas, por lo tanto no se usará una válvula de control de caudal para manejar la velocidad de los sistemas.

²³Molaei, Sh. *et al.* A failure analysis study on the fractured connecting bolts of a filter press <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2213290215000164> 2015.

Figura 58. Circuito hidráulico



4.2.1 Funcionamiento del circuito. Es necesario tener en cuenta que el sistema hidráulico cuenta con un sistema de venteo, el cual permite el paso de fluido a tanque cuando no hay accionamiento.

En el desensamble del cilindro hidráulico:

- Para generar movimiento en el sistema, es necesario primero activar la válvula direccional D1, activando el sistema de trinquetes que ejercerán el alto torque necesario para soltar el elemento roscado.
- Posteriormente se acciona la válvula direccional D3, por medio de la cual el motor hidráulico terminará de soltar el elemento roscado.
- Como último paso en el sistema hidráulico se activará la válvula direccional D2, la cual permitirá el paso de la presión hacia el cilindro del sistema de

desplazamiento lineal y de esta manera extraer el conjunto vástago-tapa-pistón. Para separar el vástago del pistón se repiten los pasos a y b.

En el ensamblaje del cilindro hidráulico:

- a) Se activa la válvula direccional D3 para generar un torque con el motor hidráulico que permita una aproximación de la rosca.
- b) Se activa la válvula direccional D1 generando un alto torque. Este sistema se detendrá cuando la presión censada por el presostato P1 sea equivalente a la necesaria para producir el torque máximo permitido para determinado diámetro del elemento roscado. En este punto la válvula D5 se activará venteando el sistema.
- c) Una vez se ubiquen correctamente la camisa y el conjunto vástago-pistón-tapa, se activa la válvula direccional D2 por medio de la cual introducirá este último en la camisa. Una vez allí por medio de la válvula direccional D3 se aproximará la tapa roscada y por último la válvula D1 permitirá generar el torque de apriete asignado para el diámetro de la tapa, el cual será controlado por el presostato P1 y la válvula D5.

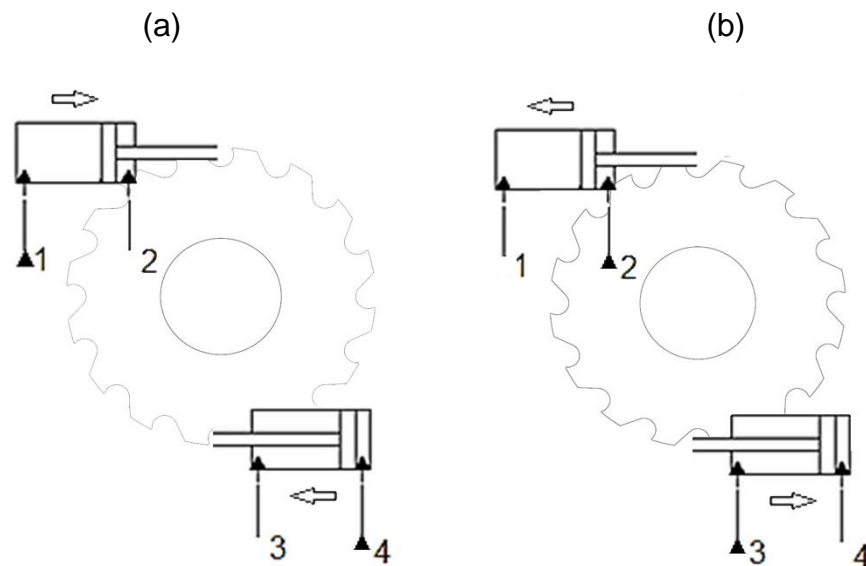
4.3 CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES DEL ACEITE EN LAS LÍNEAS

Uno de los factores importantes a la hora de diseñar el circuito hidráulico, es la velocidad del aceite en las líneas, debido a que el rozamiento de este sobre las paredes de la tubería puede generar turbulencia en el fluido, lo que aumenta la caída de presión en la línea.

4.3.1 Velocidad de aceite en los cilindros de torque. Los cilindros ejecutan dos movimientos diferentes, estos son la extensión y la retracción de los cilindros de torque.

Los cilindros están acoplados de forma que sus movimientos son iguales, así la retracción de un cilindro se dará al mismo tiempo que la retracción del otro y viceversa. A partir de esto, se calcularon las velocidades del aceite de las líneas, para cada uno de los movimientos como se muestra en la Figura 59.

Figura 59. Movimientos de soltado (a) y apriete(b) de los cilindros de torque



- Cálculo de velocidades en las líneas en la extensión de los cilindros de torque

En este movimiento, el caudal que pasa por la línea 1 y 4 (Figura 59a) es la mitad del caudal dado por la bomba, entonces la velocidad del aceite en esa línea se determina a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q_1 = v_1 * A_1$$

$$A1 = \frac{\pi * d_{tub}^2}{4}$$

$$d_{tub} = 0,008 [m] \text{ (Manguera de } \frac{5}{16} \text{)}$$

$$Q1 = Q4 = \frac{Q_b[GPM] * 3,785412}{2 * 1000 * 60} = \frac{3,17 * 3,785412}{2 * 1000 * 60} = 0.0001 [m^3/s]$$

Donde:

- Q1 y Q4 son los caudales que pasan por las líneas 1 y 4, que son iguales
- A1 es el área de las líneas 1 y 4, que tienen el mismo diámetro
- V1 es la velocidad en la línea 1

Resolviendo las ecuaciones la velocidad del aceite en la línea 1 es

$$v1 = 1,989 \frac{m}{s}$$

La velocidad con la que se mueven los pistones de torque es la misma, entonces la velocidad de los pistones en el avance es:

$$Vp = Q1/ap$$

$$Ap = \pi * dp^2/4$$

$$Vp = \frac{0,0001}{\frac{\pi * 0,1143^2}{4}}$$

$$Vp = 0,009746 \frac{m}{s}$$

El caudal de salida del cilindro está dado por la siguiente ecuación

$$Qan = vp * Aan$$

$$Aan = \frac{\pi}{4} * (dp^2 - dv^2)$$

Donde Q_{an} es el caudal por el lado anular del cilindro

$$Q_{an} = 0.00006914 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para hallar la velocidad del aceite en los puertos de salida 2 y 3 usamos la ecuación

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2}$$

Donde:

- V_2 es la velocidad por la línea de salida del cilindro
- Q_2 es el caudal que sale por esta línea, es decir es igual a Q_{an}
- A_2 es el área de la manguera hidráulica de salida, de diámetro 5/16"

Realizando el cálculo se tiene una velocidad $V_2 = 1,375 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

- Cálculo de velocidades en las líneas en la retracción de los cilindros de torque

Se utilizarán las ecuaciones de flujo en función del área, de manera análoga al ítem anterior. Teniendo esto en cuenta la velocidad de la línea 2 será

$$V_2 = 1,989 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad del pistón en la retracción será:

$$V_p = \frac{Q_2}{A_{an}}$$

$$A_{an} = \frac{p_i}{4} * (d_p^2 - d_v^2)$$

$$V_p = 0,0141 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, el flujo de salida por la parte del pistón será

$$Q_p = A_p * V_p$$

$$Q_p = 0,0001446 \frac{m^3}{s}$$

Por último, la velocidad por el puerto de salida 1 es

$$V_1 = \frac{Q_p}{A_1}$$

$$V_1 = 2,878 \text{ m/s}$$

Como se puede observar en la tabla 10, las velocidades del aceite en la línea 2, en la extensión de los cilindros de torque, está por fuera de los valores recomendados (VICKERS s.f.), sin embargo, la diferencia no es muy grande y por lo tanto se decide trabajar con estas velocidades.

