

Diseño de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa All
Machines SAS

Lina Fernanda Calderón Celis, Julián David Méndez Calderón

Trabajo de Grado Para Optar Al Título De Ingeniero Mecánico

Director

Fabian Horacio Diaz Palencia.

Ingeniero Mecánico y Magister en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial De Santander
Facultad De Ingenierías Físico-Mecánicas
Escuela De Ingeniería Mecánica
Ingeniería Mecánica
Bucaramanga

2024

Dedicatoria

A Dios: Por darme fortaleza de ir por senda de rectitud, ser mi luz y salvación.

A mis padres: Eulises y Ligia, quienes han sido mi mayor ejemplo de esfuerzo, dedicación y amor incondicional.

A mis hermanos: Marcela y Jonatan, los cuales me dieron su apoyo, amor y compañía, a ellos por enseñarme el valor de la gratitud.

A mis sobrinos: Matías y Emma, por alegrar mi vida y ser un motivo más de vivir.

A mi cuñado: Anderson, por brindarme su apoyo incondicional y ser un hermano más.

A Nelson Mendez, Por ser mi segundo padre y estar siempre para mi familia.

A Lina Fernanda, por ser mi compañera de viaje, esa persona especial y amada que me motiva a seguir adelante y conseguir todo lo que me propongo, a ella, que cumpla todos sus sueños.

A mis tías: Adela, Nieves, Cenobia y Leonor, por inculcarme el valor de la familia.

A mis primos: Por sus consejos y momentos compartidos, a ellos por hacerme mejor persona.

A mis amigos del colegio, el octeto: Duván, Jhorman, Andrés, Rafael, Jesús, Bianny y Angie, porque no importan cuantos años pasen, sé que seguirán ahí para mí y yo para ellos.

A mis amigos que conocí gracias a la Universidad: Andrés Felipe, Jesús, Sebastián Camilo, Jorge, Juan Pablo, Jorge David, Cristian José, Kevin, Sneider, Juan Barajas, Dayana, Edgar, Camilo Andrés, Juan Camilo, Ángel, Sergio Fabian, Nicolas Arturo, Miguel, Juan Diego, Sergio Urrea, Cristián, Héctor y Mario, Por brindarme su amistad y ayuda, a ellos les deseo el mayor de los éxitos y mi gratitud eterna.

Gracias a cada uno de ustedes, porque este logro también es suyo.

Julian David Mendez Calderón.

Dedicatoria

A mi madre, Ana Belén Celis Tarazona, por su amor incondicional, su paciencia infinita y su apoyo constante en cada paso de este camino. Tu confianza en mí y tus sacrificios han sido la fuerza que me ha impulsado a seguir adelante.

A mi querido abuelo, Germán Celis Tarazona, por su sabiduría, apoyo incondicional y ejemplo de fortaleza. Tu presencia en mi vida ha sido una fuente constante de inspiración y motivación.

A mi abuelita, Zoraida Tarazona, cuyo amor y enseñanzas siguen guiándome, aunque ya no esté físicamente presente. Su memoria vive en cada logro que alcanzo y en cada desafío que supero.

A Julián David, mi querido compañero en este camino. Hemos compartido innumerables momentos, desafíos y éxitos que han sido invaluable en este viaje. Tu apoyo constante y el respeto mutuo que nos tenemos han sido pilares fundamentales en mi crecimiento personal y académico. Tu compañía ha añadido un toque especial de cariño y calidez a cada etapa de este proceso.

A mi familia, primos y todos mis seres queridos, por su constante aliento y cariño. Vuestra presencia y apoyo han sido fundamentales para llegar hasta aquí. Cada uno de ustedes ha contribuido a mi desarrollo y éxito, y valoro profundamente el papel que han jugado en mi vida.

A mis compañeros de carrera, quienes fueron esenciales en mi crecimiento tanto académico como personal. Vuestra colaboración y compañía han hecho de esta travesía una experiencia enriquecedora y memorable.

Esta tesis está dedicada a todos ustedes, con el mayor de los respetos y el más profundo agradecimiento.

Con cariño,

Lina Fernanda Calderón

Agradecimientos

A la Universidad Industrial de Santander, nuestra alma máter, por brindarnos la oportunidad de formarnos como profesionales en un entorno de excelencia académica y por ser un espacio donde hemos crecido tanto personal como intelectualmente. Gracias por los recursos, el conocimiento, y las experiencias que nos han permitido alcanzar este importante logro.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica, por la calidad de su enseñanza y por ser un pilar fundamental en nuestra formación para cumplir el sueño de ser Ingenieros Mecánicos de la Universidad Industrial de Santander.

A nuestro director de tesis, Fabian Horacio Diaz Palencia, por su confianza en nosotros al entregarnos el proyecto, por su invaluable guía, paciencia, conocimiento durante este proceso, y enseñarnos que además de ser grandes Ingenieros, también debemos ser grandes personas.

A la empresa All Machines SAS, por compartir con nosotros su conocimiento en la industria y en este campo de la mecánica, su contribución fue fundamental para la realización de este proyecto y ayudarnos en nuestra formación como ingenieros.

A cada uno de los profesores de la escuela de Ingeniería mecánica, pues ellos son el corazón del proceso de formación de profesionales para un mejor futuro en Colombia y el mundo.

Lina Fernanda Calderón Celis.

Julian David Mendez Calderón.

Tabla de contenido

1. Descripción del problema	18
2. Objetivos	19
2.1 Objetivo general	19
2.2 Objetivos específicos	19
3. Marco teórico	20
3.1 Antecedentes de investigación	20
3.1.1 Antecedentes a nivel internacional	20
3.1.2 Antecedentes a nivel nacional	21
3.2 Referentes teóricos	23
3.2.1 El cilindro Hidráulico	23
3.2.2 Partes del cilindro hidráulico	23
3.2.3 Clasificación de los cilindros hidráulicos	24
3.2.4 Normas de cilindros hidráulicos	25
4. Diseño metodológico	29
4.1 Método de investigación	29
4.2 Variables	29
4.2.1 Variables independientes	29
4.2.2 Variables dependientes	29
4.3 Población y muestra	30

4.3.1 Población	30
4.3.2 Muestra.....	30
4.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos	30
4.4.1 Técnicas de recolección de datos	30
4.4.2 Instrumentos.....	30
4.4.3 Procedimiento de recolección y análisis de datos.....	31
5. Diseño del sistema mecánico generador de torque	32
5.1 Parámetros de diseño del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos	33
5.2 Selección del sistema generador de torque	36
5.3 Definición de requerimientos del sistema generador de torque.....	41
5.4 Primer diseño para el sistema generador de torque	41
5.5 Diseño final del sistema generador de torque	43
5.6 Selección de los cilindros hidráulicos para el sistema generador de torque	44
5.7 Diseño de los piñones generadores de torque	45
5.8 Modelo CAD y simulación del piñón generador de torque	48
5.9 Primer diseño del agarre delantero del cilindro	53
5.10 Diseño final del sistema de agarre delantero del cilindro	56
5.11 Diseño CAD de los apoyos para los cilindros hidráulicos.....	65
6. Diseño y análisis del sistema de bajo torque	72
6.1 Selección del motor para el sistema de bajo torque.....	72

6.2 Selección del motorreductor	76
6.3 Selección y cálculo del sistema de poleas.....	77
6.4 Diseño sistema de agarre trasero para los cilindros hidráulicos	84
6.5 Calculo por fatiga del eje	87
6.6 Diseño y calculo resistente de las chavetas.....	103
7. Diseño y análisis de la estructura.....	109
7.1 Selección del tipo de perfil de la estructura del banco de arme y desarme	109
8. Diseño del sistema hidráulico	114
8.1 Componentes del sistema hidráulico	114
8.2 Diagrama del circuito hidráulico	114
8.3 Funcionamiento del circuito	115
9. Diseño del sistema eléctrico.....	116
9.1 Cálculo de la corriente eléctrica para la selección de componentes	116
9.2 Selección de los interruptores termomagnéticos.....	117
9.3 Valores para los interruptores termomagnéticos	117
9.4 Diseño y selección de componentes para el tablero eléctrico.....	118
9.5 Componentes del sistema eléctrico.....	123
10. Diseño final del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos.....	125
11. Análisis económico y análisis de mercado.....	127
11.1 Análisis económico	127

11.2 Análisis de mercado	128
12. Conclusiones	130
13. Recomendaciones	131
Referencias.....	132
Anexos	135

Lista de tablas

Tabla 1 Tabla de parámetros requeridos.....	36
Tabla 2 Sistema generador de torque.	37
Tabla 3 Criterio de valoración matriz de pugh.....	39
Tabla 4 Matriz de pugh sistema generador de torque.	40
Tabla 5 Propiedades del material AISI 4140.....	48
Tabla 6 Propiedades del material AISI 1025.....	61
Tabla 7 Criterio de valoración matriz de pugh.....	74
Tabla 8 Matriz de pugh selección de motor.....	75
Tabla 9 Catalogo motorreductor de 3 HP.....	76
Tabla 10 Interpolación lineal diámetro primitivos polea menor.....	78
Tabla 11 Interpolación factor de corrección de la longitud de la correa.....	80
Tabla 12 Interpolación prestación adicional por relación de transmisión (en HP).....	82
Tabla 13 Propiedades del acero C1045.....	92
Tabla 14 Dimensiones y tolerancias de los perfiles estructurales rectangular.....	112
Tabla 15 Propiedades mecánicas del acero AISI 1025.....	112
Tabla 16 Cotizaciones de precios para el banco de arme y desarme.....	127
Tabla 17 Cotizaciones de diversos bancos de arme y desarme.....	128

Lista de figuras

Figura 1 Partes del cilindro hidráulico	23
Figura 2 Clasificación de los cilindros hidráulicos	25
Figura 3 Empaquetadura de cilindros hidráulicos	26
Figura 4 Diagrama de flujo de la metodología.....	31
Figura 5 Foto de referencia del cilindro hidráulico marca CATERPILLAR de 10 in	32
Figura 6 Portada del documento del montaje e instalación del Stick excavador 390F L gracias al SIS.....	33
Figura 7 Bomba manual Power Team P157	41
Figura 8 Primer diseño del sistema hidráulico.....	42
Figura 9 Diseño final del sistema hidráulico del cilindro hidráulico.....	43
Figura 10 Dimensiones técnicas cilindros de la serie “C” Power team	44
Figura 11 Bosquejo de los piñones generador de torque para el enrosque y desenrosque	46
Figura 12 Diagrama de cuerpo libre del diente del piñón generador de torque.....	46
Figura 13 Diseño de los piñones generador de torque	49
Figura 14 Simulación del diseño para el piñón generador de torque	50
Figura 15 Deformaciones del piñón generador de torque.....	51
Figura 16 Apriete por carrera.....	52
Figura 17 Bosquejo de diagrama de fuerzas presentes en los piñones.....	53
Figura 18 Primer diseño del sistema de agarre delantero.....	54
Figura 19 Diseño CAD del primer diseño del sistema de agarre delantero del cilindro	55
Figura 20 Mecanismo manual para sujetar la tuerca y la tapa de los cilindros hidráulicos	56
Figura 21 Dibujo del diseño final del sistema de agarre delantero.....	57

<i>Figura 22</i> Diagrama de cuerpo libre de la tapa/rosca	59
<i>Figura 23</i> Diseño CAD del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro	60
<i>Figura 24</i> Diseño CAD del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro	61
<i>Figura 25</i> Simulación de esfuerzos del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro...	62
<i>Figura 26</i> Simulación de esfuerzos del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro	63
<i>Figura 27</i> Deformaciones del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro	64
<i>Figura 28</i> Deformaciones del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro	64
<i>Figura 29</i> Diseño de los apoyos para la tapa de los cilindros hidráulicos	66
<i>Figura 30</i> Diseño de los apoyos para el vástago de los cilindros hidráulicos	66
<i>Figura 31</i> Simulación de los apoyos para la tapa de los cilindros hidráulicos.....	69
<i>Figura 32</i> Simulación de los apoyos para el vástago de los cilindros hidráulicos.....	69
<i>Figura 33</i> Deformaciones del apoyo para la tapa de los cilindros hidráulicos	70
<i>Figura 34</i> Deformaciones del apoyo para el vástago de los cilindros hidráulicos	71
<i>Figura 35</i> Diseño CAD del sistema de poleas.....	83
<i>Figura 36</i> Diseño del sistema de agarre trasero	84
<i>Figura 37</i> Análisis CAD del sistema de agarre trasero	85
<i>Figura 38</i> Deformaciones del sistema de agarre trasero.....	86
<i>Figura 39</i> Diagrama estático del eje.....	87
<i>Figura 40</i> Diagrama de cortante del eje.....	89
<i>Figura 41</i> Diagrama de momentos del eje	89
<i>Figura 42</i> Diagrama de torsión del eje.....	90
<i>Figura 43</i> Caracterización de esfuerzo	94
<i>Figura 44</i> Resultados para el factor de tamaño.....	97

<i>Figura 45</i> Curva de Gauss para el cálculo del factor de confiabilidad	99
<i>Figura 46</i> Diagrama de chaveta paralela DIN-6886.....	103
<i>Figura 47</i> Dimensiones de la chaveta	104
<i>Figura 48</i> Dimensiones chavetero motorreductor	106
<i>Figura 49</i> Modelo CAD del eje del sistema generador de torque.....	108
<i>Figura 50</i> Dimensiones del perfil rectangular	111
<i>Figura 51</i> Diseño estructural	113
<i>Figura 52</i> Esquema del circuito hidráulico	114
<i>Figura 53</i> Representación CAD del circuito hidráulico	115
<i>Figura 54</i> Circuito de fuerza	118
<i>Figura 55</i> Circuito de mando	119
<i>Figura 56</i> Modelo 3D con temporizador en funcionamiento configuración derecha.....	120
<i>Figura 57</i> Modelo 3D con temporizador en pausa configuración derecha	121
<i>Figura 58</i> Modelo 3D con temporizador en funcionamiento configuración izquierda	122
<i>Figura 59</i> Modelo 3D con temporizador en pausa configuración izquierda.....	123
<i>Figura 60</i> Banco de arme y desarme de cilindros hidraulicos	125
<i>Figura 61</i> Sujeción de la tapa del cilindro hidraulico	126
<i>Figura 62</i> Sujeción del vastago del cilindro hidraulico.....	126

Lista de anexos

Anexo A. Manual de operación y mantenimiento del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos.....	135
Anexo B. Dimensiones bomba manual Power Team P157	139
Anexo C. Especificaciones bomba manual Power Team P157	139
Anexo D. Especificaciones Cilindro “C1016C” de la serie “C” Power team	140
Anexo E. Tabla N°3. Coeficiente de corrección de la potencia.....	140
Anexo F. Gráfico N°1 para la elección de la sección de la correa.....	141
Anexo G. Tabla N° 2 de la sección D	141
Anexo H. Tabla N° 4- Factor de corrección en función de la longitud de la correa.....	142
Anexo I. Tabla N° 5- Factor de corrección en función del arco de contacto.....	142
Anexo J. Tabla N° 2- Prestación adicional	143
Anexo K. Peso del piñón perteneciente al sistema generador de torque	143
Anexo L. Peso del sistema de agarre trasero del banco de arme y desarme de cilindro hidráulicos	144
Anexo M. tabla 6-2, Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).....	145
Anexo N. tabla 6-2, Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	146
Anexo O. Tabla A-14 para el cálculo del factor de confiabilidad.....	146
Anexo P. Valores de K_f para chaveteros	147
Anexo Q. Fracción de resistencia a la fatiga.....	147
Anexo R. Tabla 1-7 para chavetas y chaveteros de diseño según la norma DIN-6886 de 1946	148

Resumen

Título: Diseño de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa All Machines SAS¹.

Autor: Lina Fernanda Calderón Celis, Julian David Méndez Calderón².

Palabras clave: Banco de arme y desarme, cilindros hidráulicos, mantenimiento, torque, presión, hidráulica, diseño.

Descripción:

El objetivo del proyecto de grado es entregar a la empresa ALL MACHINES SAS el diseño de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos, el cual es diseñado para facilitar el mantenimiento de cilindros con los cuales trabaja la empresa, aumentando la seguridad y eficiencia en el proceso técnico presentado.

El proyecto está estructurado con base a los siguientes tres sistemas:

Mecánico: Está conformado por otros subsistemas, los cuales son los encargados de generar el torque, soportar las cargas que se presentan durante el proceso de mantenimiento y garantizar la alineación del proceso.

Hidráulico: Esta alimentado por medio de una bomba manual la cual convierte la energía mecánica en la energía hidráulica necesaria para que el sistema de torque pueda generar el par deseado.

Eléctrico y de control: Está formado por un sistema de arranque estrella-triángulo con inversor de giro este permite que el motorreductor reduzca la corriente de arranque evitando problemas en su rendimiento.

¹ Trabajo de grado

² Facultad de físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: Ing. Fabián Horacio Díaz Palencia. PhD.

Se proporciona a la empresa el manual de operación del banco de arme y desarme además de un plan de mantenimiento, con el fin de generar una fuente de información clara para el cuidado, manejo y mantenimiento del banco tanto para operarios como para personal profesional encargado de su correcto funcionamiento.

Abstract

Title: Design of an assemble and disassemble a hydraulic cylinder bench for All Machines SAS Company³.

Author(s): Lina Fernanda Calderón Celis, Julian David Méndez Calderón⁴.

Key Words: Assembly and disassembly bench, hydraulic cylinders, maintenance, torque, pressure, hydraulics, design.

Description:

The objective of the degree project is to deliver to the company ALL MACHINES SAS the design of a hydraulic cylinder assembly and disassembly bench. This bench is designed to facilitate the maintenance of the cylinders used by the company, enhancing safety and efficiency in the presented technical process.

The project is structured around the following three systems:

Mechanical: It is composed of other subsystems responsible for generating the desired torque, supporting the loads encountered during the maintenance process, and ensuring alignment throughout the process.

Hydraulic: This system is powered by a manual pump that converts hydraulic energy into the mechanical energy required for the torque system to produce the desired torque.

Electrical and Control: This system features a star-delta start with a reversing switch, allowing the gear motor to reduce the starting current and avoid performance issues.

³ Bachelor Thesis

⁴ Faculty of Physical-Mechanics. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Ing. Fabián Horacio Díaz Palencia, PhDc.

The company was provided with the operation manual for the assembly and disassembly bench as well as a maintenance plan, in order to create a clear source of information for the care and handling of the bench for both operators and the company.

1. Descripción del problema

La misión de All Machines S.A.S (2020) consiste en respaldar a los clientes ofreciendo servicios de evaluación y reparación para que sus equipos y maquinaria sean eficientes en su desempeño. Desarrollar el presente proyecto promueve el mejoramiento continuo de la empresa y la ingeniería mecánica, ayuda a evaluar de manera más precisa y eficiente diferentes tipos de cilindros hidráulicos. En este sentido, All Machines al ser una empresa que maneja una gran gama de sistemas hidráulicos, facilitaría su arme y desarme, lo que se traduciría en una mejora de la calidad de servicios de la empresa y una mayor satisfacción del cliente, reducción de costos asociados con la reparación o el reemplazo de los productos defectuosos, lo que a su vez podría aumentar la rentabilidad y contribuir al campo de la ingeniería mecánica y la hidráulica.

El desarrollo de este proyecto permitirá evaluar con precisión diferentes tipos de cilindros hidráulicos, dado que All Machines gestiona una amplia gama de sistemas hidráulicos, por tanto, la implementación de estas mejoras facilitará el armado y desarmado de los cilindros, lo que se traduce en una mejora en la calidad del servicio y en una mayor satisfacción del cliente.

Además, este avance contribuirá a reducir los costos asociados con la reparación o reemplazo de productos defectuosos, lo que, a su vez, podría aumentar la rentabilidad y mejorar la calidad de los servicios ofrecidos.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Diseñar un banco de arme y desarme para cilindros hidráulicos de longitud y diámetro variable.

2.2 Objetivos específicos

- Diseñar para el banco el sistema mecánico del bastidor que permita el trabajo de cilindros hidráulicos con una longitud máxima de 2.5 m y diámetro máximo de 10 pulgadas, el sistema hidráulico y su respectivo sistema eléctrico.
- Realizar el estudio de mercado y definir la viabilidad económica para la construcción del banco diseñado.
- Proponer un manual de operación y mantenimiento para el banco diseñado.

3. Marco teórico

Para el desarrollo de este proyecto de investigación se plantean en la primera parte los antecedentes, los cuales permiten determinar el estudio previo del tema y ubicar el valor agregado de la investigación. En la segunda parte tenemos los referentes teóricos, que son la recopilación de información importante, que nos permitirá sentar las bases teóricas en el desarrollo del proyecto.

3.1 Antecedentes de investigación

3.1.1 *Antecedentes a nivel internacional*

Llatas-Castro, E. (2021). Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud (Tesis de grado, Universidad señor de Sipán, Pimentel, Perú). En este proyecto se evaluó y se eligió a la mejor propuesta de entre tres alternativas de solución para el diseño del banco, posterior a ello se realizó el dimensionamiento, cálculo, y la selección de elementos tanto para la estructura principal, como para el mecanismo de afloje y ajuste, el sistema hidráulico, y el sistema de control eléctrico. El mecanismo de afloje y ajuste consistió en dos cilindros gemelos que giran una rueda de tracción para vencer la torsión de ajuste, por último, se acciona el motor hidráulico que a través de una cadena desenrosca los elementos de manera más rápida.

Pocón, C. (2009). Instalación de equipo para mantenimiento y reparación de cilindros hidráulicos (Tesis de grado, Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, Guatemala). En esta tesis se realizó la instalación y operación de un banco de servicio para el mantenimiento

y reparación de cilindros hidráulicos en la empresa Corporación General de Tractores Central por medio de la implementación de un cilindro hidráulico enganchado a un rotor hidráulico que se encarga de proporcionar las altas torsiones para el desarme de los cilindros hidráulicos. Se recomendó la capacitación para el manejo seguro del banco y realizar mantenimiento preventivo para prolongar la vida útil.

Alanís Rodríguez, G. C., & Cruz Arveras, S. V. (2018). Diseño de un banco de desarme de cilindros hidráulicos para la empresa Mega Maquinaria Bolivia SRL (Tesis de grado, Universidad Mayor de San Andrés, La Paz, Bolivia). Como su nombre lo indica, en esta tesis se realizó el diseño de un “banco de desarme de cilindros hidráulicos” para la empresa Mega Maquinaria S.R.L. para la reparación de los cilindros de diferentes longitudes y diámetros, haciendo uso de una bomba hidráulica y un motor eléctrico para generar el par necesario para el desarme. Se recomendó cumplir con las inspecciones y los programas de mantenimiento de la máquina, para asegurar la vida útil de los sistemas que la componen.

3.1.2 Antecedentes a nivel nacional

Ordoñez Acuña, C. A., & Molina Gómez, H. A. (2018). Diseño y construcción de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S. (Tesis de grado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga). Como lo indica en su título en este proyecto de grado se realiza el diseño y construcción de un banco de arme y desarme, en el cual se utilizó dos cilindros hidráulicos junto a un sistema de trinquete para generar el torque necesario para enroscar y desenroscar los cilindros hidráulicos. Se recomendó integrar un sistema de monitoreo y control más avanzado para mejorar la precisión en su uso.

Morales Martínez, M.M, & Sarmiento Ballesteros, H.D. (2021). Rediseño de un banco de pruebas hidrostáticas para cilindros hidráulicos (Tesis de grado, Universidad Antonio Nariño, Barranquilla). Este proyecto pretende optimizar los resultados de las pruebas en el mantenimiento, las reparaciones y fabricaciones de cilindros hidráulicos. Esto, a través del rediseño de un banco de pruebas eficiente que garantice la adquisición de cilindros óptimos en sus trabajos de carga y esfuerzo. Para ello, se incorporará al diseño de un banco de pruebas consistente en un cilindro con resorte, que funciona como una carga contra la fuerza de salida del cilindro hidráulico sometido a prueba, garantizando que, tras su ensayo, el componente hidráulico no falle en su trabajo.

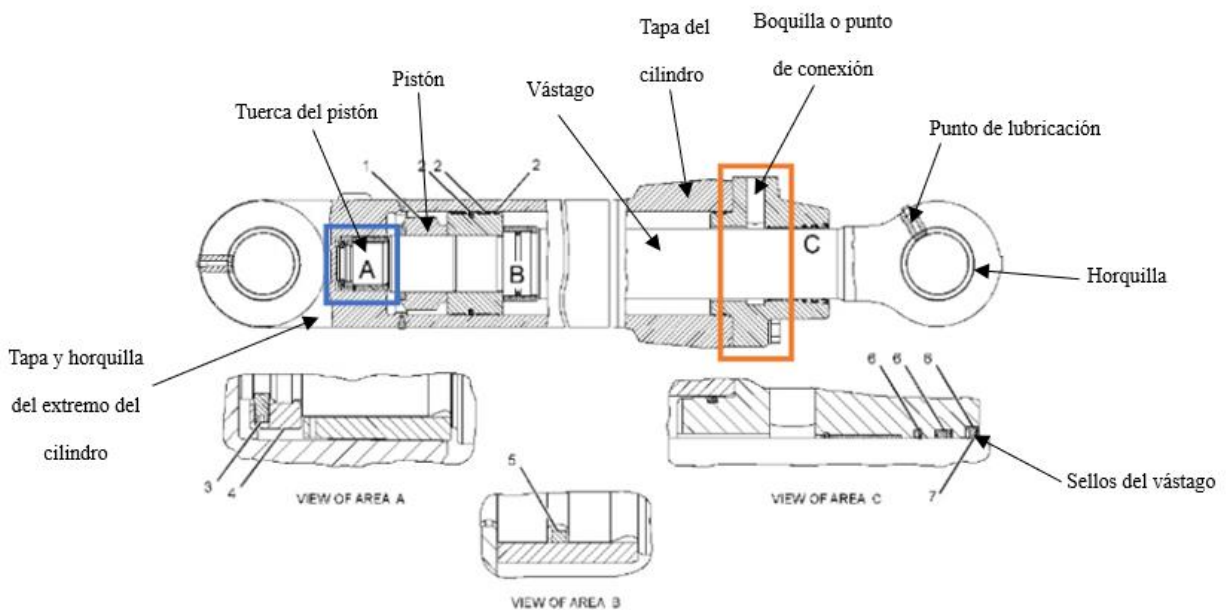
Bobadilla, D. y Manning, C. (2022). Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa hidráulica industrial JC SAS (Tesis de grado, Fundación Universidad de América, Bogotá). El proyecto tiene como fin reducir las novedades de garantías en las referencias de cilindros simple y doble efecto, bloques de válvulas para ascensores y motores hidráulicos que comercializa la empresa HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC SAS. Para lograr esto, se diseña un banco de prueba mixto haciendo uso de un sistema motorreductor-bomba teniendo en cuenta las especificaciones solicitadas por la empresa para probar sus equipos antes de la comercialización o después de algún procedimiento de mantenimiento, permitiendo conocer el estado actual de funcionamiento de los equipos.

3.2 Referentes teóricos

3.2.1 El cilindro Hidráulico

Figura 1

Partes del cilindro hidráulico



Nota. Cilindro Hidráulico. Recuperado del servicio de sistema de información (SIS) de CAT.

El cilindro hidráulico (**Figura 1**) es un instrumento al que se le aplica el principio de pascal, permite convertir la energía hidráulica en energía mecánica, “cuyo vector de velocidad no cambia continuamente de dirección” (Martin et al., 2022).

3.2.2 Partes del cilindro hidráulico

Tal como se ve en la **figura 1**, el cilindro hidráulico está compuesto por ciertos componentes de los cuales hablaremos un poco a continuación:

Embolo o pistón

El Pistón o Émbolo de los cilindros hidráulicos es empujado por el flujo de entrada o de salida dentro del barril, y ya que el Vástago está soldado a él, cuando el pistón se mueve hacia cada uno de los lados del cilindro el Vástago se contrae o se extrae (ASHM, 2014).

Vástago

El vástago es una barra cromada que permite la transmisión de la fuerza que se genera por la presión de entrada de aceite en los cilindros hidráulicos (Repuestos Murcia, 2021).

Boquillas

Son los puertos de entrada y salida del fluido hidráulico a presión, y los puertos ajustan las mangueras que guían el fluido.

Horquilla

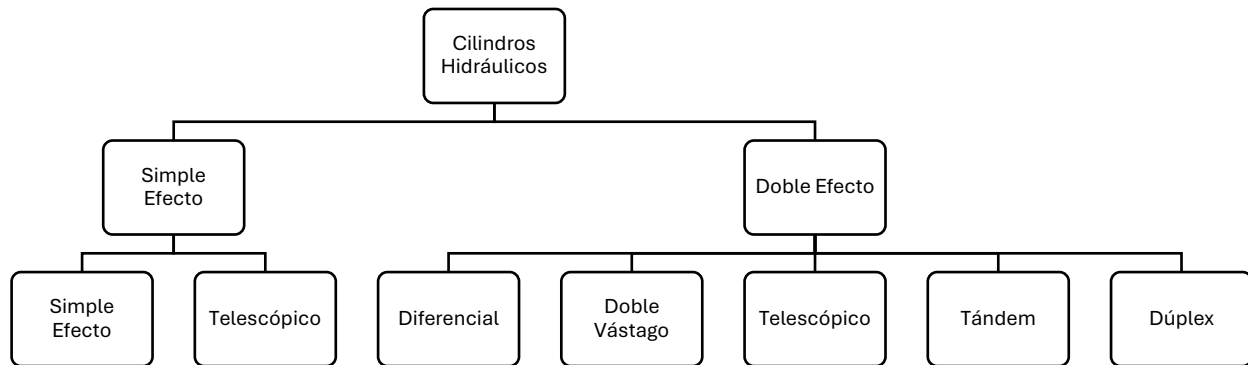
Son piezas simples o en forma de U que sirven para fijar el cilindro y el vástago, por lo que están equipados con orificios a través de los cuales se coloca un pasador (perno o tornillo).

3.2.3 Clasificación de los cilindros hidráulicos

En la **Figura 2**, se puede observar la clasificación de los cilindros hidráulicos, estos se clasifican dependiendo de su efecto, si este es simple o doble.

Figura 2

Clasificación de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia.

3.2.4 Normas de cilindros hidráulicos

Las normas en ingeniería mecánica establecen requisitos técnicos y de calidad para garantizar el rendimiento y la seguridad de sus componentes, las normas relacionadas con el proyecto de investigación son las siguientes:

Norma ISO 10100. La norma ISO 10100 establece requisitos y directrices generales para la inspección y el mantenimiento de cilindros hidráulicos, además de evaluar su resistencia y la capacidad de carga. Algunos puntos de la norma son:

- ✓ Inspección visual.
- ✓ Evaluación de componentes individuales.
- ✓ Verificación de tolerancias.
- ✓ Mantenimiento general.

✓ **Mantenimiento de cilindros hidráulicos**

El mantenimiento de cilindros hidráulicos es de vital importancia para asegurar un funcionamiento eficiente además de prolongar su vida útil, algunos dispositivos y procesos que se recomiendan para los cilindros hidráulicos son los siguientes:

✓ **Empaquetadura de cilindros hidráulicos**

Las empaquetaduras son sellos hidráulicos fabricados con polímeros especiales, que generan alta resistencia al contacto con el fluido hidráulico y a la fricción (CAMSA, 2020). La empaquetadura busca evitar fugas del fluido hidráulico además de mantener la presión necesaria para el correcto funcionamiento del mecanismo.

Figura 3

Empaquetadura de cilindros hidráulicos



Nota. Empaquetadura de cilindros hidráulicos. Adaptada de “Empaquetadura” (Rodiño, s.f.).

✓ **Cromado de cilindros hidráulicos**

El cromado es una técnica que incrementa la dureza superficial del vástago. Además, esta técnica proporciona una mayor resistencia frente a la corrosión (Provectus, 2020). El cromado busca mejorar la resistencia hacia el desgaste, busca la durabilidad generando una barrera que protege el metal base del cilindro hidráulico.

✓ **Bruñido de cilindros hidráulicos**

Por el método se aporta brillo y endurecimiento a una pieza metálica en su superficie con una herramienta llamada, bruñidor de cilindros. El bruñido busca reducir el valor promedio de la rugosidad generada por el pre mecanizado del cilindro, además de pequeñas imperfecciones e irregularidades, dejando como resultado una superficie lisa y pulida (ARSAW, 2020).

Normas ISO 5597 e ISO 16031-1

establecen directrices para los sellos hidráulicos, asegurando su rendimiento en condiciones extremas y su capacidad para resistir la entrada de contaminantes.

Normas ISO 6020/2 e ISO 6022

Establecen requisitos para la resistencia estructural y la durabilidad de los cilindros hidráulicos utilizados en aplicaciones industriales.

Norma ISO 8502-3

Proporciona parámetros de protección contra la corrosión por medio de métodos de medición de la contaminación de la superficie antes de la aplicación de recubrimientos protectores.

Normas ISO 3320 e ISO 3321

Establecen métodos para evaluar la eficiencia volumétrica y mecánica de los cilindros hidráulicos, garantizando un rendimiento óptimo.

4. Diseño metodológico

4.1 Método de investigación

Según la Metodología de la Investigación de Sampieri (2018), el enfoque de la investigación es de tipo cuantitativa, el cual consiste en procesos que siguen una secuencia ordenada y rigurosa. Cada etapa debe realizarse en su debido orden sin saltarse ninguna, aunque es posible redefinir alguna fase si es necesario. El proceso comienza con una idea que se va delimitando progresivamente. Una vez bien definida, se establecen los objetivos y las preguntas de investigación, se revisa la literatura existente y se construye un marco teórico. A partir de las preguntas, se formulan hipótesis y se identifican las variables; se diseña un plan para probar las hipótesis, se miden las variables en un contexto específico, se analizan los datos obtenidos utilizando métodos estadísticos y finalmente se extraen conclusiones sobre las hipótesis planteadas.

4.2 Variables

4.2.1 *Variables independientes*

- Par requerido para el ajuste y desajuste de los cilindros hidráulicos
- Diámetro y longitud de los cilindros hidráulicos

4.2.2 *Variables dependientes*

- Subsistemas del banco de arme y desarme.
- Costo de construcción.

4.3 Población y muestra

4.3.1 Población

La población para esta investigación son los cilindros hidráulicos de diferentes marcas (maquinaria amarilla).

4.3.2 Muestra

La muestra para esta investigación son los cilindros hidráulicos de diferentes marcas y maquinaria que llegan para ser reparados en la empresa All Machines SAS en Bucaramanga, Santander.

4.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

4.4.1 Técnicas de recolección de datos

Para obtener datos para utilizar el proyecto, se generaron diversas reuniones con el personal técnico encargado del desarme y arme de los cilindros hidráulicos.

4.4.2 Instrumentos

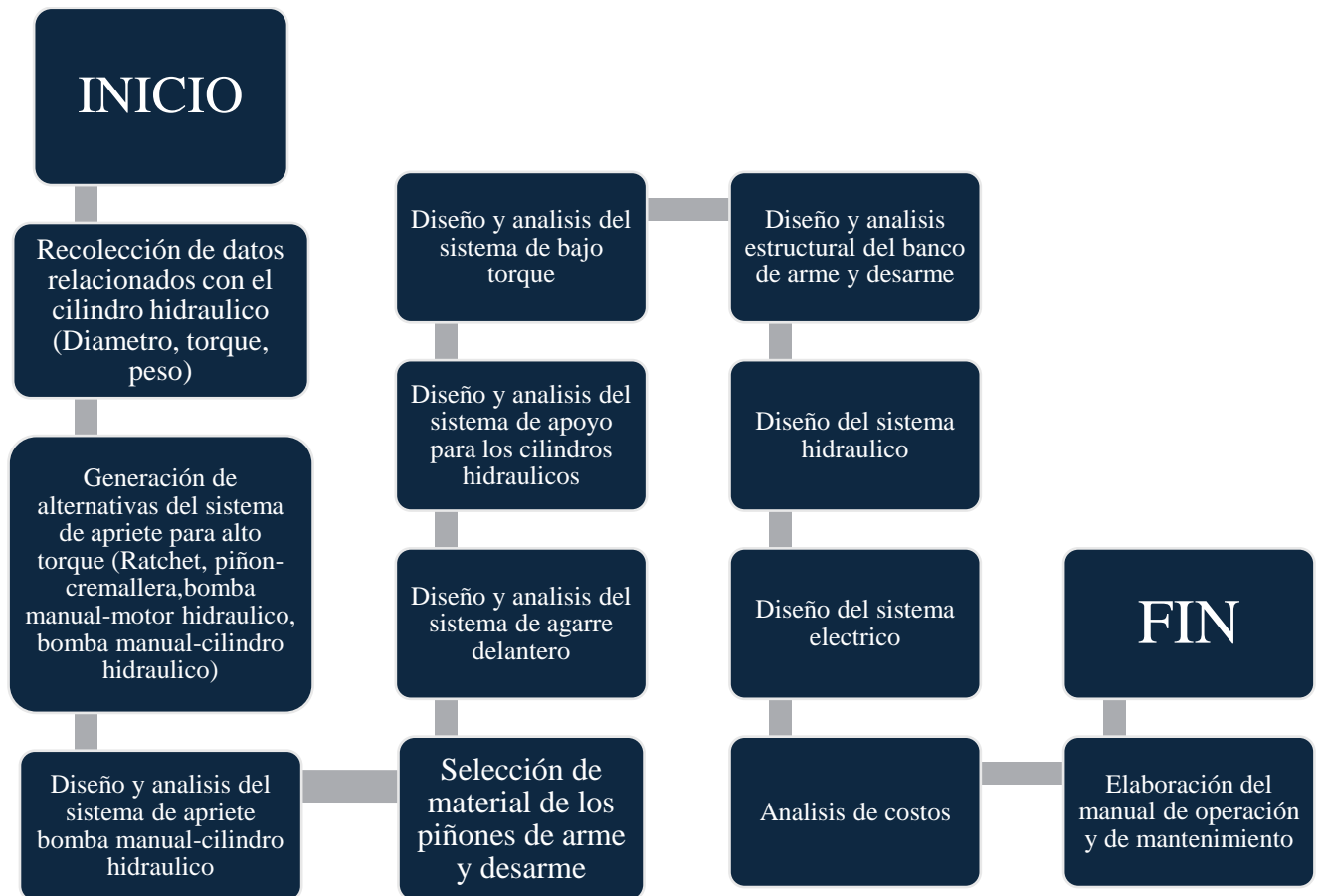
Para la recolección de datos se utilizaron los proyectos de investigación, catálogos y revistas presentes en la biblioteca de la Universidad Industrial de Santander y en internet además de utilizar el software CAD de SolidWorks.