Tabla 10. Velocidades de aceite en las líneas del cilindro hidráulico

Lineas	Extensión [m/s]	Retracción [m/s]
1 y 4	1,989	2,878
2 y 3	1,375	1,989

4.4 SELECCIÓN DE COMPONENTES

En el diseño del circuito hidráulico se estableció el uso de varios tipos de válvulas, en esta sección se hará una selección de estas.

4.4.1 Válvulas Direccionales 4/3. Para la selección de las válvulas se tienen en cuenta los siguientes requerimientos:

- Manejar un flujo mínimo de 3,2 galones por minuto y presión máxima mayor a 2000 psi.
- Tener retorno por muelle en ambas posiciones.
- Puede ser activada mediante una palanca.

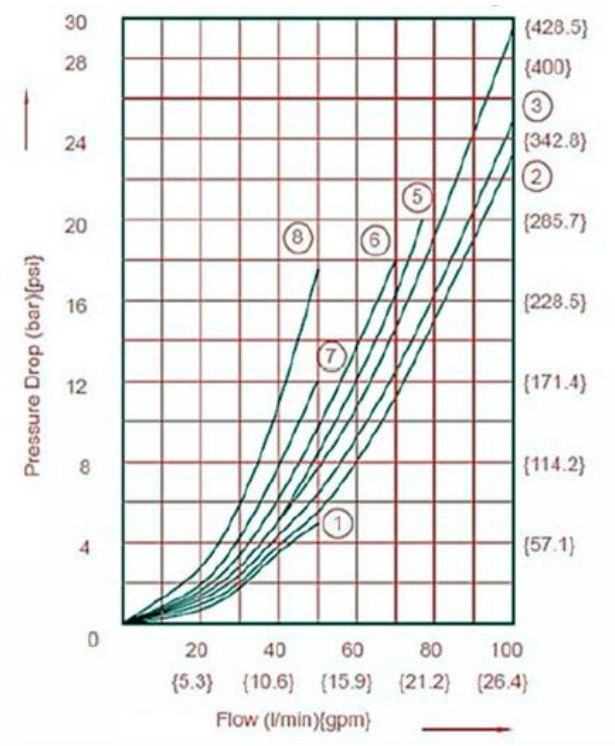
De esta manera la empresa suministra la siguiente batería de válvulas que tenían disponible (Figuras 60).

Figura 60. Batería de válvulas marca GHIM, modelo ADT-K8-0114



En la figura 61, se muestra la curva característica para la válvula marca GHIM, modelo ADT-K8-0114 seleccionada.

Figura 61. Curva característica de la válvula



Fuente: <http://www.ghim.it/it/home>

4.4.2 Válvula direccional 2/2. Es importante tener en cuenta que se permite su uso como válvula de venteo debido al bajo caudal que se maneja. Para la selección de la válvula se tienen en cuenta los siguientes requerimientos:

- Manejar un flujo mínimo de 3,2 galones por minuto y presión máxima mayor a 2000 psi
- Tener un retorno por muelle y un solenoide
- Ser normalmente cerrada

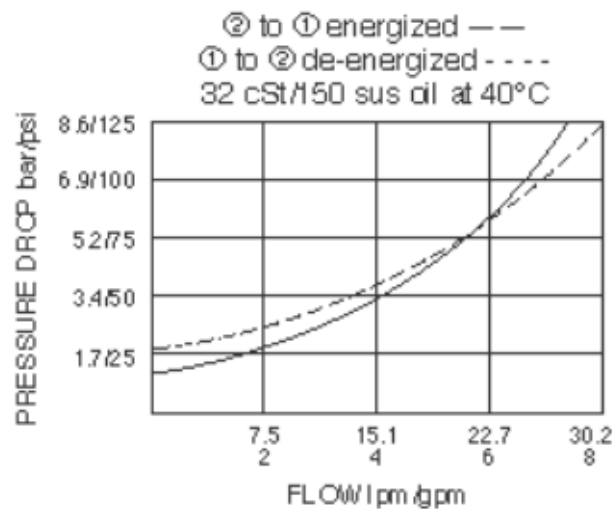
Luego de realizar cotizaciones con diferentes empresas que suministran este tipo de válvulas, se encontró la siguiente referencia:

Figura 62. Válvula direccional 2/2 marca Hydraforce modelo SV08-20



Fuente: <http://hydraforce.com>

Figura 63. Curva característica de la válvula direccional 2/2 marca Hydraforce.



Fuente: <http://hydraforce.com>

4.5 CALCULO DE GENERACIÓN DE CALOR

La generación de calor es un factor importante a la hora de diseñar un sistema hidráulico, debido a que el aceite no puede someterse a altas temperaturas ya que pierde propiedades, esto genera problemas en el sistema que comprometen la vida de los elementos en el mismo.

Es por esto que los fluidos hidráulicos trabajan en un rango de temperatura que depende del tipo de aceite y del tiempo de trabajo al que esté sometido el sistema.

El cambio de los sellos en los cilindros de una máquina retroexcavadora o similares, se hace cada 6 meses en promedio, cuando se realiza trabajo continuamente. Así mismo se hace un estimado de la cantidad de cilindros promedio que llegan a la empresa: 6 cilindros. A partir de esto, se determina el tiempo estimado funcionamiento de la maquina: 3 horas diarias. Es necesario garantizar que la temperatura del fluido hidráulico no sobrepase los 50°C durante su operación normal, entonces se procede a realizar el cálculo del calor generado y el disipado en el sistema.

- **Generación de calor**

La bomba es el elemento que genera la mayor cantidad de calor en el sistema hidráulico, aproximadamente el 15% de la potencia perdida, se transmite al aceite en forma de calor (MERRITT 1967), de esta forma:

$$Pot_b = \frac{Q_b[GPM] * \Delta P_b[PSI]}{1714 * \eta} * \left(\frac{0,75[kW]}{1[HP]} \right) \rightarrow Pot_b = 1,206 Kw$$

$$q_b = Pot_b * 0,08 = 0,0965 kW$$

Donde:

- Pot_b : es la potencia de la bomba. Se tomará una presión promedio de 800 PSI durante su operación
- q_b : es el calor generado por la bomba transmitido al aceite hidráulico.
- η : es la eficiencia mecánica de la bomba. $\eta = 0,92$

La generación de calor también se produce por las restricciones y los cambios de sección en las válvulas que se encuentran en el circuito. El calor generado por la válvula direccional se expresa de la siguiente forma:

$$q_{gv1} = \frac{Q_b[GPM] * \Delta P_{v1}[PSI]}{1714} * \left(\frac{0,75[kW]}{1[HP]} \right) = 0,02081 kW$$

$$q_{gv2} = \frac{Q_{an}[GPM] * \Delta P_{v2}[PSI]}{1714} * \left(\frac{0,75[kW]}{1[HP]} \right) = 0,00959 kW$$

Donde:

- Q_b es el caudal de la bomba
- ΔP_{v1} : es la caída de presión en la válvula direccional 4/3 $\Delta P_{v1} = 15 [psi]$
- ΔP_{v2} : es la caída de presión en la válvula direccional 4/3 en la línea al tanque $\Delta P_{v2} = 10 [psi]$

De esta forma el calor total generado en el sistema está dado por la suma de los calores generados, y se separan en dos tipos:

$$q_{gen1} = q_b + q_{gv1} + q_{gv2} = 0,1269 kW$$

- **Disipación de calor**

La disipación se da por los tres métodos de transferencia de calor (convección, conducción y radiación). Los elementos en el sistema hidráulico que disipan el calor del aceite son:

Cilindros de torque:

$$Ascil = \pi * Dc * Lc * 2 = 0,1915 m^2$$

$$q_{cil} = Ascil * U * \Delta T = 0,03021 \text{ kW}$$

Donde:

- U : Coeficiente universal de transferencia de calor²⁴ $U=0.00631$ [kW/m²-F]
- $Ascil$: Área exterior superficial de los cilindros
- Dc es el diámetro exterior de la camisa $Dc=0,127$ m
- Lc es la longitud de los cilindros de torque $Lc =0,24$ m
- ΔT es el delta de temperatura del aceite hidráulico, estimando una temperatura del fluido de $T_f= 50^\circ$ y una temperatura ambiente de $T_a = 25^\circ$
 $T = T_f - T_a$

Mangueras: Estos elementos producen una caída de presión y por lo tanto generan calor, sin embargo, el calor que disipan es mucho mayor al generado, por lo que solo se consideran como elementos disipadores

$$Am = pi * Dm * Lm = 0,2394 \text{ m}^2$$

$$q_m = 2 * Am * U * T = 0,07553 \text{ kW}$$

Donde:

- Am : es el área superficial de las mangueras del cilindro de pruebas

Tanque: Es el encargado de disipar la mayor cantidad de calor en el sistema. Las dimensiones del tanque deben ser tales que permitan la mayor disipación de calor posible

$$At = 2 * a * c + 2 * a * b + 2 * b * c = 0,5722 \text{ m}^2$$

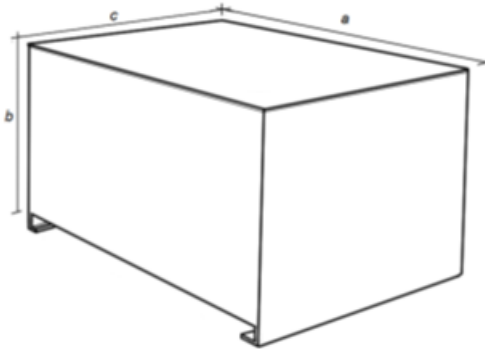
$$Qt = At * u * T = 0,09026 \text{ kW}$$

²⁴ MERRITT, Herbert E. Hydraulic control system. Cincinnati: John Wiley & Sons, Inc., 1967. p. 347

Donde:

- A_t : es el área superficial del tanque con $a=0,47$, $b=0.31$ y $c=0.18$ como se muestra en la figura 64.

Figura 64. Dimensiones del tanque



Entonces el calor total disipado será:

$$q_{disp} = q_{cil} + q_m + q_t = 0,196kW$$

Esto implica que se está disipando completamente el calor total generado, por lo tanto, no se necesita un disipador externo para mantener una temperatura del fluido de trabajo estable a 50°C

5. DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL

En el siguiente capítulo se muestra el procedimiento que se siguió para realizar tanto el sistema eléctrico como el de control.

5.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS

Para el diseño del sistema de control, es necesario determinar las variables tener en cuenta en el arme de los cilindros, de esta forma se tiene:

- Medir la presión en el lado vástago de los cilindros de torque
- Venteo del sistema al censar la presión
- Encendido y apagado del banco

5.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES

A continuación, se especifican cada uno de los elementos que hacen parte del sistema eléctrico y de control.

5.2.1 Tarjeta de adquisición de datos. Como se estableció en el plan de proyecto, se escogió la tarjeta Arduino MEGA 2560 para adquirir los datos de los diferentes sensores, como se observa en la Figura 65.

Figura 65. Arduino MEGA 2560



5.2.2 Sensor de presión. Para la selección de los sensores de presión se tuvieron en cuenta las siguientes especificaciones:

- Presión máxima mayor a 2000 psi.
- Facilidad para conectarse a una línea de flujo de aceite.
- Capacidad de soportar el medio al que va a estar sometido, en este caso aceite hidráulico.
- Señal eléctrica de salida para poder conectar a la tarjeta Arduino y reconocer los datos de presión.

La empresa suministró el sensor de presión marca Danfoss modelo 060G1109, con las especificaciones mostradas en la Tabla 11.

Tabla 11. Características del sensor de presión

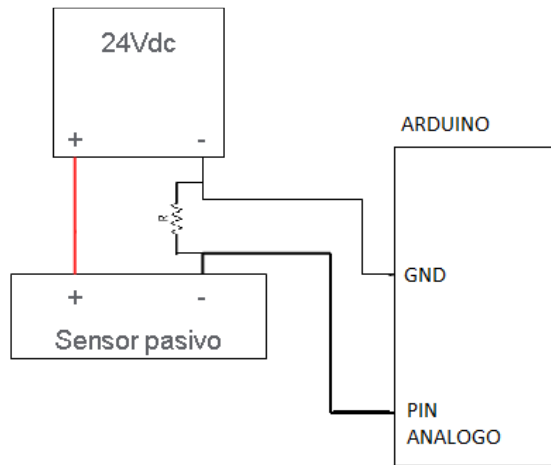
MEDIUM TEMP. RANGE	-40 - 185 °F
NON-LINEARITY BFSL ±FS [%]	0,50 %
OUTPUT SIGN.	Current
OUTPUT SIGN. TYPE	4 - 20 mA
OVERLOAD PRESS. MAX.	1.500,0 bar
OVERLOAD PRESS. MAX.	21.756 psi
PACK FORMAT	Multi pack
PRESSURE CONN. HEX	27,0
PRESSURE CONN. STD.	EN 837
PRESSURE CONN. TYPE	G - 1/4 Male
PRESSURE RANGE	0,0000 - 400,0000 bar
PRESS. UNIT REF.	Gauge (relative)
PROD. GROUP	Sensors
PROD. NAME	Pressure transmitter
PULSE-SNUBBER	No
PACK QTY.	14 PC
RESPONSE TIME MAX.	4 ms
SPEC. KEY	MBS 3000-3611-A1AB04-0
SUPPLY VOLT.	10,00 - 30,00 V

Fuente: Información del catálogo de Danfoss

• Caracterización del sensor de presión

Es necesario saber cómo conectar correctamente el sensor de presión a la tarjeta Arduino, ya que al ser un sensor pasivo-bifilar necesita de una fuente de alimentación externa que, según el catálogo de éste, va desde 10 a 24V, en este caso se optó por conectarlo a una fuente de 12V y la conexión se realiza como se muestra en la Figura 66.

Figura 66. Conexión sensor pasivo bifilar a la tarjeta Arduino



Fuente: Sánchez y Ordoñez, 2014.

Al ser un sensor de 4 a 20 mA se debe realizar la conversión a voltaje para poder ser leído por la tarjeta Arduino, de acuerdo a Sánchez y Ordoñez²⁵ esa conversión se logra colocando una resistencia (R) de 220Ω para que el voltaje mínimo sea de 0,88 V y el máximo de 4,4 V. Realizando la curva de conversión de voltaje a presión, obtuvieron la recta $y = 1663,2768 * X - 1450$ donde “y” es la presión en PSI y “x” el voltaje a leer.

²⁵SANCHEZ, Cindy y ORDOÑEZ, Sebastián. Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S. Bucaramanga, 2014. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica

Dado que el sensor a 4,4 V indica una presión de 5868 PSI, y que nuestro sistema solo trabajará hasta 2000 se le aplica un factor de 0,4 a la ecuación, quedando así

$$p[PSI] = 0,4 * (1663,2768 * v - 1450)$$

$$p[kPa] = 0,4 * (1663,2768 * v - 1450) * \left(6,895 \frac{kPa}{PSI}\right)$$

De esta manera 4,4 V será un indicativo para 2347 PSI o 16185 kPa

Para manejar todo en unidades del sistema internacional, se usará la ecuación de presión en kPa, queda de la siguiente forma

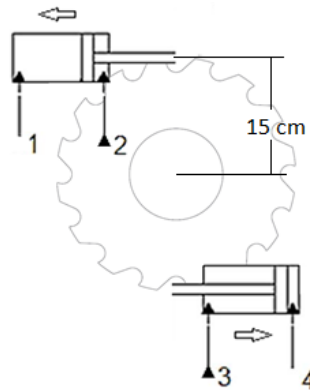
$$p_{kpa} = 4587,3174144 * v - 3999,1$$

Para conocer cuánto torque es aplicado para determinada presión, nos basamos en la configuración del sistema de apriete como se ve en la figura 67, teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones.

$$T = 2 * F * d$$

$$F = 1000 * P * A_{an}$$

Figura 67. Configuración del sistema de torque en modo apriete.