4.4.3 Procedimiento de recolección y análisis de datos

A continuación, se podrá observar la metodología empleada para el desarrollo del proyecto, desde la recolección de datos hasta el análisis de costos.

Figura 4

Diagrama de flujo de la metodología



Nota. Elaboración propia.

5. Diseño del sistema mecánico generador de torque

Se toma como punto de partida los cilindros hidráulicos pertenecientes al sistema de máquina excavadora 390F L de 90 Toneladas, este nos provee de un torque de apriete de $20,000 \pm 1,000 N \times m$ ($14,751 \pm 738 lb - pie$) al cual está sometida la tuerca del cilindro para así soportar las diversas altas presiones de trabajo. En la **Figura 1** encontramos la rosca que une al pistón con el vástago (Área A en azul) y la rosca que es la cabeza o tapa del pistón (Área en naranja), estas son las dos roscas que hay que aflojar o apretar con el banco de arme y desarme. En la **Figura 5** se puede observar un cilindro hidráulico de referencia que llegan a la empresa All Machines para su proceso de mantenimiento.

Figura 5

Foto de referencia del cilindro hidráulico marca CATERPILLAR de 10 in

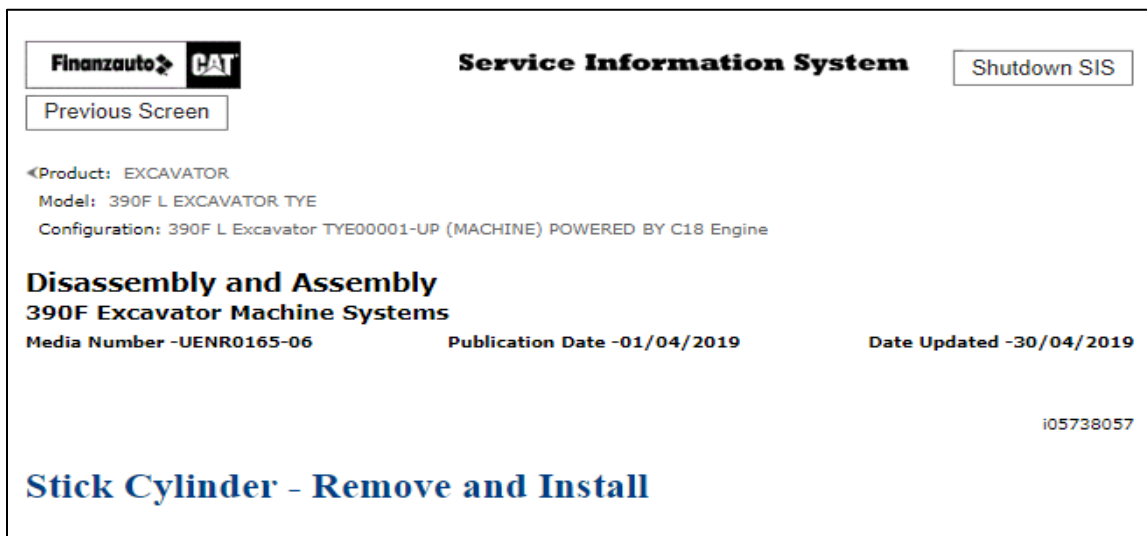


Nota. Cilindro Hidráulico CATERPILLAR. Foto tomada por los autores en la empresa All machines SAS.

El torque de apriete se obtiene de las recomendaciones de fabricante, este dado fue presentado por ALL MACHINES SAS gracias al SIS (*ver figura 6*); que son los servicios de sistemas de Información de la empresa CATERPILLAR, sistema el cual se presenta como una herramienta de administración de la maquinaria sobre información de sus funciones vitales y sus respectivos componentes.

Figura 6

Portada del documento del montaje e instalación del Stick excavador 390F L gracias al SIS



Nota. Información excavadora 390F L. Recuperado del servicio de sistema de información (SIS) de CAT.

5.1 Parámetros de diseño del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos

Los parámetros del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa All Machines que definirán los requisitos de este, buscando cumplir con los objetivos planteados serán:

Tamaño

Es fundamental que el banco proporcione suficiente espacio para permitir el acceso seguro y el movimiento de los operadores alrededor del cilindro hidráulico, así como para facilitar el ensamble o desarme de este.

Al seleccionar las dimensiones de la estructura del banco, el espacio disponible en la empresa juega un papel fundamental. Como la empresa maneja mucha mercancía y piezas de trabajo, es esencial dimensionar el banco para que no interfiera con otras áreas de trabajo y permita un uso óptimo de los espacios disponibles; por lo tanto, según lo anterior, el banco debe medir 6 metros máximo de longitud, 1.5 metros mínimo de altura y 1.250 metros de ancho.

Resistencia

De acuerdo con las especificaciones del fabricante, el peso del cilindro hidráulico para una excavadora 390F L de 90 toneladas es de aproximadamente 1,059 *Kg* (2,335 *lb*), por lo tanto, es necesario que el banco de arme y desarme soporte máximo este peso.

Torque

El fabricante nos proporciona un torque de apriete máximo de $20,000 \pm 1,000 \text{ N}\times\text{m}$. Sin embargo, puede presentarse un torque menor a este. Este rango de torque es necesario para enroscar y desenroscar durante el mantenimiento de los cilindros hidráulicos.

Componentes

La selección de los componentes para el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos es crucial para garantizar la eficiencia del proceso. Es importante hacer uso de

componentes comerciales ya que reducen los costos, además de ser más accesibles y económicos que un diseño personalizado asegurando que el banco de trabajo funcione de manera óptima y rentable, por lo tanto, los componentes del banco de prueba deben ser de fácil acceso y de uso comercial.

Modelado

Para el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos, el modelado juega un papel fundamental, ya que nos permite documentar, especificar la estructura y el funcionamiento del banco antes de que sea construido. El modelado da una guía de construcción, esto por medio de los planos de construcción del banco, garantizando una fabricación precisa. Es importante entregar una guía de mantenimiento. Esta guía facilita las operaciones de mantenimiento a los trabajadores de ALL MACHINES SAS, se generan instrucciones claras y un paso a paso sobre cómo se debe realizar el mantenimiento, maximizando de esta manera la vida útil de la estructura; así pues, el modelado del banco se entrega con sus respectivos planos y una guía de mantenimiento.

Operatividad

La operatividad del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos se basa en un diseño intuitivo que facilita el trabajo del operario, sin embargo, un manual de operación es de vital importancia para que nuevos operarios se familiaricen con el banco, por lo que el banco debe ser de fácil operación e incluir su manual de operación.

La siguiente tabla muestra un resumen detallado de los parámetros establecidos de acuerdo con las necesidades planteadas anteriormente para la empresa All Machines SAS, con el objetivo de alcanzar el rendimiento esperado.

Tabla 1

Tabla de parámetros requeridos.

Diseño de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa All Machines SAS.	
APARTADO	DESCRIPCION DEL PARAMETRO REQUERIDO
A). Tamaño	El banco debe medir 6 m máximo de longitud, 1.5 m mínimo de altura y máximo 1.250 m de ancho.
B). Resistencia	El banco debe soportar cargas de 3 toneladas además de su propio peso.
C). Torque	El banco debe realizar el enrosque y desenrosque de cilindros hidráulicos con un máximo torque de apriete de $20,000 \pm 1,000 \text{ N}\times\text{m}$ ($14,751 \pm 738 \text{ lb-pie}$) ⁵
D). Componentes	Los componentes del banco de prueba deben ser de fácil acceso y de uso comercial.
E). Modelado	El modelado del banco debe entregarse con sus respectivos planos y una guía de mantenimiento.
F). Operatividad	El banco debe ser de fácil operación e incluir su manual de operación.

Nota. Elaboración propia.

5.2 Selección del sistema generador de torque

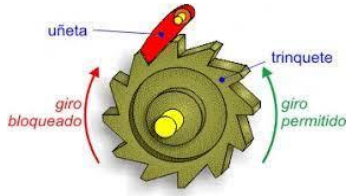
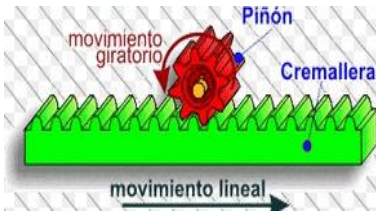


Partiendo de los requisitos presentados por la empresa, se debe seleccionar un sistema capaz de generar el torque de apriete necesario para el desmonte y ensamblaje de los cilindros hidráulicos. En el análisis bibliográfico se encontraron 4 sistemas mecánicos los cuales nos

⁵ Información del torque para el cilindro más crítico que trabaja el fabricante CATERPILLAR

pueden generar el torque deseado para el funcionamiento del equipo, estos se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 2

Sistema generador de torque.

SISTEMA GENERADOR DE TORQUE	
Sistema Ratchet	 <p>Imagen representativa tomada de: http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_trinquete.htm</p>
Sistema piñón-cremallera	 <p>Imagen representativa tomada de: https://www.seas.es/blog/disenio_mecanico/el-sistema-pinion-cremallera/</p>
Sistema bomba hidraulica -motor hidráulico	 <p>Imagen representativa tomada de: https://www.ashm.mx/blog/bombas-hidraulicas-manuales/</p>
Sistema bomba manual cilindro hidráulico	 <p>Imagen representativa tomada de: https://www.ashm.mx/blog/bombas-hidraulicas-manuales/</p>

Nota. Elaboración propia.

Sistema Ratchet

Es un mecanismo provisto de una rueda dentada y una cuña o ñeta unida a un resorte (*ver tabla 2*) que puede funcionar en una sola dirección. El sistema ratchet se tomó en consideración en el proyecto “*Diseño y construcción de un banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S.*” sin embargo este fue descartado ya que 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 además de que el sistema quedaba muy inestable debido a su gran tamaño y cantidad de piezas móviles presentes.

Sistema Piñón cremallera

El sistema piñón cremallera es conocido por su precisión a la hora de aplicar el torque necesario, este sistema funciona de tal manera que el piñón podría estar conectado a un motor o a un actuador manual, el cual a medida que el piñón gira, la cremallera movería el cilindro hidráulico o su componente interno hacia adelante o hacia atrás. Esto permitiría aplicar o liberar la presión en las juntas del cilindro, facilitando su ensamblaje o desmontaje.

Sistema bomba hidráulica-motor hidráulico

Este mecanismo generara y transmitirá la fuerza y movimiento por medio de la utilización de los fluidos hidráulicos, constara de una bomba hidráulica encargada de generar presión en el fluido y un motor hidráulico encargado del torque necesario para el desarme o arme de los cilindros hidráulicos haciendo uso de la presión generada en el fluido.

Sistema bomba manual-cilindro hidráulico

Este sistema generador de torque consistiría en una bomba manual operada por el usuario para generar una presión hidráulica que se transfiere al cilindro hidráulico convirtiéndola en fuerza lineal. Esta fuerza lineal generada se transmite a través de un piñón, el cual convierte el movimiento lineal en movimiento rotativo, por lo tanto, el piñón se desempeña como el mecanismo de transmisión que aplica el torque necesario para ensamblar o desensamblar los cilindros hidráulicos del banco de arme y desarme.

Por lo tanto, se ha realizado un proceso de selección con el fin de evaluar y comparar diferentes alternativas en función de los criterios presentados por la empresa. Para dicha selección a parte de los cálculos realizados y para cada una de ellas, nos apoyaremos de la matriz de pugh, una herramienta útil para la toma de decisiones, donde las valoraciones serán definidas en un intervalo de (1 a 3), donde 1 se toma como valoración baja, 2 como una valoración moderada y 3 como valoración alta, esto con respecto a las demás alternativas.

Tabla 3

Criterio de valoración matriz de pugh.

VALORACIÓN	
1	Baja
2	Moderada
3	Alta

Nota. Elaboración propia

El proceso de selección contempla las 3 alternativas, las cuales fueron representadas en la tabla 3, dichas alternativas estarán evaluadas respecto a los siguientes ítems o criterios:

- A. Facilidad operativa (Diseño que permita al operario trabajar de manera fácil e intuitiva)
- B. Precisión (Capacidad del sistema para generar el torque necesario)
- C. Costo (Costo inicial de adquisición del sistema, además del costo de sus repuestos)
- D. Mantenimiento (Facilidad y frecuencia con la que el sistema necesite el mantenimiento)
- E. Velocidad operativa (Rapidez con la que el sistema realiza el trabajo)
- F. Versatilidad (Capacidad del sistema a adaptarse a diferentes torques)

Tabla 4

Matriz de pugh sistema generador de torque.

Alternativas	Criterios						Total
	A	B	C	D	E	F	
Sist. Trinquete	3	3	1	2	2	3	13
Sist. Piñón-cremallera	2	3	2	2	2	2	13
Sist. Bomba hidráulica-motor hidráulico	3	3	1	2	3	2	14
Sist. Bomba manual-cilindro hidráulico	3	2	3	3	2	3	16

Nota. Elaboración propia.

La conclusión a la cual logramos alcanzar gracias a la matriz de pugh mostrada en la tabla 4, es que de acuerdo con los criterios establecidos el sistema bomba manual-cilindro hidráulico

en el más idóneo al momento de generar el torque necesario para el desmonte y ensamblaje de los cilindros hidráulicos.

5.3 Definición de requerimientos del sistema generador de torque

La empresa All machines SAS, tiene entre su maquinaria disponible una bomba manual, esto debido a otro proyecto de investigación que fue llevado a cabo en la empresa por estudiantes pertenecientes a la Universidad Industrial de Santander, por lo tanto, es indispensable utilizar esta bomba para el proceso de diseño y con ello el ahorro de bienes, se hará uso de la bomba manual Power Team P157, con sus respectivas dimensiones y especificaciones (*Ver anexo B y C*):

Figura 7

Bomba manual Power Team P157



Nota. Bomba manual Power Team P157 (Pegamo, 2020).

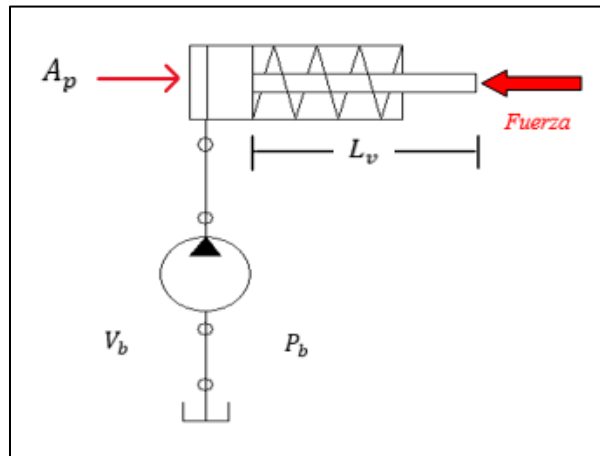
5.4 Primer diseño para el sistema generador de torque

Para el diseño del sistema generador de torque tipo bomba manual-cilindro hidráulico, se tomó como referencia el estado más crítico para generar un torque de $21,000 N \times m$. Se

presento como primer prototipo añadir un piñón que reciba la fuerza del cilindro hidráulico y convierta esta fuerza lineal aplicada en el torque necesario para ajustar o desajustar el cilindro hidráulico, esto cambiando la dirección del piñón de forma manual.

Figura 8

Primer diseño del sistema hidráulico



Nota. Elaboración propia

Siendo:

A_p : Área del pistón

L_v : Longitud del vástago

Fuerza: Fuerza aplicada al Cilindro hidráulico

V_b : Volumen de la bomba

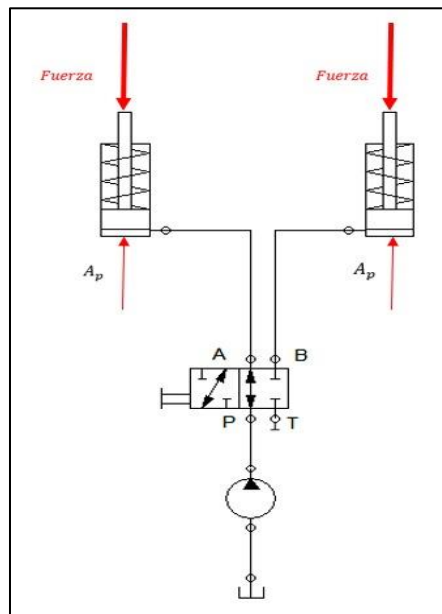
P_b : Presión de la bomba

5.5 Diseño final del sistema generador de torque

Se presentó este primer diseño a la empresa All machines SAS, los cuales aceptaron como optimo el sistema generador de torque, sin embargo, la empresa agrego que no es factible para ellos tener un solo piñón con su cilindro hidráulico, esto debido a que la acción de cambiar de dirección el piñón y el cilindro hidráulico de manera manual por los operarios toma más tiempo y si se presenta una situación en la cual se deba realizar el enrosque y desenrosque del cilindro de manera urgente, no perder tiempo en el cambio de dirección del piñón, por lo tanto la empresa pide realizar el montaje del sistema generador de torque con dos piñones, por lo tanto cada uno tendrá su respectivo cilindro hidráulico y una válvula que permita cambiar el fluido hidráulico de la bomba tanto para el enrosque como desenrosque, sin importar que esto pueda aumentar el coste final del diseño, ya que la empresa lo prefiere de esta manera.

Figura 9

Diseño final del sistema hidráulico del cilindro hidráulico



Nota. Elaboración propia.

5.6 Selección de los cilindros hidráulicos para el sistema generador de torque

Para el cálculo del sistema cilindro hidráulico-bomba manual nos basamos en los datos conocidos, por lo tanto, se realiza la selección de los cilindros hidráulicos de acuerdo con el catálogo de la marca Power Team:

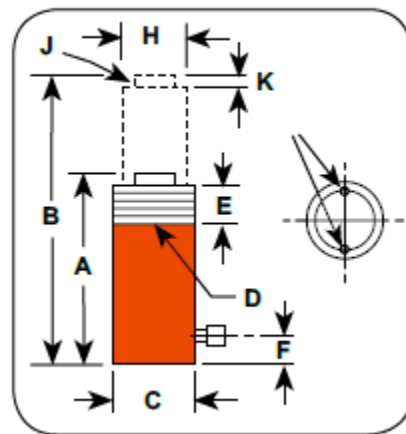
Figura 10

Dimensiones técnicas cilindros de la serie "C" Power team

► Dimensiones técnicas

Tapas de carga del cilindro suministradas con cilindros de la serie «C»:

Cilindros de 5 toneladas	N.º 201375
Cilindros de 10 toneladas	N.º 201362
Cilindros de 15 toneladas	N.º 201362
Cilindros de 25 toneladas	N.º 201412
Cilindros de 30 toneladas	N.º 201412
Cilindros de 55 toneladas	N.º 36161
Cilindros de 75 toneladas	N.º 36161
Cilindros de 100 toneladas	N.º 36161



Nota. Características superiores de los cilindros hidráulicos de Power team. Recuperado del catálogo de Power team 2019.

De acuerdo con los datos proporcionados, se ha seleccionado el cilindro "C1016C" de la serie "C" de Power Team (*Ver anexo D*). Se debe realizar la confirmación de que la fuerza del cilindro es mayor que la fuerza requerida para el sistema generador de torque. Por lo tanto, siguiendo las recomendaciones de diseño de Power Team, se sugiere utilizar una eficiencia del 80% en la bomba:

$$P_b = 10,000 \left[\frac{lb\ f}{in^2} \right] = 8,000 \left[\frac{lb\ f}{in^2} \right]$$

Sin embargo, la bomba presenta pérdidas debido a los accesorios, lo que resulta en un valor de presión de la bomba de $7,970 \left[\frac{lb\ f}{in^2} \right]$, lo que significa una pérdida de $30 \left[\frac{lb\ f}{in^2} \right]$.

$$7,970 \left[\frac{lb\ f}{in^2} \right] = 5,495 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

$A = 14,4 \times 10^{-4} [m]^2 =$ Área efectiva del cilindro “C1016C”

$$F_c = P_b \times A \rightarrow F_c = 79,130 \text{ [N]}$$

De acuerdo con las especificaciones del cilindro “C10156C” también se puede concluir que la capacidad de aceite de la bomba manual seleccionada es mayor que la capacidad del cilindro:

$$2.245 \text{ [L]} > 0.592 \text{ [L]}$$

El valor de la masa en toneladas será de:

$$M = \frac{F}{g}$$

$$M_{Ton} = 7.86 \text{ [Ton]}$$

El cilindro “C10156C” tiene una capacidad de 10 [Ton] por lo tanto, también cumple con esta condición.

5.7 Diseño de los piñones generadores de torque

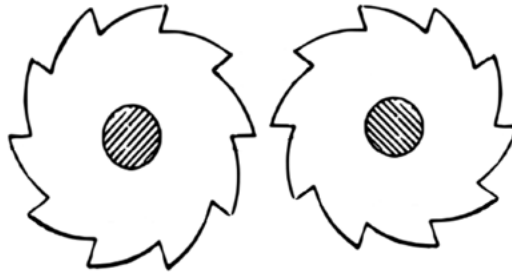
Con el valor de la fuerza del cilindro determinado, se puede calcular el radio del piñón generador de torque, utilizando la ecuación de torque, por seguridad, siempre es recomendable no usar toda la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico, en este caso los $79,130 \text{ [N]}$, por lo tanto, se opta por calcular dicho radio con base al uso de $70,000 \text{ [N]}$, es decir:

$$R_p = \frac{\tau}{F_c}$$

$$R_p = \frac{21,000 \text{ N} \times m}{70,000 \text{ N}} = 0.3 \text{ [m]}$$

Figura 11

Bosquejo de los piñones generador de torque para el enrosque y desenrosque

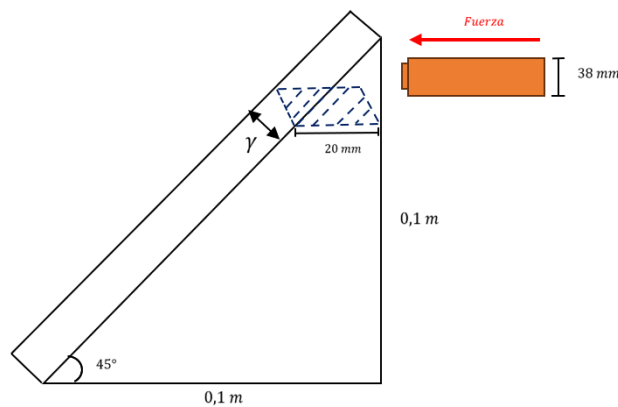


Nota. Bosquejo del piñón generador de torque. Recuperado de Electric Bricks (2011).

Es necesario conocer el grosor del piñón, por lo tanto, nos basamos en las ecuaciones de esfuerzo para así encontrar dicha incógnita, usaremos como punta de referencia el diente del piñón, así:

Figura 12

Diagrama de cuerpo libre del diente del piñón generador de torque



Nota. Elaboración propia

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

Donde:

$F_c =$ Fuerza del cilindro; 70,000 [N]

$A =$ Area de la seccion transversal del diente del piñon; se toma en cuenta la medida del diámetro del vástago del pistón donde la carga distribuida aplica su fuerza equivalente en el centroide.

$S_y =$ Resistencia a la fluencia

$N =$ Factor de seguridad

De estas variables, se desconoce la resistencia a la fluencia y el factor de seguridad, sin embargo, se utiliza una resistencia a la fluencia de 600 [MPa], ya que es la resistencia a la fluencia de un acero promedio para piñones, el piñón estará sometido a altas cargas, por lo mismo, es necesario que el piñón aguante el doble de la carga real que recibirá, por lo que se tomara un factor de seguridad de $N = 2$.⁶

Tenemos que:

$$\frac{70,000 [N]}{0.02 [m] * \gamma} = \frac{600 \times 10^6 [Pa]}{2}$$

$$\gamma = 0.012 [m]$$

Por lo tanto, se tomará un grosor de = 12 [mm].

⁶ Información obtenida de “Engineering Toolbox”, recursos, Herramientas e Información Básica para Ingeniería y Diseño de Aplicaciones Técnicas.

5.8 Modelo CAD y simulación del piñón generador de torque

De acuerdo con los datos encontrados, se diseñó de la siguiente manera el piñón generador de torque:

Selección del material para la fabricación de los piñones

Para la selección del material de fabricación de los piñones generadores de torque haremos uso de la norma ANSI/AGMA 2004-B89, la cual se denomina como el “*manual de materiales de engranajes y tratamiento térmico*”. Según esta norma el acero AISI 4140 tiene la capacidad de soportar las altas cargas y tensiones que se pueden producir en la generación del torque, todo gracias a ser un acero aleado conocido por su durabilidad y resistencia. La capacidad del AISI 4140 para ser tratado térmicamente garantiza un rendimiento óptimo, aumentando la vida útil de los piñones generadores de torque y asegurando un funcionamiento confiable. Las propiedades del material seleccionado se presentan en las siguientes tablas:

Tabla 5

Propiedades del material AISI 4140

Composición química (%)			
C	0.33 - 0.43	Cr	0.80 - 1.10
Mn	0.75 - 1.00	Mo	0.15 - 0.25
Si	0.15 - 0.35	S	0.040 Máx
P	0.035 Máx.		

Dureza de suministro 28 - 32 HRC.

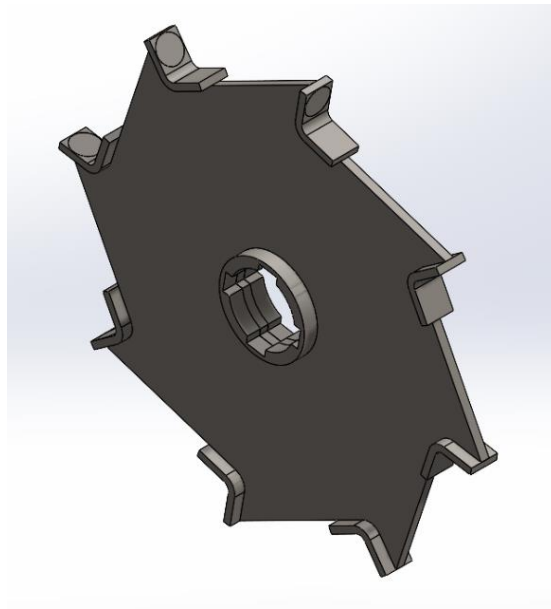
Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	60/70	40	22	50	210/240
Calibrado	70/80	60	14	40	240/260
Bonificado	88/100	75	14	47	260/320

Nota. Acero AISI/SAE 4140. Recuperado de la ficha técnica de la Cía. General de aceros.

Por la resistencia a la tracción del acero, se escoge un acero calibrado el cual nos garantiza un factor de seguridad mínimo de 2.

Figura 13

Diseño de los piñones generador de torque



Nota. Elaboración propia

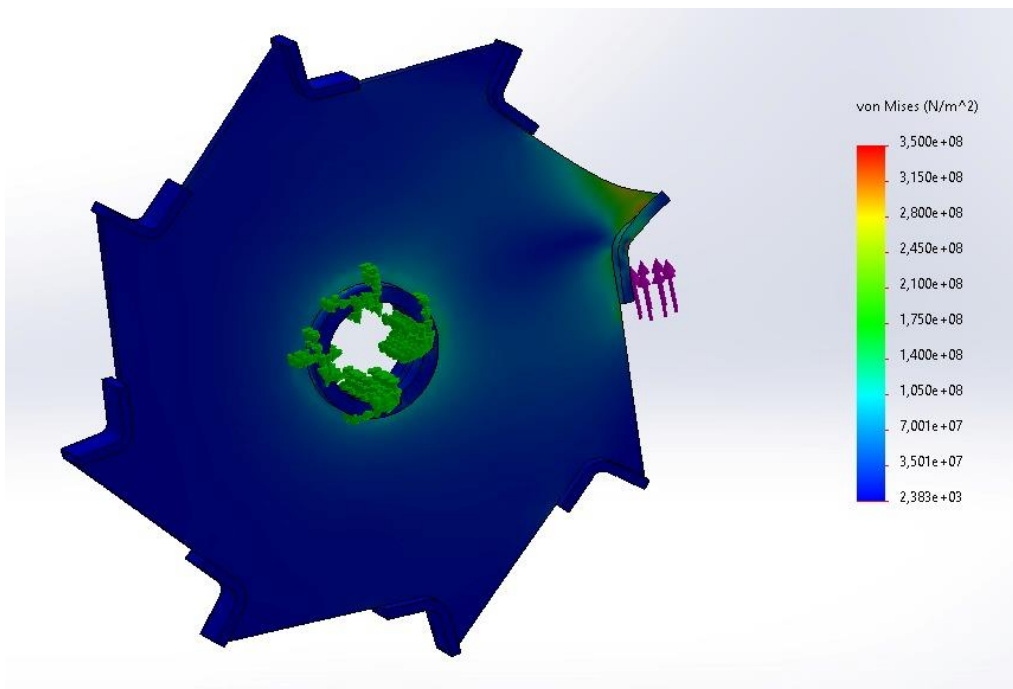
Es importante aclarar que tanto para el enrosque como desenrosque el piñón es el mismo, simplemente se colocan en sentido contrario. Se decide incorporar un cubo al piñón generador de

torque con la finalidad de hacer uso de chaveteros, debido a la importancia del piñón, su función es que fallen antes que el piñón cuando esté sometido ante alguna sobrecarga de fuerza.

Gracias al software SolidWorks realizamos la simulación de esfuerzos en el piñón, el fin de esta simulación es mirar el comportamiento del piñón cuando recibe la carga aplicada por el cilindro hidráulico en sus dientes y así generar el torque deseado para ajustar o desajustar el cilindro hidráulico a trabajar.

Figura 14

Simulación del diseño para el piñón generador de torque



Nota. Elaboración propia

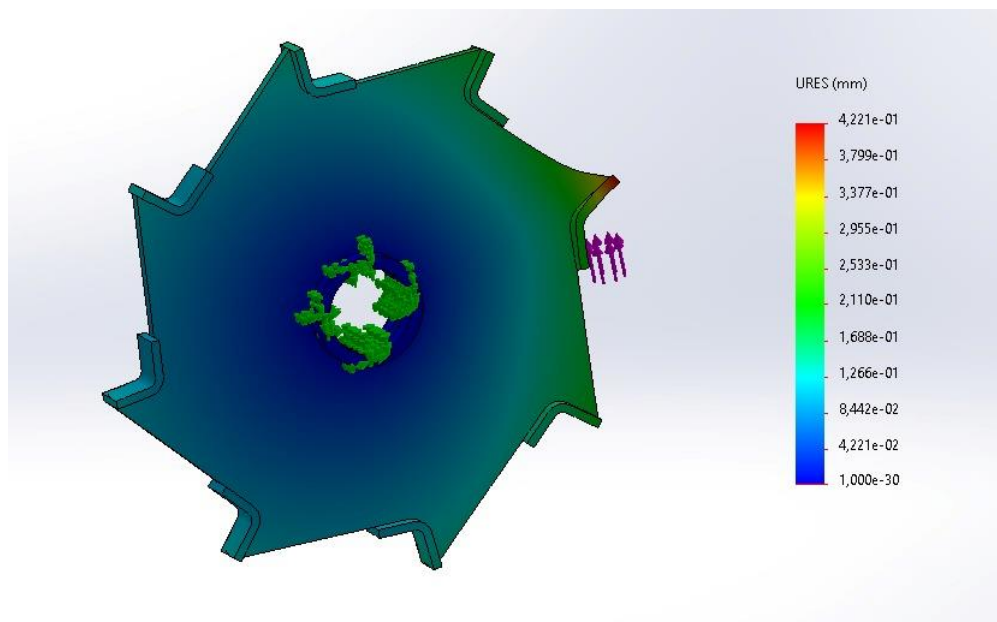
Mirando los resultados mostrados en la simulación de la **Figura 14**, podemos observar que el esfuerzo máximo es de 350 [MPa], esto gracias a la implementación de refuerzos en los

dientes del piñón, debido a la criticidad que estos representan para el sistema, por lo tanto, el material seleccionado es idóneo para esta aplicación.

El piñón sufre deformaciones, por lo que se realiza análisis de deformaciones por medio de simulaciones, este análisis se puede apreciar en la siguiente figura:

Figura 15

Deformaciones del piñón generador de torque



Nota. Elaboración propia

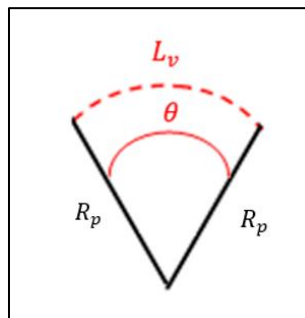
Según la figura el piñón presenta un máximo desplazamiento de 0.4 [mm], es decir que presenta deformaciones pequeñas que no superan el límite elástico.

Apriete por carrera

Es importante saber el avance que debe tener los cilindros hidráulicos para cumplir correctamente su función primordial que es empujar los piñones del sistema bomba manual-cilindro hidráulico.

Figura 16

Apriete por carrera



Nota. Elaboración propia

$$L_v = \theta \times R_p$$

$$\theta = \frac{L_v}{R_p}$$

Siendo:

L_v : Longitud del vástago

R_p : Radio del piñón

$$\theta = \frac{0.4064 [m]}{0.3 [m]}$$

$$\theta = 1.354 [rad]$$

$$\theta = 1.6256 [rad] \left(\frac{180^\circ}{\pi [rad]} \right)$$

$$\theta = 77.62^\circ$$

Por lo tanto, el ángulo de priete o desajuste por carrera será de 77.62° , es decir que se requieren de aproximadamente de 4 carreras para ajustar o desajustar una vuelta.

Fuerzas presentes piñón generador de torque

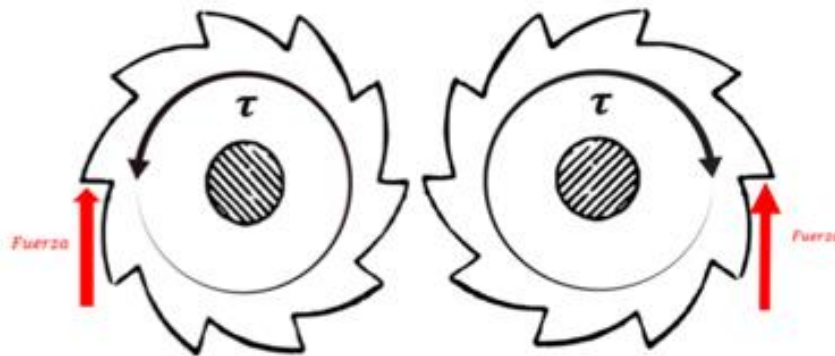
El sistema de palanca presenta dos cargas, una carga por cortante y una carga por flexión; siendo así:

$$\text{Cortante: } 70,000 \text{ [N]}$$

$$\text{Flexion: } 21,000 \text{ [N} \times \text{m]}$$

Figura 17

Bosquejo de diagrama de fuerzas presentes en los piñones



Nota. Bosquejo de fuerzas. Recuperado de Electric Bricks (2011).

5.9 Primer diseño del agarre delantero del cilindro

El sistema de agarre delantero será el responsable de que la rosca del cilindro hidráulico se mantenga asegurada al momento de ejercer el torque necesario en cualquier instante, sea para

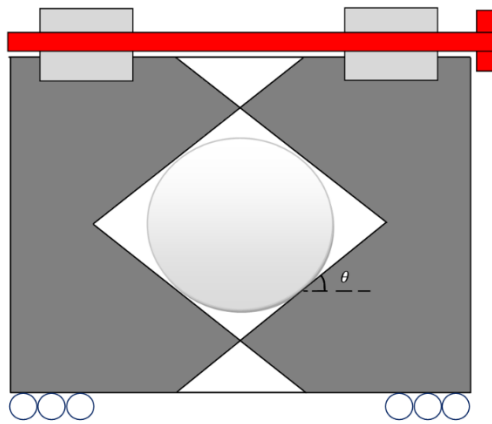
el proceso de arme o bien para el desarme. Para el diseño del sistema de agarre delantero se tomó en consideración los siguientes requisitos:

- Soportar un torque máximo de $21,000 N \times m$, logrando así ningún tipo de deslizamiento.
- Facilidad de sujeción con cilindros hidráulicos de diferentes diámetros de hasta $10 in$.
- Permitir que los cilindros hidráulicos permanezcan alineados al momento de realizar la operación de arme o desarme.