Donde:

- T: Torque aplicado N*m.

- F: Fuerza ejercida por el cilindro 133333 N.
- Aan: Área anular del cilindro Aan=0,007094 m².
- d: Distancia de aplicación de la fuerza hasta el eje central d = 0,15 m.
- P: Presión en el sistema [kPa]. Variable.

De esta manera se obtiene una ecuación que relacione el torque con la presión:

$$T = 2 * (1000 * P * Aan) * d$$

$$T = 2 * 1000 * P * 0,007094 * 0,15$$

Por último, para relacionar el torque con el voltaje leído por Arduino se tiene:

$$T = 2 * 1000 * (4587,3174144 * v - 3999,1) * 0,007094 * 0,15$$

$$T(v) = 9762,729 * v - 8510,885 [N * m]$$

Utilizando la ecuación calculada en el capítulo 3.1 de el torque de apriete en función del diámetro del tornillo, se programará un código que compare el torque aplicado actual con el máximo permitido.

Para diámetro en pulgadas

$$T(d \text{ in}) = 1856 + 642,9 * d + 467,2 * d^2$$

Para diámetro en milímetros

$$T(d_{mm}) = 1856 + 25,31 * dmm + 0,7242 * dmm^2$$

Así, T(v) aumentará a medida que la presión aumente, y cuando T(v) sea igual a T(d) se venteará el sistema por medio de una válvula direccional D5.

6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO

En este capítulo se describe el proceso de construcción que se realizó para el desarrollo del banco.

6.1 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA MECÁNICO

La construcción del sistema mecánico se llevó a cabo en las instalaciones de la empresa DIMAM S.A.S y ésta, dispuso de sus trabajadores para realizar el banco de pruebas.

6.1.1 Construcción de la estructura base. Al iniciar la construcción, primero se mandó a fabricar las bases con forma en C con dimensiones 50x50x50cm y espesor de 0,5 in en la empresa Láminas y cortes de Bucaramanga. Se mandaron a fabricar 3 unidades, las cuales distribuirán los 6 metros de viga en I. El producto ya entregado por la empresa se muestra en la figura 68.

Figura 68. Bases con forma en C



Luego, se buscaron en el material de la empresa 6 tramos con longitud de 474mm de vigas en C (figura 69) para conectar las dos placas verticales que dividen las bases ya fabricadas, y de esta forma permitir mayor resistencia y estabilidad.

Figura 69. Material de viga en C que poseía la empresa



Teniendo ya las bases terminadas, se compraron los dos tramos de viga en I de especificaciones mostradas en la tabla 11 en la empresa Steckerl.

Figura 70. Vigas I



Para proceder a soldar, se realizaron las siguientes operaciones previas: primero se realizó un biselado en las secciones donde se aplicará la soldadura; luego se hizo la respectiva ubicación de las bases en C, con una separación de 225 cm entre cara y cara. Posteriormente, antes de aplicar la soldadura se ubicaron las partes y se procedió a alcanzar el nivel correcto.

La soldadura que se usó fue E11018, consultando sus propiedades en el catálogo de WestArco²⁶. De igual forma, los cálculos realizados en el capítulo de diseño se hicieron teniendo en cuenta dicho tipo de soldadura.

Figura 71. Estructura base montada por completo.



6.1.2 Construcción de los soportes para los cilindros. Para la fabricación de este sistema, primero se consiguieron los tornillos que permitirán el desplazamiento en sentido vertical del soporte, siendo 2 tramos de tornillos roscados con diámetro de 1,5 pulgadas y de longitud 50 cm. Luego, se mandaron a fabricar las respectivas partes que completan el sistema: el tubo de descanso, el cual consiste en un tubo de 12 in cortado a la mitad, lo que garantiza que los cilindros más grandes permitan ser apoyados en él; el pie de amigo, que ayudará a soportar el cilindro de descanso

²⁶ WESTARCO. Consumibles comunes para soldar. Ed. 19
<http://www.westarco.com/westarco/sp/support/documentation/upload/catalogo-resumido-westarco.pdf>

al tornillo; la manivela, que consta de dos barras de diámetro 2 cm y largo de 10 cm, las cuales se sueldan directamente a la rosca del tornillo y se permite así dar el giro para que todo el sistema baje o suba.

Figura 72. Sistema de soporte para los cilindros



El siguiente reto a tratar era cómo acoplar el sistema a la estructura base, de tal forma que cumpliera con los requerimientos y grados de libertad establecidos en el diseño. Para esto se desarrolló la forma de guía que se observa en la figura 73.

Figura 73. Agarre del sistema de soporte para los cilindros a la estructura base



Como se observa en la figura 73, el buje por el cual pasará el tornillo está soldado directamente a una placa que posee en ancho de las dos vigas, es decir 50cm. Dos

placas de $\frac{1}{2}$ in de espesor están unidas a los extremos por medio de tornillos de grado 8 con rosca de $\frac{3}{4}$ in, dispuestos de tal forma que permitan el deslizamiento manual a lo largo de las vigas, que funcionaran como corredera.

6.1.3 Construcción del sistema de generación de alto torque. Para la construcción de este sistema, se llevó acabo el siguiente paso a paso:

En primer lugar, se mandaron a fabricar las ruedas dentadas que actuarán como sistema trinquete (figura 74). Las ruedas se diseñaron con un diámetro de 31,5 cm de placa XAR 450 con espesor de $\frac{3}{4}$ in. El corte se realizó a alta precisión en la empresa Metalejes. Sin embargo, se le realizó un procedimiento con fresadora, que permitiera perfeccionar el acabado superficial de los dientes. Los dientes se diseñaron de tal forma que, por cada desplazamiento que puede lograr los cilindros generadores, se permita el avance de hasta 3 dientes de la rueda.

Figura 74. Ruedas dentadas.



La construcción de los cilindros generadores se hizo directamente en la empresa DIMAM SAS, los cuales proporcionaron los materiales y el mecanizado de los cilindros por completo.

Figura 75. Cilindros generadores.



Las placas laterales se hicieron en material A36 en la empresa METALCORT, con espesor 3/4 de pulgada. Se hicieron lo suficientemente grandes y macizas de tal forma que den la resistencia y mantengan todo el sistema de manera vertical. Estas placas laterales se acoplarán a la estructura base por medio de dos tramos de viga en C, a través de tornillos, lo cual permite la flexibilidad al momento de buscar el desensamblaje de la maquina cuando sea necesario. Se necesitaron 12 tornillos de 3/4 in por placa. Dichos tramos de viga en C van soldados directamente a la estructura base de la máquina, permitiendo tener fijo todo el sistema.

Figura 76. Placas laterales y tramos de viga en C



Posteriormente, se realizó la selección de los ejes o segmentos de tubo que servirán como guías para que el cilindro generador pueda moverse horizontalmente y así

cambiar de una rueda dentada a otra. Se tomaron tramos de ejes de diámetro 2,25 in, material que ya estaba en la empresa. Se hicieron los respectivos cortes, se le realizó el roscado en ambos extremos de cada tramo, para así poder pasarlo entre ambas placas laterales y apretarlos por medio de roscas contra dichas placas.