De acuerdo con las consideraciones anteriormente planteadas, en la siguiente figura se muestra el primer diseño.

Figura 18

Primer diseño del sistema de agarre delantero



Nota. Elaboración propia

El funcionamiento del sistema se basa en el accionamiento mecánico de dos abrazaderas, las cuales poseen la libertad de desplazarse horizontalmente, por lo que permite adaptarse a diferentes diámetros. Un perno pasante el cual conecta las dos abrazaderas tanto en la parte superior como en la inferior, actuando como guía para el desplazamiento horizontal requerido.

Para asegurar un agarre completo y eficiente, las abrazaderas o placas de sujeción están diseñadas con una geometría de tipo hexagonal en su parte interna, esta geometría permite maximizar el área de contacto posible con cualquier cilindro de diferente diámetro que se desee trabajar.

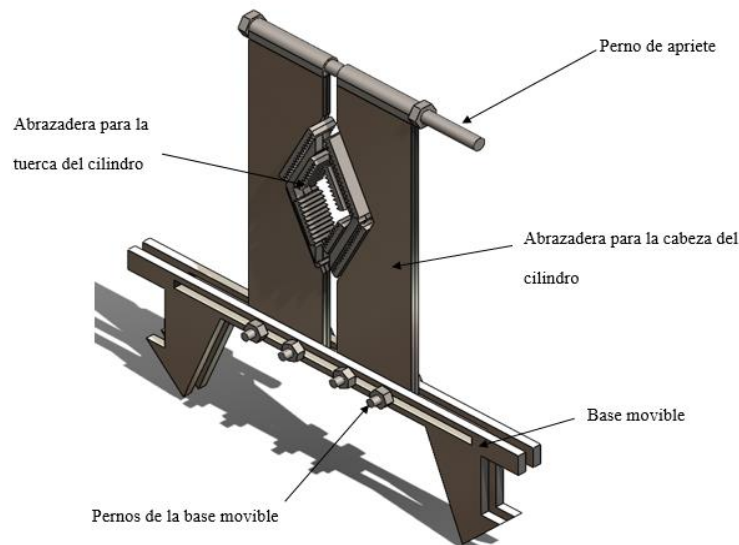
Por otra parte, el apriete se realiza de forma simétrica para cada abrazadera mediante tuercas en el extremo del perno pasante. Estas tuercas ajustan las abrazaderas según el diámetro del cilindro en cuestión, asegurando así su fijación adecuada durante el proceso de trabajo.

Diseño CAD del primer diseño del sistema de agarre delantero del cilindro

Para satisfacer los requerimientos establecidos y siguiendo el sistema de funcionamiento mencionado, se diseñó de la siguiente manera el sistema de agarre delantero:

Figura 19

Diseño CAD del primer diseño del sistema de agarre delantero del cilindro



Nota. Elaboración propia

5.10 Diseño final del sistema de agarre delantero del cilindro

El primer diseño descrito con anterioridad fue presentado a la empresa All machines SAS, se llegó al acuerdo de cambiar el diseño, esto debido a que el uso de los pernos de la base movable podría desgastarlos considerablemente a través del uso, por lo que para el diseño del nuevo sistema de agarre delantero de cilindros hidráulicos se tomó como referencia un mecanismo manual, el cual es utilizado por la empresa para sujetar la tuerca y la tapa de los cilindros hidráulicos.

Figura 20

Mecanismo manual para sujetar la tuerca y la tapa de los cilindros hidráulicos

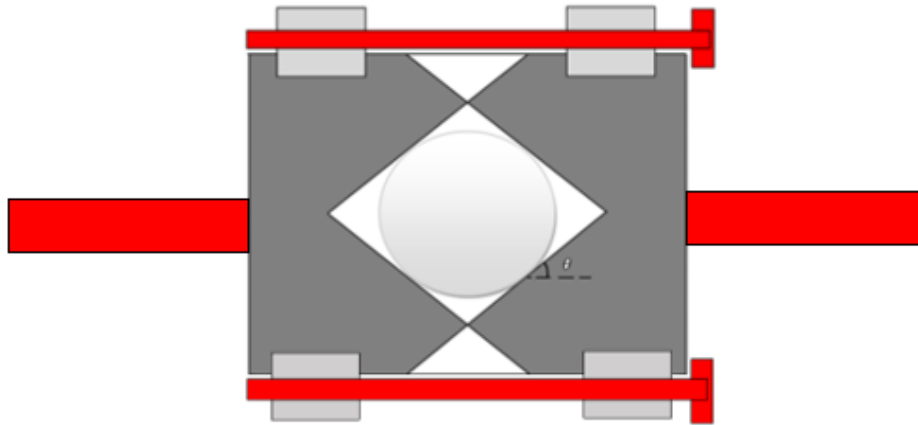


Nota. Foto tomada en la empresa All machines SAS.

De acuerdo con el mecanismo de la figura anterior se decide realizar un nuevo diseño del mecanismo para integrarlo en el banco, se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 21

Dibujo del diseño final del sistema de agarre delantero



Nota. Elaboración propia

El principio de funcionamiento del sistema es parecido al anteriormente planteado pues se basa también en el accionamiento mecánico de dos abrazaderas, las cuales poseen la libertad de desplazarse horizontalmente, lo cual permite adaptarse a diferentes diámetros. Este se diferencia con el anterior sistema en que presenta dos pernos pasantes los cuales conecta las dos abrazaderas tanto en la parte superior como en la inferior, estos actúan como guía para el desplazamiento horizontal requerido. Para asegurar un agarre completo y eficiente, las abrazaderas o placas de sujeción están diseñadas con una geometría de tipo hexagonal en su parte interna, con un tamaño que permite trabajar con cilindros hidráulicos de diferente diámetro.

Esta geometría permite maximizar el área de contacto posible con cualquier cilindro que se desee trabajar. Al lado de cada abrazadera se contará con un eje, el cual estará sujeto a la

estructura del banco de arme y desarme por medio de apoyos y ayudando así con el esfuerzo que el torque genera sobre la abrazadera para el ajuste o desajuste tanto de la tuerca del cilindro hidráulico como su tapa.

Se diseñó dos tipos de agarre, uno para la tapa del cilindro hidráulico y otro para la tuerca de este.

Diámetro de los pernos de ajuste de las abrazaderas

Para llevar a cabo el diseño planteado con anterioridad, es necesario saber el diámetro del perno pasante o perno de ajuste del sistema de abrazaderas, por lo tanto, tenemos los siguientes datos:

$$\tau = 21,000 [N * m] ; \text{ torque máximo aplicado}$$

$$R_c = 0.127 [m] ; \text{ Radio del cilindro de referencia de } 10 [in]$$

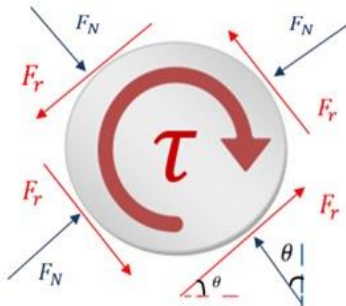
$$\mu = 0.57 ; \text{ Coeficiente de fricción dinámico para la interacción acero-acero}^7$$

Al ser el diseño de abrazaderas que no permitan el deslizamiento de la tapa del cilindro hidráulico, se generan fuerzas de rozamiento y fuerzas normales con respecto a este; teniendo en claro lo anterior se genera el siguiente diagrama de cuerpo libre:

⁷ Información obtenida del libro Serway, R. A., Jewett, J. W., & Perroomian, V. (2000). *Physics for scientists and engineers* (Vol. 2). Philadelphia: Saunders college publishing.

Figura 22

Diagrama de cuerpo libre de la tapa/rosca



Nota. Elaboración propia

Por medio del diagrama de cuerpo libre anterior y aplicando los conceptos de estática, obtenemos las siguientes ecuaciones y datos:

$$F_r = \frac{\tau}{4 \times R_c}; \text{ Fuerza de rozamiento haciendo uso del torque}$$

$$F_r = \mu \times F_N; \text{ Ecuación básica de la fuerza de rozamiento}$$

$\theta = 66.8^\circ$; Angulo de aplicación de la fuerza (medido y tomado como referencia el mecanismo manual que se utiliza en la empresa)

$$F_p = 2 \times F_N \times \sin(\theta); \text{ Fuerza sobre el perno}$$

$$N = 2; \text{ Factor de seguridad }^8$$

$$S_y = 420 \times 10^6 \text{ [Pa]}; \text{ Resistencia a la fluencia del acero estándar para pernos}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N}; \text{ Esfuerzo admisible}$$

⁸ Información obtenida de “Engineering Toolbox”, recursos, Herramientas e Información Básica para Ingeniería y Diseño de Aplicaciones Técnicas.

$\sigma_{adm} = \frac{F_p}{A_1}$; Esfuerzo admisible haciendo uso del área del perno pasante

Gracias a la ecuación de área de la sección transversal del perno pasante, obtenemos el diámetro de este, es decir:

$$A_1 = 2 \left(\frac{1}{4} \times \pi \times D_1^2 \right)$$

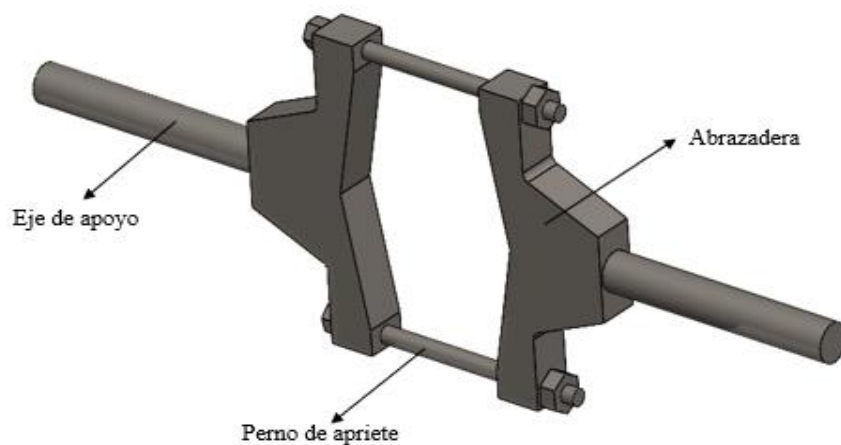
Se multiplica por dos ya que son dos pernos pasantes, por lo tanto, el diámetro de cada perno pasante que permite mantener fija las abrazaderas será de $0.01959 [m] \cong 20 [mm]$

Diseño CAD de los sistemas de agarre delantero del cilindro

Para satisfacer los requerimientos establecidos y siguiendo el sistema de funcionamiento mencionado, se diseñaron de la siguiente manera los sistemas de agarre tanto para la tapa del cilindro hidráulico como para la tuerca:

Figura 23

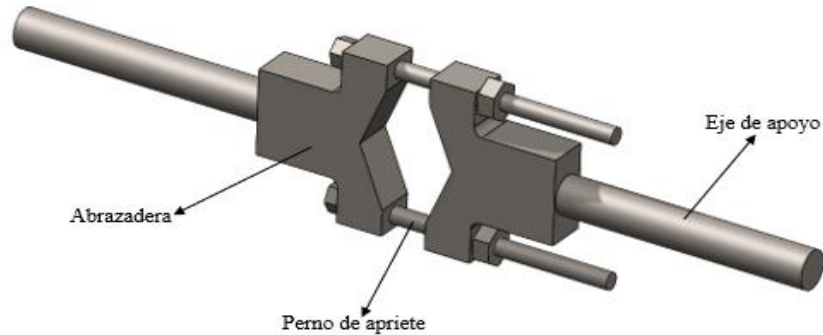
Diseño CAD del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro



Nota. Elaboración propia.

Figura 24

Diseño CAD del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro



Nota. Elaboración propia

Selección del material para la fabricación de las abrazaderas

Para la selección del material en la fabricación de las nuevas abrazaderas utilizaremos el acero AISI 1025, la selección se toma usando como ejemplo el material del mecanismo manual para sujetar la tuerca y la tapa de los cilindros hidráulicos de la empresa.

Las propiedades se pueden mirar en la siguiente tabla:

Tabla 6

Propiedades del material AISI 1025

Property	Temperature	Value
Coefficiente de Poisson	23.0 °C	0.29 [-]
Elongación	23.0 °C	29 %
Límite elástico	23.0 °C	250 MPa
Módulo de cizallamiento	23.0 °C	82 GPa
Módulo elástico	23.0 °C	210 GPa
Resistencia a la tracción	23.0 °C	460 MPa

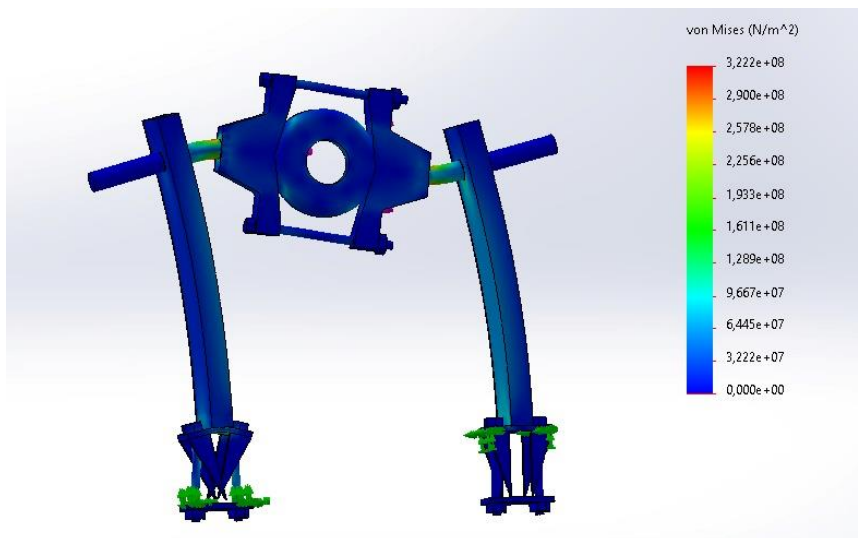
Nota. Acero AISI 1025.

Análisis CAD del sistema de agarre delantero del cilindro

Para realizar el análisis CAD se hizo uso del software de simulaciones SolidWorks, en el cual se colocaron las fuerzas presentes en las abrazaderas y se miró el comportamiento de ambos sistemas:

Figura 25

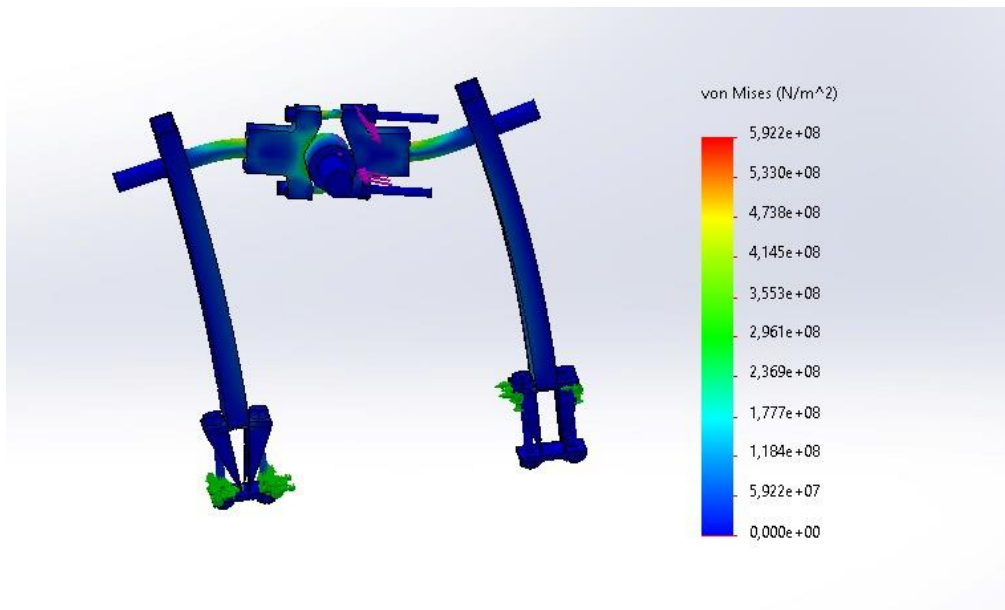
Simulación de esfuerzos del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro



Nota. Elaboración propia

Figura 26

Simulación de esfuerzos del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro

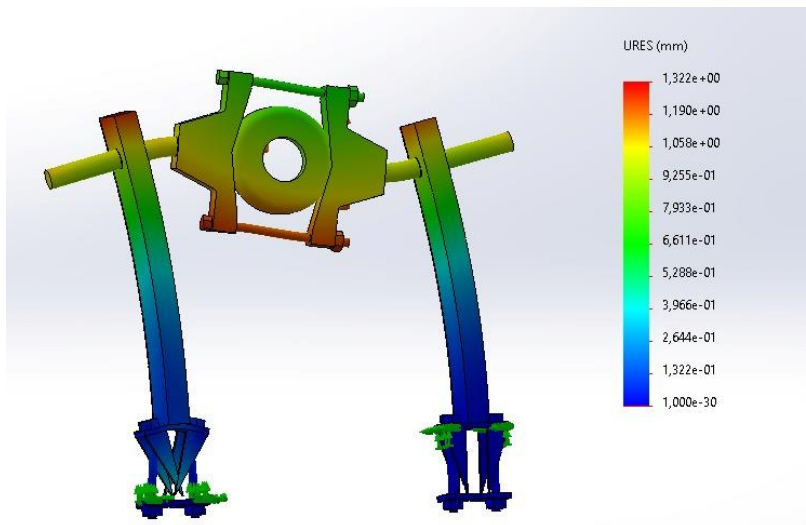


Nota. Elaboración propia

Debido a los resultados mostrados en ambas simulaciones, podemos observar que el esfuerzo máximo del sistema de abrazaderas para la tapa es de [320 MPa] y el sistema de abrazaderas para la tuerca es de [592 MPa] concluyendo así que es más crítico el sistema cuando se aplica el torque sobre la tuerca del cilindro hidráulico. Concluyendo así que la selección del material fue la correcta.

Figura 27

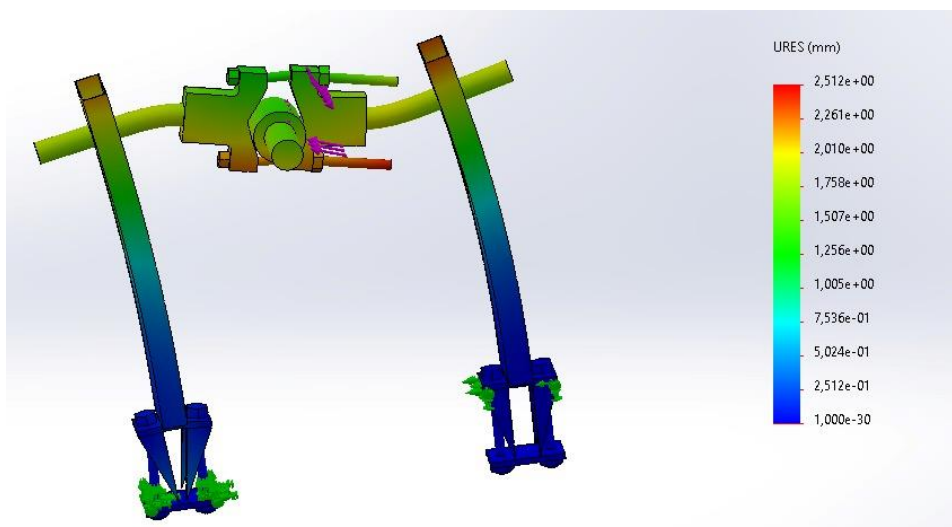
Deformaciones del sistema de agarre delantero para la tapa del cilindro



Nota. Elaboración propia.

Figura 28

Deformaciones del sistema de agarre delantero para la tuerca del cilindro



Nota. Elaboración propia

De acuerdo con las figuras anteriores, las abrazaderas presentan un máximo desplazamiento de 1.3 [mm] para la tapa y de 2.5 [mm] para la tuerca, es decir que presentan deformaciones relativamente pequeñas que no superan el límite elástico.

5.11 Diseño CAD de los apoyos para los cilindros hidráulicos

Durante el proceso de arme y desarme de los cilindros hidráulicos, estos se encuentran en suspensión por lo que es necesario mantenerlos fijos y alineados con el eje central del sistema generador de torque.

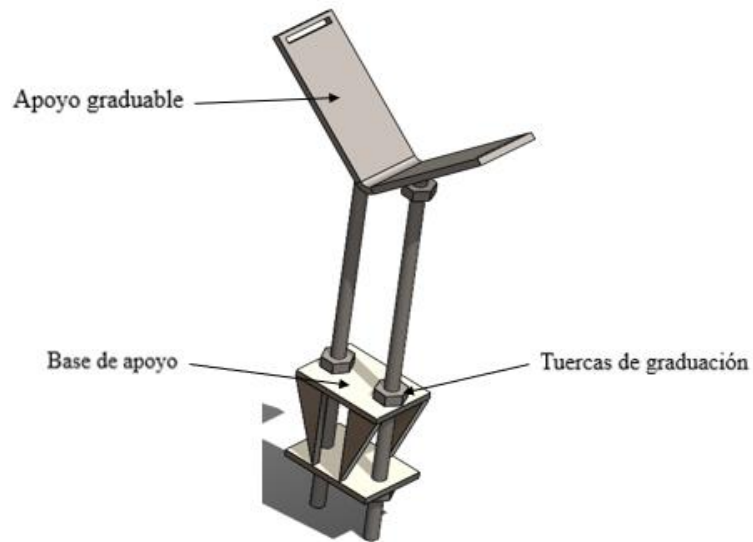
Se establecieron los siguientes parámetros para su funcionamiento:

- Ser apta para cualquier tipo de diámetro de cilindro hidráulico a trabajar, de hasta 10 [in].
- Poseer pernos de graduación que permitan que la base de apoyo se mantenga en su lugar y permitan la alineación del cilindro hidráulico con el eje del sistema generador de torque que se encarga del enrosque o desenrosque del cilindro.
- Diseño de una estructura de soporte robusta y uso de material de alta resistencia para garantizar la durabilidad y capacidad de soportar cargas pesadas.

En relación con los requerimientos planteados y las consideraciones que la empresa nos da a conocer es necesario realizar dos diseños de los apoyos, uno para la tapa del cilindro y el otro para el vástago de este cuando se desarme:

Figura 29

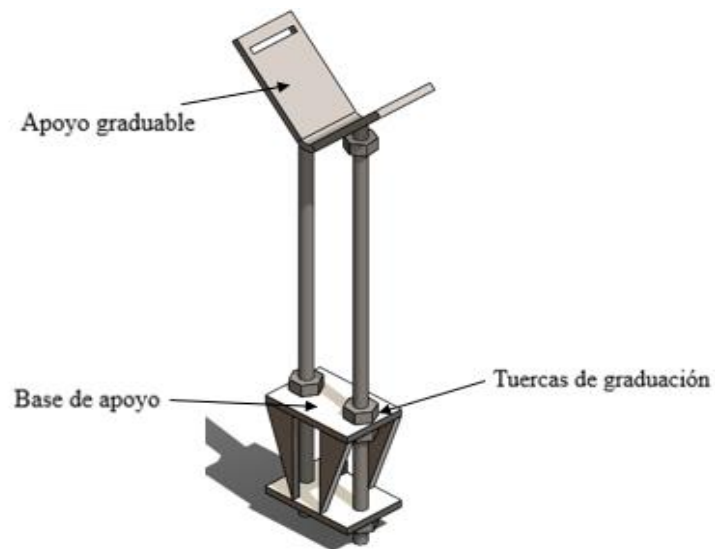
Diseño de los apoyos para la tapa de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia.

Figura 30

Diseño de los apoyos para el vástago de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia

La diferencia entre estos tipos de apoyo es el tamaño de su apoyo graduable, ya que de esta manera es más asequible el mantenimiento y apoyo tanto para la tapa como para el vástago del cilindro hidráulico.

Cálculo de pernos de los sistemas de apoyo

Para el cálculo del diámetro de los pernos del sistema de apoyo tomamos como referencia dos ecuaciones, la ecuación de esfuerzo y la ecuación de factor de seguridad:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

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

Donde:

F = Fuerza que se reposa sobre los apoyos (Peso del cilindro)

A = Área de los pernos de apoyo, en este caso son dos pernos

S_y = Resistencia a la fluencia del acero $420 \times 10^6 [Pa]$; resistencia a la fluencia del acero

estándar para pernos

N = Factor de seguridad

Se igualan las sigmas para tener como la ecuación en términos del diámetro:

$$\frac{F}{2 \times \left(\frac{\pi}{2} \times (D)^2\right)} = \frac{S_y}{N}$$

Donde:

D = Diámetro de los pernos; en este se realizará el cálculo con un diámetro de 20 mm , esto tomando en cuenta su comportamiento con las abrazaderas y así para mirar su influencia sobre el factor de seguridad.

$F = 1,059 (Kg) = 10,388.79 N$; Peso del cilindro

$$N > 3$$

El resultado nos entrega un factor de seguridad mayor a 3 por lo que concluimos que el perno del sistema de apoyo no va a fallar por lo que se puede buscar un perno de menor diámetro o dejarlo de esta medida.

Selección del material para la fabricación de los apoyos

Al igual que en el diseño del sistema de agarre delantero, se utilizará para los apoyos el material AISI 1025 (*Ver tabla 6*). Para los pernos del banco de arme y desarme hacemos uso de la norma ASTM A307, la cual establece los requisitos para pernos, tornillos y elementos de fijación de acero al carbono de grado común utilizados en aplicaciones de construcción y estructurales de baja resistencia, la norma nos permite hacer uso de este mismo acero (AISI 1025) para la fabricación de estos.

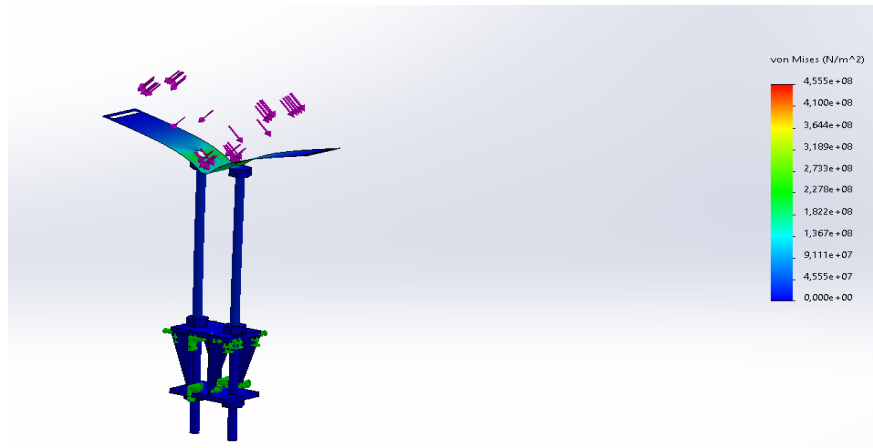
Análisis CAD de los apoyos para los cilindros hidráulicos

Se realiza la simulación de esfuerzos en los apoyos del banco de pruebas, el fin de esta simulación es mirar el comportamiento del apoyo cuando recibe la carga aplicada por el peso del cilindro hidráulico, el peso que se tomó como prueba fue de 500 [Kg] , que es aproximadamente la mitad del peso del cilindro usado como referencia (1,059 [Kg]) el cual posee el torque máximo de 21,000 [Nm] (excavadora 390F L), el peso del cilindro estará distribuido en 4 puntos de apoyo, 2 en los apoyos graduales al colocar el cilindro en el banco y los otros 2 al

momento de ejecutar el ajuste o desajuste que son en el sistema de agarre delantero del cilindro y el ultimo en el sistema de agarre trasero del cilindro.

Figura 31

Simulación de los apoyos para la tapa de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia.

Figura 32

Simulación de los apoyos para el vástago de los cilindros hidráulicos



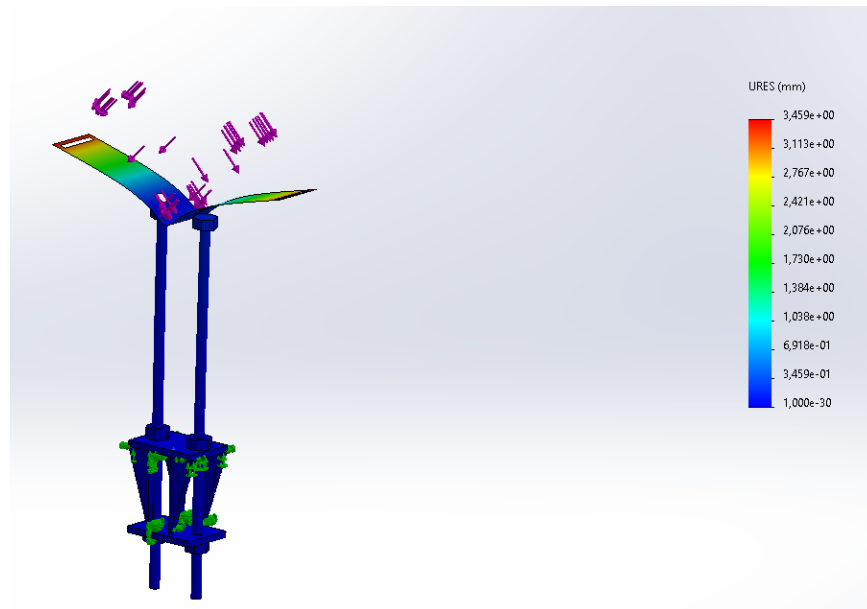
Nota. Elaboración propia

La simulación muestra los esfuerzos a los cuales los apoyos se encuentran sometidos, para el apoyo de la tapa del cilindro el esfuerzo máximo será de 455 [MPa] y para el apoyo del vástago el esfuerzo máximo será de 310 [MPa]. Podemos observar gracias a las simulaciones que los tornillos no muestran criticidad al aplicar dicha carga, pues lo que muestra criticidad es el perfil que se utiliza como apoyo. Los perfiles se visualizan de esta manera ya que para realizar la simulación el programa toma toda la cara del apoyo a pesar de que el contacto del cilindro hidráulico no es así realmente.

Al igual que en los sistemas mecánicos anteriores, se realiza el análisis de deformaciones para ambos apoyos:

Figura 33

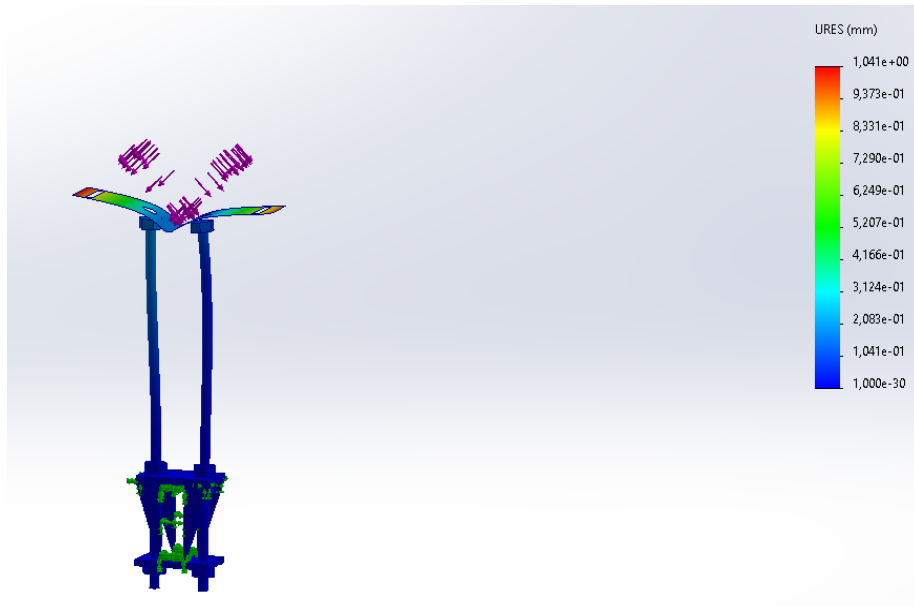
Deformaciones del apoyo para la tapa de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia

Figura 34

Deformaciones del apoyo para el vástago de los cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia

Según las figuras los apoyos graduales presentan un máximo desplazamiento de $3.5 [mm]$ y de $1 [mm]$ para la tapa y el vástago respectivamente. Como fue dicho con anterioridad y se puede observar en las **figuras 33 y 34**, el desplazamiento máximo ocurre en los extremos de cada apoyo, lo cual verdaderamente no ocurre así, sin embargo, podemos guiarnos gracias a la tabla de la derecha de ambas imágenes un valor cercano a la realidad que puede ser de $1 [mm]$ y $0.5 [mm]$ respectivamente.

6. Diseño y análisis del sistema de bajo torque

En esta sección se encuentra el diseño y análisis del sistema de bajo torque, el cual es un sistema que se encargará de terminar de desenroscar el cilindro hidráulico cuando el sistema generador de torque rompa el par máximo de $21,000 N \times m$ o un par de menor magnitud, según sea el caso. Está compuesto por un sistema de poleas con su respectivo motor, dos ejes, el eje de la polea menor y el eje de la polea mayor, el cual está presente tanto en el sistema generador de torque como el sistema de bajo torque, y por último el sistema de agarre trasero, encargado de sujetar por medio de la horquilla, la parte trasera del cilindro hidráulico.

6.1 Selección del motor para el sistema de bajo torque

El sistema generador de torque funciona en torno a dos subsistemas que lo componen, el sistema de alto torque, generado por la bomba manual y un cilindro hidráulico y el sistema de bajo torque, conformado por un sistema de poleas con su correspondiente motor. Para la selección del motor se evaluaron dos alternativas, motor hidráulico y motorreductor. Por lo tanto, se presentarán las respectivas ventajas y desventajas de cada alternativa con el fin de seleccionar la que más se adecua con las necesidades de la empresa.

Motor hidráulico

El motor hidráulico es un componente mecánico que convierte energía hidráulica (caudal y presión) en energía mecánica de rotación (par motor y velocidad). (Hidraoil, 2024)

- El motor hidráulico se caracteriza por generar altos niveles de potencia y par, por lo cual son adecuados para este tipo de aplicaciones ya que requieren fuerzas significativas.

- Es esencial para aplicaciones industriales debido a que permite un control preciso de velocidad y par.
- En comparación a la potencia que estos ofrecen, son más compactos en cuanto a sus equivalentes eléctricos.
- Poseen la capacidad de operar en entornos extremos.
- Necesita de componentes adicionales para su funcionamiento como lo son las válvulas, mangueras y bombas, aumentando así su complejidad y costo.
- Su precio puede ser elevado y requiere de mantenimiento regular, aumentando así los costos operativos.
- No dependen de energía eléctrica directamente sin embargo necesitan de un sistema hidráulico que podría estar sujeto a este tipo de energía.
- La calidad del fluido hidráulico y las condiciones de operación (Contaminación y temperatura) pueden afectar la eficiencia del sistema.

Motorreductor

Es un mecanismo capaz de regular la velocidad de giro de un motor en una máquina para que funcione con un ritmo determinado. Consta de una cadena de engranajes que aplican diferentes velocidades a las piezas giratorias de un motor. (Encarnación Garcia,2024)

- Su costo inicial es bajo comparado con el motor hidráulico y su mantenimiento es bajo ahorrando costos de operación.
- No requieren de componentes adicionales como válvulas y mangueras generando así simplicidad en el sistema.
- De acuerdo con su diseño compacto requieren de menos espacio.

- El motorreductor se caracteriza por ser eficientes en la transición de energía eléctrica a movimiento mecánico.
- Requieren de controles eléctricos para la regulación de par y velocidad.
- En comparativa con el motor hidráulico, el motorreductor no ofrece la misma cantidad de potencia y fuerza en entornos de alta demanda.
- Requieren de una fuente de energía eléctrica para operar, por lo tanto, es una limitación en determinadas aplicaciones.

Se ha realizado un proceso de selección con el fin de evaluar y comparar estas dos alternativas de acuerdo con las necesidades de la empresa. Para dicha selección nos apoyaremos en la matriz de pugh, herramienta usada con anterioridad que nos ayudara de nuevo en la selección de estos motores, donde las valoraciones serán definidas en un intervalo de (1 a 3), donde 1 se toma como valoración baja, 2 como una valoración moderada y 3 como valoración alta, esto con respecto a las demás alternativas.

Tabla 7

Criterio de valoración matriz de pugh

VALORACIÓN	
1	Baja
2	Moderada
3	Alta

Nota. Elaboración propia

Los criterios de evaluación y sus calificaciones se verán representados en la siguiente tabla:

Tabla 8

Matriz de pugh selección de motor

Criterios de evaluación	Motor hidráulico	Motorreductor
Costo inicial	1	3
Facilidad de instalación	1	3
Eficiencia Operativa	3	2
Potencia y par	3	2
Versatilidad	3	2
Costo de mantenimiento	1	3
Espacio requerido	1	3
Precisión y control	3	2
Simplicidad del sistema	2	3
Dependencia de la energía	3	2
TOTAL	21	25

Nota. Elaboración propia

En conclusión, el motor que nos proporciona un equilibrio entre rendimiento y costo es el motorreductor.