Figura 77. Guías para los cilindros generadores



- Teniendo la parte estructural completa, se procedió a la construcción del sistema de transmisión como tal. Primero, se escogió el tubo de transmisión. Con el diámetro ya calculado en el capítulo dos, se buscó en la industria un tubo que cumpliera las especificaciones necesarias. Se compró el tramo de 35 cm de largo, con diámetro 125 y de pared de 1 in. Teniendo el tubo en la empresa, se le hizo el proceso de maquinado necesario para lograr un buen acabado superficial, y lograr el diámetro necesario para ajustar correctamente los rodamientos ya conseguidos. En la figura 83 se muestra el tratamiento que se le hizo al tubo en la empresa.

Figura 78. Mecanizado del tubo de transmisión



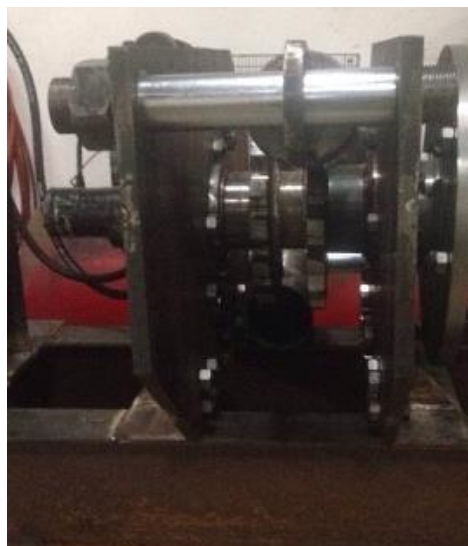
Una vez listo el tubo de transmisión, se comenzó el proceso de unión a las ruedas dentadas. Como ya se había descrito, las ruedas dentadas irán directamente soldadas al tubo de transmisión, tal como se evidencia en la figura 79.

Figura 79. Conjunto ruedas dentadas-Tubo de transmisión



En la figura 80 se muestra el resultado final del sistema de generación de torque.

Figura 80. Construcción del sistema de generación de torque



6.1.4 Construcción del sistema de agarre delantero del cilindro. Para la construcción de este sistema, primero se fabricaron las mordazas que mantendrán presionado directamente la parte delantera del cilindro hidráulico a trabajar. Las mordazas se mandaron a fabricar en la empresa Compañía General de Aceros, de material XAR 450 con 37mm de alto por 12mm de ancho y un espesor de 1 in. Sin embargo, la superficie dentada que se planeó en el diseño no pudo ser realizada por parte de la empresa, así que por medio de una Fresadora se realizó ese procedimiento en las instalaciones de DIMAM SAS, tal como se muestra en la figura 81.

Figura 81. Mordazas



Posteriormente, se mandaron a fabricar las placas que permiten la sujeción del sistema con la estructura base. Las placas debieron ser de espesor grueso, y altas dimensiones, esto debido a la criticidad del sistema en esta sección. En la figura 82 se muestra las placas y la forma en cómo fueron puestas para realizarle los huecos logrando un correcto alineamiento.

Figura 82. Placas de sujeción para el sistema de agarre delantero.



La guía de la parte inferior de la mordaza consta de un rectángulo con espesor de 1,5 in y de dimensiones que encajen con el espacio que dejan las placas, para así poder deslizarse el sistema. Se compraron los rectángulos y se les hizo el hueco de 1 pulgada, por donde pasará el tornillo. Para la parte superior de las mordazas, se consiguieron redondos de material 1045, con 2 in de diámetro y longitud de 12cm cada uno. Dichos redondos se soldarán a la parte superior de la mordaza y harán la función de guías en dicho extremo.

Teniendo todos los componentes fabricados, se hizo el respectivo ensamblaje completo del sistema. En la figura 83 se muestra el resultado.

Figura 83. Sistema de agarre delantero



6.1.5 Construcción del sistema de agarre trasero del cilindro. Para la construcción del sistema se realizó primero el disco macizo que irá conectado a la transmisión y que permitirá girar a todo el sistema. El disco se hizo de un diámetro de 49mm con espesor de 1in de material A36. Las medidas se tomaron no arbitrariamente, sino de tal forma que cumplieran con el requisito de flexibilidad para los diámetros requeridos en la empresa.

Seguidamente se mandaron fabricar las placas que servirán de guía a la mordaza. Tanto las placas que van soldadas al disco como las que impedirán que la mordaza se salga están fabricadas en material A36, con un espesor de 1in. En la figura 84 se muestra tanto el disco soldado como el conjunto de placas.

Figura 84. Disco macizo y placas guía del sistema de agarre trasero



Se realizaron las respectivas perforaciones para el uso de tornillos de $\frac{3}{4}$ in, permitiendo al sistema ser de fácil desensamblable. Finalmente, se muestra la fabricación de las mordazas. Se fabricaron con material XAR 450 a un espesor de 1,5 in. Posteriormente se soldaron a un rectángulo de material A36 y de 1 in de espesor. El rectángulo será quien se deslice a través de las placas guías, y así se mueva todo el conjunto. En la figura 85, se muestra el sistema terminado y ensamblado en su totalidad.

Figura 85. Sistema de agarre trasero de los cilindros hidráulicos.



6.1.6 Construcción del sistema de desplazamiento lineal. Para la construcción del sistema se mandaron a fabricar las respectivas placas en la empresa La Compañía, y seguidamente, se montó el cilindro hidráulico que proporcionó la empresa DIMAM SAS para cumplir la función de general el desplazamiento lineal. En la figura 86 se observa el resultado del montaje del sistema de desplazamiento lineal completo.

Figura 86. Sistema de desplazamiento lineal.



7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A partir de los resultados obtenidos en las pruebas realizadas a la máquina, se hicieron las siguientes observaciones:

- Se desarrollaron tres pruebas, con tres cilindros que llegaron a la empresa DIMAM SAS para realizar mantenimiento:

- Un cilindro con diámetro de camisa 7in, y 1,3m de longitud. Se ubicó en la máquina y los soportes actuaron correctamente. Tanto el agarre trasero como el agarre delantero impidieron cualquier tipo de deslizamiento y lograron mantener fijo todo el cilindro. Se encendió la unidad hidráulica y el desensamble fue exitoso. El sistema alcanzó sin ningún tipo de inconvenientes la presión necesaria para realizar el proceso. La extracción del conjunto vástago-pistón con tapa se realizó como se esperaba, aunque por la longitud del cilindro, hubo necesidad de deslizar manualmente todo el sistema de desplazamiento a través de las vigas debido a la poca carrera que permite el cilindro hidráulico actual. Se le hizo el respectivo mantenimiento al cilindro por parte de los operarios de la empresa, y se inició el proceso de ensamblaje.

- Un cilindro con diámetro de camisa 10in y 1m de longitud. El proceso se hizo de forma exitosa como el anterior, sin presentar ningún tipo de inconvenientes. Los agarres, tanto el delantero como el trasero, se adaptaron correctamente al gran diámetro, y la unidad hidráulica junto al sistema de trinquetes funcionaron sin presentar problemas.

- Un cilindro con diámetro de camisa 3in y 3m de longitud. En esta prueba se identificó un problema para el agarre delantero del cilindro. La manera como se diseñaron las mordazas y su geometría impidieron que se lograra cerrar lo suficiente

como para coger la tapa del cilindro. Se determinó entonces, que el agarre delantero diseñado no cubría diámetros menores a 5,5in. Por esta razón, se acopló al sistema una sección extra que funciona como suplemento para los diámetros inferiores a 5,5in.

Por otro lado, como el cilindro presentaba una longitud considerablemente larga, el sistema de desplazamiento lineal se usó para “destrabar” y dar el halado inicial al conjunto vástago-pistón con tapa. El resto del proceso de extracción se hizo de forma manual debido a la necesidad de desmontar el módulo de desplazamiento lineal por el gran largo que presentaba todo el cilindro expandido. Esto justifica la decisión de la longitud total de la máquina.