6.2 Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor nos guiamos por el catálogo de motorreductores Sumitomo Bevel Buddybox (BBB-H). Teniendo en cuenta que en Colombia la energía domestica es de 110 voltios de corriente alterna a 60 hercios (110V AC, 60 Hz), se selecciona el motorreductor de 3HP con el par de salida que más nos favorece:

Tabla 9

Catalogo motorreductor de 3 HP

3 HP 2.2 kW	Frecuencia		50 Hz	60 Hz
	Velocidad de Entrada		1450 RPM	1750 RPM
	Número de Polos		4	

Dimensiones: Tamaño de Caja		Página	Tamaño de Caja	Página
HZ522		22	HA635	24
HZ523		22	HA635	25
HZ524		22		

50Hz						60Hz						Selección					
Velocidad de Salida (RPM)	Par de Salida		Factor ⁽¹⁾ de Servicio FS	Clase AGMA	Carga en Voladizo		Velocidad de Salida (RPM)	Par de Salida		Factor ⁽¹⁾ de Servicio FS	Clase AGMA	Carga en Voladizo		Código HP	Base		Max Hz ⁽²⁾
	Lbs-pulg	Nm			Lbs	(N)		Lbs-pulg	Nm			Lbs	(N)		Tamaño de Carcasa	Relación	
287	616	69.6	2.50	III	1338	5950	346	511	57.7	3.00	III	1293	5750	3	HZ522	5	120
207	853	96.4			1464	6510	250	706	79.8			1416	6300			7	
145	1221	138			1596	7100	175	1009	114			1554	6910			10	
119	1487	168			1670	7430	143	1230	139			1630	7250			12	
95.1	1859	210			1740	7740	115	1540	174			1706	7590			15	
74.8	2363	267			1783	7930	90.3	1956	221			1763	7840			20	

Nota. Coeficiente de corrección de la potencia. Recuperado del catálogo de motorreductores Sumitomo Bevel Buddybox (BBB-H), pagina 17.

6.3 Selección y cálculo del sistema de poleas

Nos apoyamos en la selección y cálculo del sistema de poleas del catálogo Dunlop de correas de transmisión industrial. Se realiza el cálculo de la relación de torque, entre el torque entregado por el sistema generador de torque y el torque entregado por el motorreductor seleccionado anteriormente:

$$K = \text{Relacion de torque de transmisión} = \frac{\text{Torque polea mayor}}{\text{Torque polea menor}}$$

$$K = \frac{500}{174} = 2.87$$

Determinación de la potencia corregida

El factor de potencia corregida considera los factores como tipo de motor, maquina conducida y horas de servicio, esto a partir de la siguiente ecuación:

$$P_c = P \times F_{cp}$$

Donde:

P_c = Potencia corregida

P = Potencia por transmitir

F_{cp} = Factor de corrección de la potencia

El factor de corrección de la potencia podemos conseguirlo, por medio de la tabla N° 3 página 36 del catálogo de correas Dunlop (*Ver anexo E*):

$$P_c = 3 \times 1.1 = 3.3 \text{ Hp}$$

Determinación de la sección de la correa

La selección de la correa se determina mediante el gráfico N°1 de la página 39 del catálogo de correas Dunlop (*Ver anexo F*), esto en función del rpm de la polea menor y la potencia a transmitir corregida. Debido a que la sección “C” nos ofrece valores no considerables para las poleas, se decide por utilizar la siguiente sección. Por lo tanto, corresponde adoptar la sección “D”.

Elección de los diámetros primitivos de las correas

Para la elección de los diámetros primitivos de las correas, utilizamos la tabla N°2 de la página 33 sección D del catálogo (*Ver anexo G*). En la tabla, entramos con los rpm de la polea menor, (115 rpm), debido a que el valor no está, se debe realizar una interpolación lineal, para así encontrar el rango de potencia de HP corregida que tenemos, es decir:

Tabla 10

Interpolación lineal diámetro primitivos polea menor

RPM POLEA MENOR	HP
100	3,19
115	3,3
150	4,41

Nota. Elaboración propia

Teniendo en cuenta el valor encontrado con anterioridad y con la tabla N°2 de la página 33 sección D, se tiene que el diámetro primitivo de la polea menor es de 317 mm. Conociendo el

diámetro primitivo de la polea menor (d) se obtiene el diámetro primitivo de la polea mayor (D) de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$D = K \times d$$

$$D = 2.87 \times 317 \text{ mm} = 909.79 \cong 910 \text{ mm}$$

Al aumentar el diámetro de la polea, aumenta la vida útil de la correa.

Verificación distancia entre ejes

Cuando la distancia entre ejes no está establecida, se puede determinar de acuerdo con el siguiente criterio, siempre y cuando la constante K se encuentre comprendida entre valores de 1 y 3.

$$l \geq \frac{(K + 1) \times d}{2} + d$$

$$l \geq \frac{(2.87 + 1) \times 317}{2} + 317 = 930.395 \text{ mm}$$

La distancia entre los ejes debe ser mayor o igual a la anteriormente encontrada.

Longitud primitiva de la correa

La longitud primitiva de la correa se determina así:

$$L = 2 \times l + 1.57 \times (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \times l}$$

$$L = 4,012.36 \text{ mm}$$

Según la tabla N°6 página 9 se elige la longitud primitiva nominal de la correa más próxima al valor calculado; esta longitud nominal corresponde a la correa sección "D" N°155.

Factor de corrección de la longitud de la correa

Ya que la frecuencia con que flexiona la correa sobre las poleas inversamente proporcional a su longitud, se debe establecer un factor de corrección del largo (F_{cl}) el cual compensa la prestación base. Para determinar el factor de corrección en función de la longitud de la correa se utiliza la tabla N° 4 de la página 37 del catálogo (*Ver anexo H*).

Ya que nuestro valor de longitud de correa para D155 no se encuentra en la tabla, se procede a realizar una interpolación lineal.

Tabla 11

Interpolación factor de corrección de la longitud de la correa

L.CORREA	Fcl
144	0,9
155	0,915
158	0,92

Nota. Elaboración propia

Para la correa D155 corresponde a:

$$F_{cl} = 0.92$$

Determinación del arco de contacto en grados

$$F_c = 180 - \frac{57 \times (D - d)}{l}$$

$$F_c = 180 - \frac{57 \times (910 - 317)}{930.395} = 143.67^\circ \cong 144^\circ$$

Factor de corrección del arco de contacto

Se determina el factor de corrección en función del arco de contacto. Según la tabla N° 5 página 38 del catálogo (*Ver anexo I*) para 144° corresponde a:

$$F_c = 0.90$$

Velocidad de la correa

La velocidad tangencial, expresada en metros por segundo, se obtiene mediante la siguiente formula:

$$V_t = \frac{\pi \times d \times N}{60 \times 1000}$$

$$V_t = \frac{\pi \times 317 \times 115}{60 \times 1000} = 2 \frac{m}{s}$$

La velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los $30 \frac{m}{s}$, en caso de ser necesarias velocidades superiores, es necesario recurrir a poleas especiales.

Prestación base

La prestación base (P_b) en HP por correa para arco de contacto de 144°, se obtiene de la tabla N° 2 pagina 33 (*Ver anexo J*). Además, se debe agregar una prestación adicional por relación de transmisión el cual figura en la misma tabla (*Ver anexo J*), sin embargo, se debe realizar interpolación lineal al no estar el valor que se requiere:

Tabla 12

Interpolación prestación adicional por relación de transmisión (en HP)

RPM POLEA MENOR	Prestación adicional (Sobre 2.0 y más)
144	0,44
155	0,503
158	0,65

Nota. Elaboración propia.

$$P_{BK} = P_b + \text{Adicional por relacion de transmisi3n}$$

$$P_{BK} = 3.3 + 0.503 = 3.803$$

Potencia efectiva por correa

La obtenemos mediante la siguiente formula:

$$P_e = P_{BK} \times F_{cl} \times F_c$$

$$P_e = 3.803 \times 0,92 \times 0,90 = 3.1488$$

Cantidad de correas

La cantidad de correas necesarias para nuestro sistema de poleas salen de la relación entre la potencia corregida (total a transmitirse) y la potencia efectiva (por correa):

$$\text{Cantidad de correas} = \frac{P_c}{P_e}$$

$$\text{Cant. de correas} = \frac{3.3}{3.1488} = 1.048 \cong 1$$

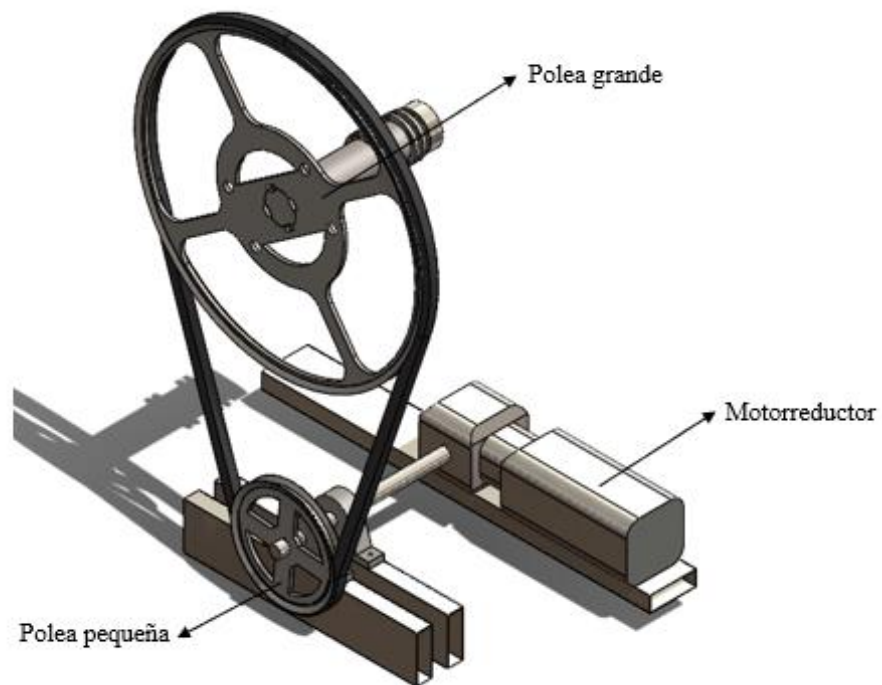
Resultados del calculo

En conclusión, los resultados del cálculo de correas son:

- Tipo de correa = D155
- Cantidad de correas = 1
- Diámetro de la polea conductora = 910 mm

Figura 35

Diseño CAD del sistema de poleas



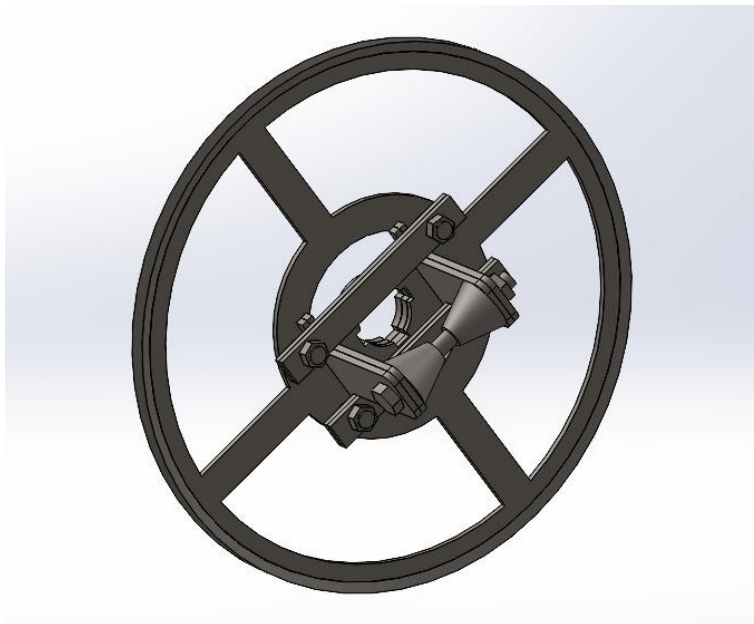
Nota. Elaboración propia

6.4 Diseño sistema de agarre trasero para los cilindros hidráulicos

Para el diseño del sistema de agarre trasero para los cilindros hidráulicos nos basamos en diferentes tipos de agarres que hay en el mercado actual, de los cuales realizamos el siguiente diseño:

Figura 36

Diseño del sistema de agarre trasero



Nota. Elaboración propia

El funcionamiento consiste en dos placas ajustables con conos de apoyo, esto para ajustarse a diferentes tipos de horquillas dependiendo del tipo de cilindro hidráulico permitiendo una forma segura de agarre, estas placas se pueden desplazar para sujetar la horquilla del cilindro hidráulico por medio de un perno ajustable, este sistema va a girar junto con la polea grande aplicando el torque para el ajuste o desajuste del cilindro hidráulico, haciendo parte del sistema de alto torque como el sistema de bajo torque.

Selección del material para el Sistema de agarre trasero

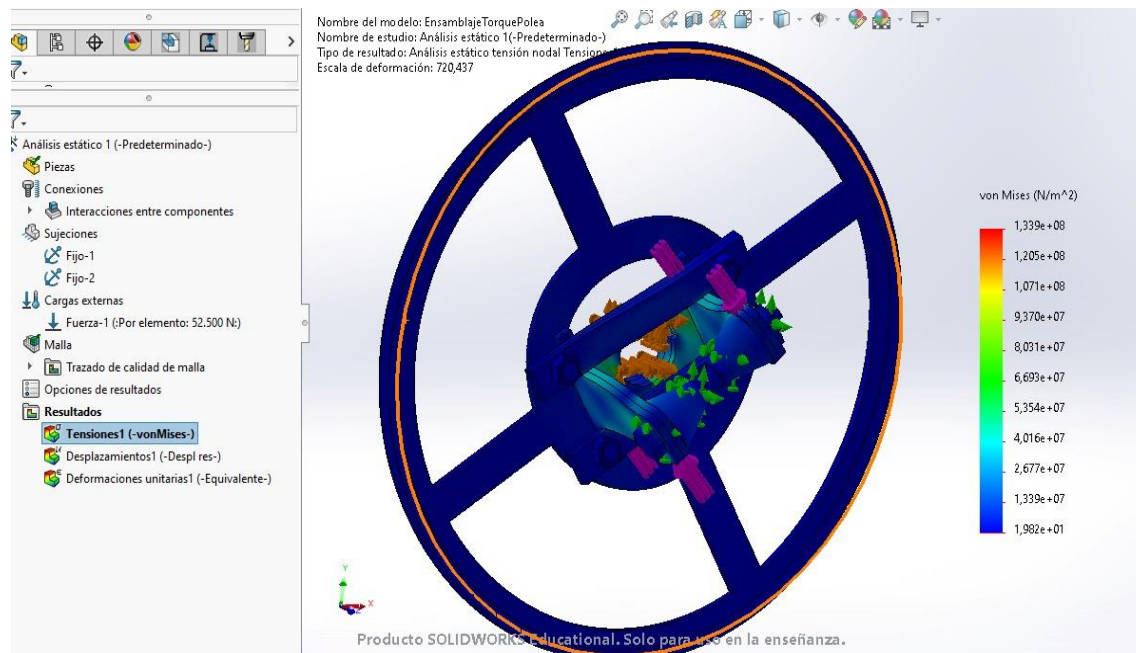
Para la selección del material para el sistema de agarre trasero, haremos uso del material AISI 1025 (*Ver tabla 6*), el cual es un acero ya usado en este proyecto debido a sus propiedades como dureza, elasticidad y durabilidad.

Análisis CAD del sistema de agarre trasero

Se realiza la simulación de esfuerzos en el sistema de agarre trasero, el fin de esta simulación es mirar el comportamiento del agarre cuando está expuesto al torque de $21,000 N \times m$.

Figura 37

Análisis CAD del sistema de agarre trasero

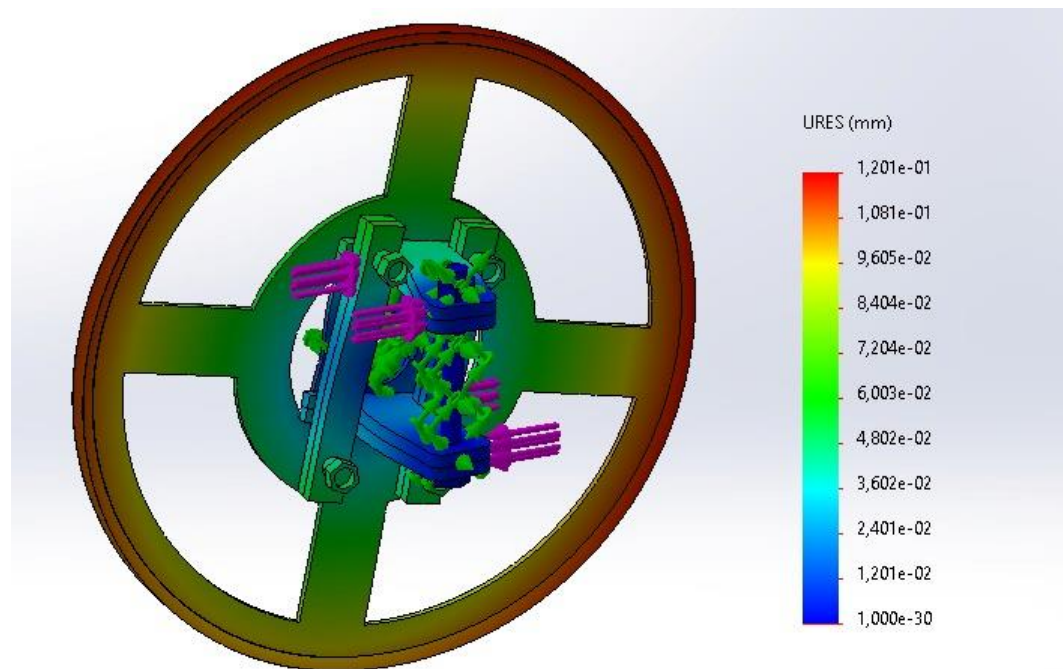


Nota. Elaboración propia

Por medio del sistema de simulación se dispusieron de 4 cargas de $52,500\text{ N}$ a 0.1 m de distancia esto con el fin de representar un torque de $21,000\text{ N} \times \text{m}$. La simulación muestra que el apoyo se encuentra bajo un esfuerzo máximo de 140 [MPa] .