- El mayor beneficio que la máquina brinda a la empresa es la evidente disminución de personal y tiempo de trabajo para el proceso de mantenimiento de cilindros hidráulicos: una operación que normalmente requería de 2 operarios requiere ahora tan solo de uno. Los operarios restantes son asignados a tareas distintas que se llevan a cabo en la empresa DIMAM SAS. En cuanto al tiempo de operación, un cilindro hidráulico en malas condiciones (atascado), tardaba entre dos a tres horas en llevarse a cabo todo su proceso de mantenimiento. Ahora, con el uso de la máquina, el proceso tarda entre 30 y 45 minutos. Estos datos reflejan el gran aumento de la efectividad en el proceso de mantenimiento de cilindros hidráulicos por parte de la empresa DIMAM SAS.

- El sistema de desplazamiento lineal funcionó de forma correcta. Sin embargo, existe cierto grado de ineficiencia debido a la poca carrera que permite el cilindro hidráulico actual, por lo que se requiere deslizar manualmente todo el sistema a través de las vigas, para nuevamente activar el cilindro de desplazamiento lineal y poder concluir el proceso.

8. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este capítulo se realiza el análisis de costos, depreciación y retorno del valor del banco de pruebas.

8.1 COSTOS DEL BANCO DE PRUEBAS

En la tabla 12 se encuentran tabulados los costos de diseño y construcción del banco de pruebas reales, es decir estos fueron los costos que tuvo que asumir la empresa para la construcción del banco.

Como se había especificado, en la máquina se usaron varios elementos que la empresa ya tenía a su disposición y por lo tanto no fue necesario invertir en ellos para su construcción, estos elementos fueron:

- Batería de 4 válvulas direccionales marca GHIM.
- Motor trifásico de 3 HP
- Tanque de 46x30x18 cm con capacidad para 5,3 Gal.
- Bomba hidráulica de pistones de 3.17 GPM a 2000 psi.
- Motor hidráulico
- Cilindro hidráulico para generar el desplazamiento lineal
- Aceite hidráulico
- Tramos de viga en C
- Sensor de presión

Tabla 12. Costos del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos

SISTEMA	SUBSISTEMA	DETALLE	CANTIDAD	VALOR
MECÁNICO	Estructura Base	Bases en U	3	\$ 635.000
		Vigas IPE-200	2	\$ 750.000
		Soldadura	-	\$ 130.000
		SUBTOTAL ESTRUCTURA BASE		
	Soporte Cilindros	10 cm de tubo 12" con pared 1"	1	\$ 45.000
		Tuerca sencilla 1,5"	2	\$ 12.000
		Buje de 1,5"	2	\$ 20.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	5	\$ 68.000
		Soldadura	-	\$ 5.000
		Barra con 20mm de diametro por 11cm de largo	2	\$ 14.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	4	\$ 7.200
		SUBTOTAL SOPORTE CILINDROS		
	Generación de Torque	Rueda dentada de 1" de espesor	2	\$ 460.000
		Tubo 125mm externo/76mm interno/350mm de largo	1	\$ 130.000
		Eje diámetro 3" por 10cm largo	1	\$ 38.000
		Rodamientos	2	\$ 200.000
		Placas verticales espesor 3/4 "	2	\$ 590.000
		Soporte placas verticales	4	\$ 40.000
		Bujes	5	\$ 80.000
		Ángulo 4" x 3/8" x 1m	2	\$ 40.000
		Conjunto soporte motor	1	\$ 24.000
		Anillo tope	2	\$ 43.250
		Cabezal del vástago	2	\$ 50.000
		Mecanismo de separación de cilindros-rueda	2	\$ 48.000
		Resorte	2	\$ 32.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	36	\$ 96.000
		Soldadura	-	\$ 23.000
	SUBTOTAL SISTEMA DE GENERACIÓN DE TORQUE			\$ 1.894.250
	Agarre delantero	Mordazas 370 x 120mm con espesor 1"	2	\$ 186.000
		Barra roscada de 1" por 1m de largo	2	\$ 42.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	9	\$ 402.000
		Guía superior	2	\$ 38.000
		Guía inferior	2	\$ 23.000
Tornillos 3/4" con tuerca		20	\$ 84.000	
Soldadura		-	\$ 23.000	
SUBTOTAL SISTEMA DE AGARRE DELANTERO			\$ 798.000	

	Agarre trasero	Mordazas 220 x 76mm con espesor 1,5"	2	\$ 186.000
		Pasador	1	\$ 48.000
		Placas guías	6	\$ 250.000
		Rueda maciza diametro 49mm por 1" espesor	1	\$ 168.000
		Tubo 125mm x 150 mm de 6cm de largo	1	\$ 30.000
		Soldadura	-	\$ 43.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	8	\$ 22.000
		SUBTOTAL SISTEMA DE AGARRE TRASERO		
	Desplazamiento lineal	Placas verticales	2	\$ 220.000
		Lámina de acero	1	\$ 85.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	5	\$ 46.000
		Soldadura	-	\$ 30.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	4	\$ 12.000
		SUBTOTAL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO LINEAL		
HIDRÁULICO	Valvula direccional	1	\$ 327.000	
	Racores, codos y uniones	-	\$ 200.000	
	SUBTOTAL SISTEMA HIDRÁULICO			\$ 527.000
ELÉCTRICO	Arduino	1	\$ 124.200	
	Relé de estado sólido	1	\$ 20.000	
	Teclado digital 4x4	1	\$ 12.000	
	Transformador	1	\$ 250.000	
	Caja	1	\$ 50.000	
	Cable	-	\$ 30.000	
	SUBTOTAL SISTEMA ELÉCTRICO			\$ 486.200
MANO DE OBRA			\$ 1.500.000	
SUBTOTAL			\$ 8.031.650	
GASTOS VARIOS			\$ 1.000.000	
ASESORÍA Ing. ABEL PARADA			\$ 2.000.000	
PRODUCCIÓN INTELECTUAL			\$ 3.000.000	
TOTAL			\$ 14.031.650	

De igual forma, se realizó el análisis de los costos que hubiese hecho la empresa dado el caso de que no contara con los componentes anteriormente mencionados.

Para esto se cotizó la unidad hidráulica (bomba, motor, tanque y válvulas), sensor de presión, cilindro hidráulico que da el desplazamiento lineal, los tramos de vigas en C, las mangueras (fabricación y corte), los cilindros generadores de torque, pasadores y el aceite hidráulico.

Tabla 13. Costos aparentes

SISTEMA	SUBSISTEMA	DETALLE	CANTIDAD	VALOR
MECÁNICO	Estructura Base	Bases en U	3	\$ 635.000
		Vigas IPE-200	2	\$ 750.000
		Soldadura		\$ 130.000
		Tramos de viga C	6	\$ 96.000
		SUBTOTAL ESTRUCTURA BASE		\$ 1.515.000
	Soporte Cilindros	Tornillo 1,5" con 30cm de largo	2	\$ 100.000
		10 cm de tubo 12" con pared 1"	1	\$ 45.000
		Tuerca sencilla 1,5"	2	\$ 12.000
		Buje de 1,5" con	1	\$ 20.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	5	\$ 68.000
		Soldadura		\$ 5.000
		Barra con 20mm de diametro por 11cm de largo	2	\$ 14.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	4	\$ 7.200
		SUBTOTAL SOPORTE CILINDROS		\$ 271.200
	Generación de Torque	Cilindros generadores	2	\$ 1.600.000
		Rueda dentada de 1" de espesor	2	\$ 460.000
		Tubo 125mm/76mm interno/350mm de largo	1	\$ 130.000
		Eje diámetro 3" por 10cm largo	1	\$ 38.000
		Rodamientos	2	\$ 200.000
		Placas verticales espesor 3/4 "	2	\$ 590.000
		Soporte placas verticales	4	\$ 40.000
		Bujes	5	\$ 80.000
		Ángulo 4" x 3/8" x 1m	2	\$ 40.000
		Conjunto soporte motor	1	\$ 24.000
		Anillo tope	2	\$ 43.250
		Pasadores guías	2	\$ 305.000
		Pasadores cilindros generadores	2	\$ 26.000
		Cabezal del vastago	2	\$ 50.000
		Mecanismo de separación de cilindros-rueda	2	\$ 48.000
		Resorte	2	\$ 32.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	36	\$ 96.000
		Soldadura	-	\$ 23.000
		SUBTOTAL SISTEMA DE GENERACIÓN DE TORQUE		\$ 3.825.250
	Agarre delantero	Mordazas 370 x 120mm con espesor 1"	2	\$ 186.000
		Barra roscada de 1" por 1m de largo	2	\$ 42.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	9	\$ 402.000
		Guía superior	2	\$ 38.000
Guía inferior		2	\$ 23.000	
Tornillos 3/4" con tuerca		20	\$ 84.000	
Soldadura		-	\$ 23.000	
SUBTOTAL SISTEMA DE AGARRE DELANTERO			\$ 798.000	

	Agarre trasero	Mordazas 220 x 76mm con espesor 1,5"	2	\$ 186.000
		Pasador	1	\$ 48.000
		Placas guías	6	\$ 250.000
		Rueda maciza diametro 49mm por 1" espesor	1	\$ 168.000
		Tubo 125mm x 150 mm de 6cm de largo	1	\$ 30.000
		Soldadura	-	\$ 43.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	8	\$ 22.000
		SUBTOTAL SISTEMA DE AGARRE TRASERO		
	Desplazamiento lineal	Placas verticales	2	\$ 220.000
		Lámina de acero	1	\$ 85.000
		Cortes de placas para sujeción a la estructura	5	\$ 46.000
		Soldadura	-	\$ 30.000
		Cilindro hidráulico	1	\$ 1.000.000
		Tornillos 3/4" con tuerca	4	\$ 12.000
SUBTOTAL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO LINEAL			\$ 1.393.000	
HIDRÁULICO	Valvula direccional	1	\$ 320.000	
	Mangueras	-	\$ 648.000	
	Racores	-	\$ 200.000	
	Unidad hidráulica		\$ 5.000.000	
	Aceite hidráulico		\$ 275.000	
	Sensor de presión		\$ 887.400	
	SUBTOTAL SISTEMA HIDRÁULICO			\$ 7.330.400
ELÉCTRICO	Arduino	1	\$ 124.200	
	Relé de estado sólido	1	\$ 20.000	
	Teclado digital 4x4	1	\$ 12.000	
	Transformador	1	\$ 250.000	
	Cable	-	\$ 30.000	
	Caja	1	\$ 50.000	
	SUBTOTAL SISTEMA ELÉCTRICO			\$ 486.200
MANO DE OBRA			\$ 1.500.000	
SUBTOTAL			\$ 17.866.050	
GASTOS VARIOS			\$ 1.000.000	
ASESORÍA Ing. ABEL PARADA			\$ 2.000.000	
PRODUCCIÓN INTELECTUAL			\$ 3.000.000	
TOTAL			\$ 23.866.050	

9. CONCLUSIONES

- Tal como se planteó en los objetivos del proyecto, se diseñó y construyó el sistema mecánico del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos industriales, para ser implementado en la empresa DIMAM SAS. A partir del análisis de las diferentes opciones se determinaron las siguientes características:

- ✓ Estructura base: Tres bases fabricadas a partir de lámina de 12 mm doblada en forma de U, cada una con 50 cm de alto, 50cm de ancho y 50cm de largo, separadas externamente por 225cm entre sí, para garantizar la estabilidad de la estructura y darle robustez al sistema. A dichas bases se le soldaron dos vigas tipo IPE200, de longitud total de 6m. Altura final de la estructura base igual a 70cm.

- ✓ Soportes para los cilindros: dos unidades que soportan los cilindros hidráulicos a reparar durante la operación de trabajo. Cada soporte está constituido por un tornillo de 1½ in, rosca UNC, con tuerca de igual diámetro y de altura 3,2cm. Dos barras soldadas a la tuerca, de diámetro 20mm y longitud 11cm cada una, permiten el giro de manera más cómoda. Sobre el tornillo se ubicó una placa soporte que va soldada a un tramo de tubo de 12in con longitud de 10cm. Toda la unidad se sujeta a las dos vigas por medio de tres placas atornilladas entre sí con rocas ¾", que permiten el deslizamiento del sistema a lo largo de la estructura. La placa inferior de 1cm de alto, 10,5 cm de ancho y 15cm de longitud. La placa media de 0,85cm de alto, 7cm de ancho y 15 cm de longitud. La placa superior de 1cm de alto, 64cm de ancho y 15cm de longitud, y un agujero de 4cm en su centro, donde va soldado el buje que permite el paso del tornillo.

- ✓ Módulo de generación del torque: Dos placas ubicadas verticalmente sobre las dos vigas, cada una de 94cm de alto, 100cm de ancho con ¾" de grosor, separadas 29cm respecto a sus caras internas, atornilladas a un perfil de viga que va

directamente soldado a las vigas IPE200, encierran todo el sistema de torque de manera estable y robusta. Sus centros están alineados y soportan el tubo de transmisión, el cual es de 123mm de diámetro interno, 76mm de diámetro externo y 35cm de largo. Las placas mantienen su separación por medio de dos pasadores de 2 ¼" ubicados en sus extremos, que a su vez soportan los cilindros hidráulicos contruidos para generar el torque. Los cilindros hidráulicos se fabricaron con diámetro de pistón de 4,5", diámetro de camisa de 4,5x5" y diámetro de vástago de 2,5". Al accionar cada cilindro, el vástago hace contacto directo sobre el respectivo trinquete o rueda dentada, por medio de un pasador de 25mm. Las ruedas dentadas están soldadas directo al tubo de transmisión, y tienen un diámetro externo de 315mm. Los dientes actúan como trinquete, permitiendo el libre movimiento solo en un sentido. Piezas como rodamientos (2), anillos (2) y bujes (5) fueron usados para lograr el montaje correcto. Al tubo de transmisión va una tapa que une el motor hidráulico con el sistema, así al dejar de necesitar altos requerimientos de torque, se separan los cilindros hidráulicos y el giro lo hace directamente el motor.

✓ Agarre delantero del cilindro: Dos mordazas opuestas entre sí, de 37cm de alto, 120cm de ancho y 1in de espesor cada una, soldadas en su extremo inferior por una placa rectangular de 3,8cm de alto, 7,620cm de ancho y 12cm de longitud, y en su extremo superior por un buje de diámetro 2in y longitud de 12cm. Cada parte extrema descrita tiene un agujero pasante de 1in por donde pasa una barra roscada B7 con longitud de 100cm. La tuerca da de la barra roscada da el apriete de acuerdo al diámetro que se necesite trabajar. Para agarrar el módulo a la estructura base, se usan placas que permiten de desplazamiento a lo largo de las vigas, similar al agarre del soporte para los cilindros. Toda la tornillería es UNC ¾ in y las dimensiones finales son de 70cm de ancho por 25cm de largo.

✓ Agarre trasero del cilindro: Un disco macizo de 49cm de diámetro con espesor de 1in va soldado a una copa que se ajusta con ayuda de pernos al tubo de transmisión. Por el frente del disco va un conjunto de placas que funcionan como guías para el

deslizamiento de dos mordazas con 22cm de alto, 7,62cm de ancho y 3,81cm de longitud, cada una con un agujero de 1in en su extremo superior por donde pasa el eje que agarra por la oreja al cilindro hidráulico a trabajar. Toda la tornillería UNC de $\frac{3}{4}$ in

- Se diseñó y construyó el sistema de potencia hidráulico del banco que permite generar presiones de 2000 psi para la producción de un torque de hasta 40000 Nm para ensamblar y desensamblar cilindros hidráulicos de hasta 11 pulgadas, compuesto por:

- ✓ Motor trifásico de 3 HP y 1800 rpm. Bomba Vickers de pistones, con capacidad volumétrica $0,44 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}$ y 1800 rpm, para manejar un caudal de 3,17 GPM. Manómetro de 0-6000psi. Motor hidráulico con capacidad $12 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}$ y 56 rpm, para un caudal de 3,17 GPM y producción de un torque de 398 Nm. Sistema de mangueras 5/16" pulgadas de diámetro. Batería de válvulas direccionales 4.3 de centro cerrado marca GHIM. Válvula direccional 2/2 marca Hydraforce para controlar los niveles de presión. Tanque con capacidad de 5,3 galones.

- Se diseñó y construyó el sistema de desplazamiento lineal que permite la extracción e introducción del conjunto vástago-pistón-cabezal desde y a la camisa de cilindros hidráulicos con hasta 2 metros de largo en estado contraído.

- ✓ Dos placas de 36,29cm de alto, 50cm de ancho y espesor $\frac{3}{4}$ " cada una, con un agujero de 102mm en su extremo superior, ubicadas verticalmente sobre las vigas, sostienen el cilindro hidráulico con diámetro de pistón de 3,5", diámetro de vástago de 2" y diámetro de camisa de 4". Una placa de 35cm de ancho, 20,38cm de alto y espesor de $\frac{3}{4}$ in da la separación interna entre las placas sostenedoras, y a su vez

sirve como descanso longitudinal del cilindro hidráulico. El agarre del módulo a la estructura base es similar al descrito para el soporte de los cilindros.

- Se diseñó y se implementó el sistema de control que permite interactuar con diversos aspectos que facilitan el funcionamiento del banco. Consta de:

- ✓ Tarjeta Arduino Mega 2560 dispuesta como tarjeta de adquisición de datos, quien permite la interacción entre hombre-máquina por medio de un teclado digital con matriz 4x4, en el cual el operario ingresa el valor del diámetro de la rosca o de la tapa, y seguidamente especifica cuál de las dos está ensamblando.

- ✓ Transductor de presión Danfoss MBS3000 para medir las presiones al lado vástago, a las que se encuentra sometido el cilindro de pruebas, y así, en el ensamblaje, poder controlar la presión máxima que ha de aplicarse dependiendo del diámetro de la rosca requerido.

- Se realizó un manual de operación y mantenimiento en donde se especificaron las condiciones de seguridad, los pasos a seguir para el encendido y el manejo del banco, los posibles problemas que pueden presentarse en el funcionamiento de la máquina y sus respectivas soluciones. También se dieron las indicaciones de seguridad y los pasos a seguir para realizar un mantenimiento adecuado.

10.RECOMENDACIONES

- Se recomienda a la empresa realizar la capacitación correcta a los empleados que manipularán la máquina, para que se familiaricen con la metodología y puedan darle un uso optimo
- Se aconseja tener encendida la máquina solo en las etapas que se requiera, es decir, en el desarme, en el desplazamiento lineal, y al momento de armar nuevamente. En los periodos intermedios, donde se supone se realizarán las respectivas actividades de mantenimiento al cilindro que se esté trabajando, no es necesario mantenerla encendida, logrando así un ahorro considerable en cuanto al consumo energético de la máquina.
- Se aconseja llevar un registro detallado de todos los cilindros que van siendo trabajados en la máquina, esto con el fin de poder mejorar y perfeccionar en un estudio futuro los datos del apriete que ha de requerir cada cilindro hidráulico en relación con su diámetro.
- Como una mejora futura de la máquina se recomienda cambiar la tarjeta Arduino por una tarjeta de adquisición de datos PLC más robusta, y perfeccionar así el sistema de control de presión al momento de roscar el cilindro, ya que la tarjeta Arduino es muy susceptible a ruidos y no está diseñada para trabajar con elementos industriales.
- Se recomienda a la empresa DIMAM SAS que, cuando sea oportuno y viable, cambiar el cilindro hidráulico que genera el desplazamiento lineal, por un cilindro de igual diámetro pero que posea una mayor carrera. De esta forma, se evita tener que deslizar muy seguidamente todo el sistema de desplazamiento lineal durante su operación.

- Se recomienda cambiar el motor eléctrico por uno de 5 HP de potencia, esto debido a que 3 HP es muy bajo para producir el caudal máximo que da la bomba a una presión de 2000 PSI.
- Debido a los altos riesgos presentes al momento de operar la máquina realizada, se recomienda a la empresa DIMAM SAS implementar las medidas de seguridad necesarias que impidan cualquier tipo de accidente. Se debe contemplar la posibilidad de aislar y mallar la máquina, de tal forma que solo quien la opera tenga contacto directo con ella durante el funcionamiento. Además, la empresa queda encargada de difundir a los operarios el manual de operación que se les suministró, en el cual se contemplan las normas de seguridad a cumplir, y el respectivo paso a paso que ilustra la manera en cómo debe ser operada la máquina.
- La empresa, antes de empezar a usar continuamente el banco, debe implementar un tablero HAZOP que permita identificar los riesgos que se pueden producir para los operarios y la máquina al momento de esta ser operado.

BIBLIOGRAFÍA

Compañía General de Aceros, 2017, <http://www.cga.com.co/>

DEGELMAN. Hydraulic cylinder repair guide
<http://degelman.com/assets/manuals/143367-Hyd%20Cylinder%20Repair%20Guide.pdf>

GHIM HYDRAULIC COMPONENTS, 2017, <http://www.ghim.it/it/home> (Último acceso: 12 de diciembre de 2017).

GIESECKE, Frederick E., et. al. Dibujo y comunicación gráfica. México: Pearson, 2006.

HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Elementos de máquinas. México: McGraw Hill, 2000.

HYDRAFORCE, 2017, <http://hydraforce.com/> (Último acceso: 10 de diciembre de 2017)

M, CENGEL Yunus A y CIMBALA John. Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones. México: McGraw Hill, 2007.

MARTINEZ, Victoriano A. Potencia hidráulica controlada por PLC. México: Alfaomega, 2009.

MERRITT, Herbert E. Hydraulic control system. Cincinnati: John Wiley & Sons, Inc., 1967. p. 347

PARADA, Alfredo. RECOPIACIÓN APUNTES DISEÑO DE MAQUINAS I. Sección de tornillos de potencia, 1990.

PARKER. Miller Fluid Power Cylinder Installation & Maintenance Instructions
<http://www.parker.com/parkerimages/cylinder/miller/cat/Maintenance.pdf>

SANCHEZ, Cindy y ORDOÑEZ, Sebastián. Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S. Bucaramanga, 2014. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica

SALAZAR, Edgar. Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos. Tesis doctoral, Terrassa: Universitat Politecnica de Catalunya, 2006.

SKF. Bolt Tightening Handbook, SKF Montigny le Bretonneux, France, 2001 & 2009
<https://www.ijsmdo.org/articles/smdo/pdf/2016/01/smdo160007.pdf>

STECKERL HIERROS Y ACERO, 2017, <http://www.steckerls.com/>. (Último acceso: 30 de noviembre de 2017).

USECHE VANEGAS, L. V. Conceptos Básicos sobre Diseño de Máquinas, Universidad Tecnológica de Pereira, 2004.

VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume, s.f.