Figura 38

Deformaciones del sistema de agarre trasero



Nota. Elaboración propia

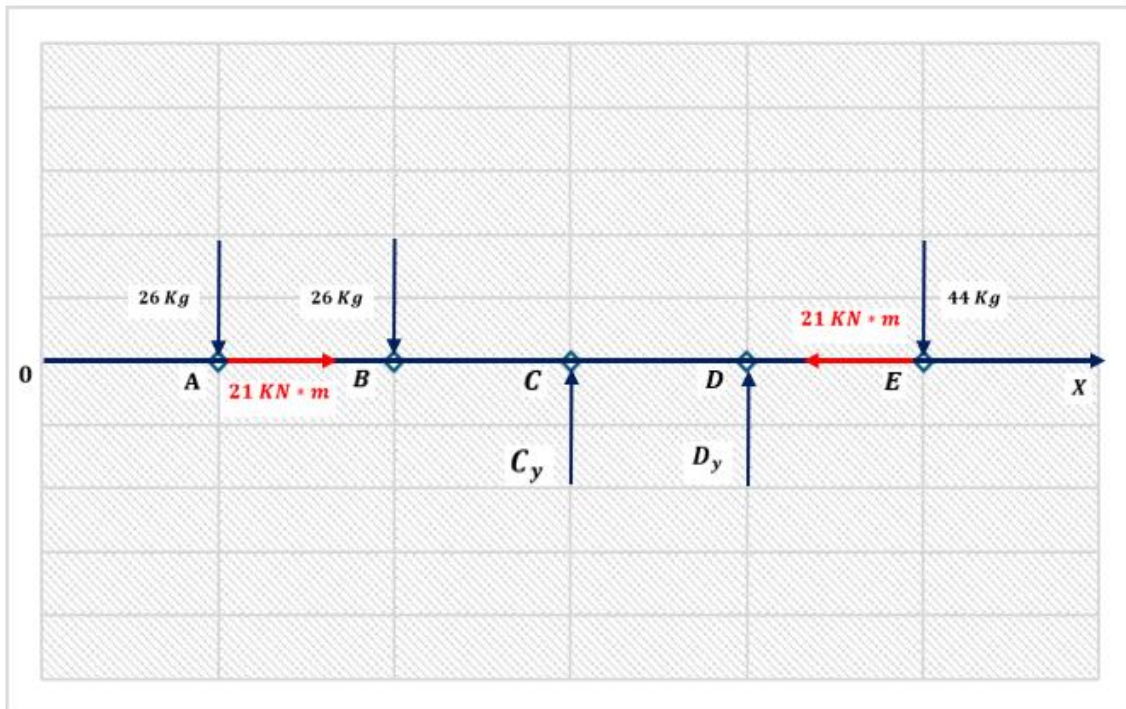
Según la **figura 38** el sistema de agarre presenta un máximo desplazamiento de 0.13 [mm] , es decir que presenta deformaciones pequeñas que no superan el límite elástico.

6.5 Cálculo por fatiga del eje

El banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos presenta un eje en el cual se encuentra reposado tanto el sistema generador de torque como el sistema de polea anteriormente seleccionado, por lo tanto, es importante tener en claro las fuerzas a las cuales estará sometido el eje, estará sometido a la fuerza ejercida por el peso de dos piñones del sistema generador de torque (*Ver Anexo K*) las fuerzas ejercidas por el uso de dos chumaceras (Fuerzas a calcular) y por ultima la fuerza ejercida por el sistema de agarre trasero para los cilindros hidráulicos (*Ver anexo L*).

Figura 39

Diagrama estático del eje



Nota. Elaboración propia

El eje tendrá un diámetro de 100 [mm] y 465 [mm] de longitud, el cual tendrá las siguientes distancias:

- $OA = 60 \text{ mm}$
- $AB = 100 \text{ mm}$
- $BC = 100 \text{ mm}$
- $CD = 100 \text{ mm}$
- $DE = 99 \text{ mm}$
- $EX = 6 \text{ mm}$

El piñón generador de torque pesará 26 [Kg] \rightarrow 255[N] y el peso de la polea grande será de 44 [Kg] \rightarrow 432[N].

Para realizar el estudio de fatiga al eje se debe realizar la estática correspondiente junto con la generación de los diagramas de cortante, flexión y torsión:

$$\sum M_c + \mathcal{U} = 0$$

$$255 \text{ N} \times 0.1 \text{ m} + 255 \text{ N} \times 0.2 \text{ m} + D_y \times 0.1 \text{ m} - 432 \text{ N} \times 0.199 \text{ m} = 0$$

$$D_y = 94.68 \text{ N}$$

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

$$-255 \text{ N} - 255 \text{ N} + C_y + 94.68 \text{ N} - 432 \text{ N} = 0$$

$$C_y = 847.32 \text{ N}$$

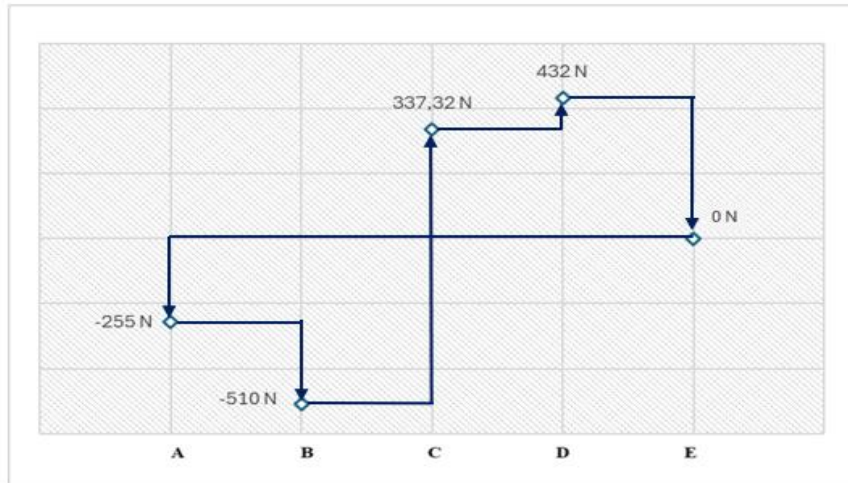
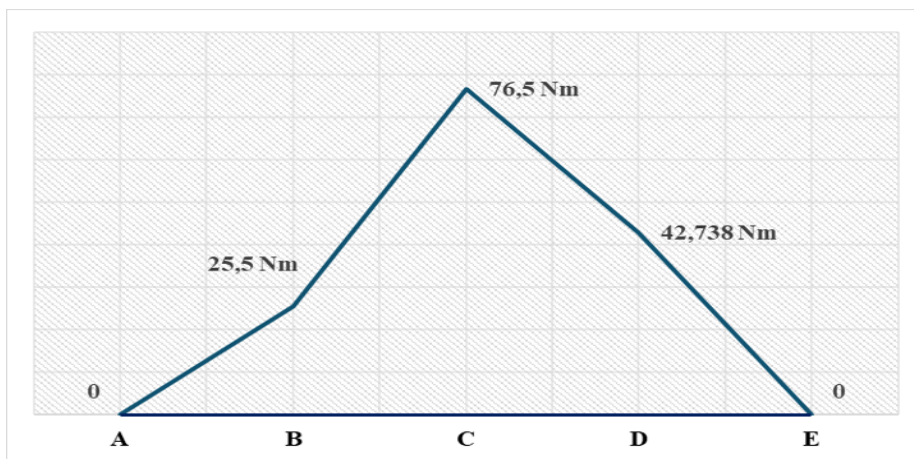
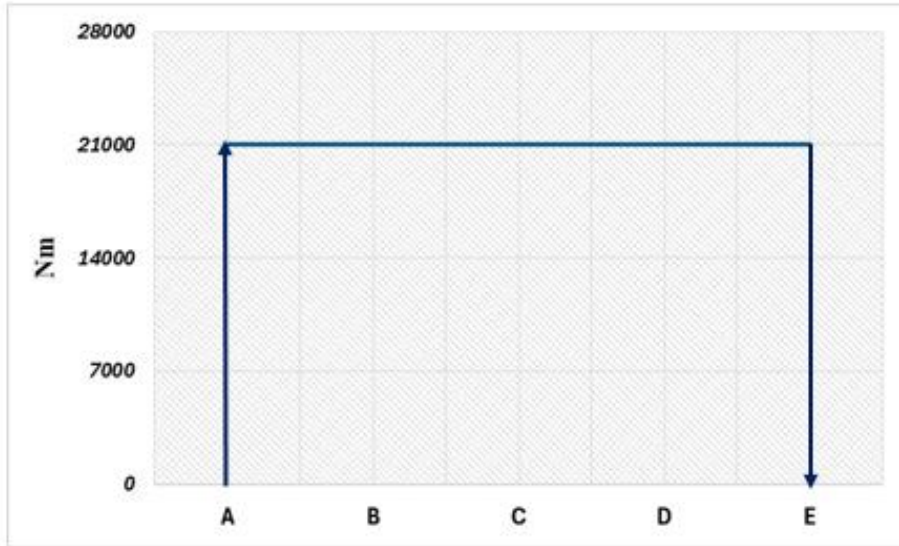
Diagrama de cortante**Figura 40***Diagrama de cortante del eje***Nota.** Elaboración propia**Diagrama de momentos****Figura 41***Diagrama de momentos del eje***Nota.** Elaboración propia

Diagrama de torsión**Figura 42***Diagrama de torsión del eje***Nota.** Elaboración propia

Según el diagrama del cortante y de momentos, se puede identificar a simple vista que el punto “C” es el más crítico, por tal razón, se realiza el cálculo por esfuerzo a flexión y por torsión:

$$\sigma_{flectorx} = \frac{M_{max} \times C}{I} = \frac{76.5 \text{ N} \times \text{m} \times 0.05 \text{ m}}{\frac{\pi}{4} (0.05 \text{ m})^4} = 0.7792 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\tau_{torsor(xy)} = \frac{\tau_{max} \times C}{J} = \frac{21,000 \text{ N} \times \text{m} \times 0.05 \text{ m}}{\frac{\pi}{32} (0.1 \text{ m})^4} = 106.95 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Donde:

 $M_{max} = 51.3 \text{ [N} \times \text{m]} ; \text{ momento máximo del punto crítico "C"}$

c = Distancia hacia el centro de la sección circular (Se toma como el radio de la sección circular)

I = Momento de inercia de la sección circular

J = Momento polar de inercia de la sección transversal circular

Selección del material para el eje del banco de arme y desarme

Desde una perspectiva de diseño, la elección de un material desempeña en un papel fundamental, dado que influye de manera importante en su durabilidad, desempeño, su seguridad y sobre todo el costo de este; por lo tanto, haciendo un estudio de mercado, se decidió usar el acero C1045, esto por diferentes factores tales como:

- Su resistencia alta a la tracción, generando así un rendimiento y funcionabilidad alto.
- Vida útil y confiabilidad, esto ya que al ser un material con gran resistencia mecánica y rigidez nos garantiza la longevidad del producto, además de ser un acero utilizado exitosamente en la industria.
- Versatilidad, el acero C1045 es utilizado en un campo variado de aplicaciones industriales, debido a dureza, resistencia y facilidad en el procesamiento.
- Disponibilidad y costo, el acero C1045 se caracteriza por ser un producto que se encuentra disponible ampliamente en el mercado ingenieril, además de ser un producto más económico en comparación con otros aceros, ayudando así a la reducción de costos de producción.

Tabla 13

Propiedades del acero C1045

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
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

Nota. Aceros ingeniería al carbono. Recuperado de: Compañía General de Aceros S.A. (General de Aceros, 2013)

Análisis del factor de seguridad estático

A partir del esfuerzo a flexión y torsión calculados con anterioridad, utilizamos dos teorías de fallo estático para obtener el esfuerzo equivalente, la teoría de Coulomb-Mohr y la teoría de la energía de distorsión máxima (Von Mises).

Teoría de Coulomb-Mohr

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(\sigma_{flectorx})^2 + 4(\tau_{torsor(xy)})^2} = 213.90 \times 10^6 [Pa]$$

Teoría de la energía de distorsión máxima (Von Mises)

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{(\sigma_{flectorx})^2 + 3(\tau_{torsor(xy)})^2} = 185.25 \times 10^6 [Pa]$$

Se usará el esfuerzo equivalente por medio de la teoría de Coulomb-Mohr, esto debido a que su resultado se considera más conservador para el cálculo del factor de seguridad.

Cálculo del factor de seguridad estático

Para el cálculo del factor de seguridad es importante conocer la resistencia a la fluencia del material seleccionado para el eje, el cual se encuentra en la tabla A20, Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD), del libro de Diseño en ingeniería mecánica del libro de Shigley, pagina 1004 (*Ver anexo M*).

Utilizamos la siguiente ecuación:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{equiv}} = \frac{5.309 \times 10^8 [Pa]}{213.90 \times 10^6 [Pa]} = 2.48$$

Se concluye que al ser el factor de seguridad mayor a 1, el eje no va a fallar por carga estática.

Análisis del factor de seguridad por carga fluctuante

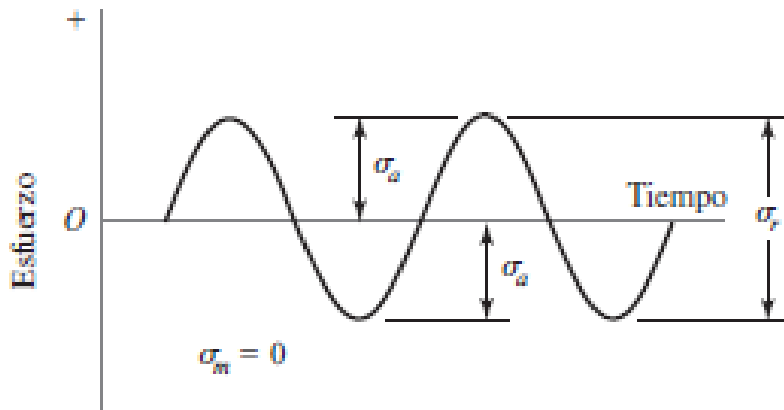
A menudo los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, también ocurren otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan sólo un máximo y sólo un mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes. En consecuencia, $F_{m\acute{a}x}$ y $F_{m\acute{i}n}$ en un ciclo de fuerza se emplean para caracterizar el patrón de la fuerza. También es cierto que al variar por arriba y debajo de alguna línea base resulte igualmente eficaz para caracterizar el patrón de la fuerza (Budynas, 2012, pág. 286).

El eje del banco de arme y desarme se encuentra en constante rotación, cada 180° la deformación será similar tanto abajo del eje como arriba del eje, es decir que por cada 180° grados que el eje gira, va cambiando de una tensión a una compresión la flexión y esto significa

que va cambiando de tensión a compresión exactamente los mismos valores, por lo tanto, si se grafica el esfuerzo con respecto al tiempo tendríamos un esfuerzo completamente invertido, así:

Figura 43

Caracterización de esfuerzo



Nota. Esfuerzo sinusoidal completamente invertido. Recuperado de Budynas (2012, pág. 287).

El eje va a estar sometido a la carga máxima y la carga mínima que se va a generar, donde la fuerza máxima será el avance del cilindro y la fuerza mínima el retroceso de este.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2}$$

Donde:

$$\sigma_{Max} = \sigma_{flectorx}$$

$$\sigma_{Min} = -\sigma_{flectorx}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_m = \frac{0.7792 \times 10^6 [Pa] + (-0.7792 \times 10^6 [Pa])}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{0.7792 \times 10^6 [Pa] - (-0.7792 \times 10^6 [Pa])}{2} = 0.7792 \times 10^6 [Pa]$$

Donde se confirma que el esfuerzo medio en una carga invertida es de cero.

El eje también tiene estará sometido a un torque máximo y un torque mínimo.

$$\tau_{cortante} = \frac{F_{cortante}}{Area} = \frac{432 N}{\frac{\pi}{4} (0.1)^2} = 55.004 \times 10^3 [Pa]$$

Donde la $F_{cortante}$ es la fuerza máxima generada por el diagrama de cortante (*Ver figura 40*)

$$\tau_{max} = \tau_{torsor(xy)} + \tau_{cortante}$$

$$\tau_{max} = 107.005004 \times 10^6 [Pa]$$

$$\tau_{min} = -(\tau_{torsor(xy)} + \tau_{cortante})$$

$$\tau_{min} = -107.005004 \times 10^6 [Pa]$$

Por lo tanto, podemos concluir que τ_{medio} :

$$\tau_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} = 0$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga S_e'

Los valores para la resistencia a la flexión para menos de 10^3 ciclos, depende del tipo de carga, por lo tanto:

$$S_f = 0.9 \times S_u \text{ Para cargas flectoras}$$

Los valores de S_e' para una vida infinita, es decir, más de 10^6 ciclos para los aceros esta dado por:

$$S_e' = 0.5 \times S_u \text{ para valores de } S_u \leq 200 \text{ ksi}$$

$$S_e' = 100 \text{ Kpsi} * Su \text{ para valores de } Su > 200 \text{ ksi}$$

Donde S_u es la resistencia última del material.

Para encontrar el valor de S_u necesario de acuerdo con el material seleccionado, C1045, hacemos uso de la literatura, basándonos en la Tabla A20 del libro de Diseño en ingeniería mecánica del libro de Shigley, pagina 1004. (*Ver anexo M*)

De acuerdo con la tabla anteriormente mencionada, el valor de S_u será de 91 Ksi, es decir de 630 [MPa].

Por lo tanto, los valores de S_f y de S_e' será respectivamente:

$$S_f = 0.9 \times 630 \text{ [MPa]} = 567 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$S_e' = 0.5 \times 630 \text{ [MPa]} = 315 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Factores de corrección a la fatiga bajo condiciones reales

El valor de la resistencia a la fatiga del material bajo las condiciones reales S_e , se determina de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$S_e = K_S K_d K_L K_t K_c K_m S_e'$$

Donde S_e es el límite de endurecía más cercano a la realidad.

Calculo factor K_s

El factor K_s conocido como factor de acabado superficial de la zona critica, se obtiene de acuerdo con la gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión, a partir de los datos recolectados en el artículo “Society for Experimental Stress Analysis” por

C.J. Noll y C. Lipson y reproducidos por O.J. Horger en “Metals Engineering Design ASME Handbook”, se puede representar así:

$$K_s = a \times S_{ut}^b$$

Donde S_u es la resistencia mínima a la tensión (escogido anteriormente) y los valores de a y b se encuentran en la tabla 6-2 del libro de Diseño en ingeniería mecánica del libro de Shigley, pagina 274 (*Ver anexo N*).

Los ejes en su mayoría se realizan por medio de maquinado o laminado en frio, por lo tanto:

$$K_s = 4.51 \times (630)^{-0.265} = 0.82$$

El valor de K_s será de 0.82.

Calculo factor K_d

El factor K_d conocido como factor de corrección por tamaño, depende del diámetro del área circular de la sección transversal critica. Este factor de tamaño se evaluó en estudios de datos para flexión y torsión, donde el factor se puede expresar de la siguiente manera:

Figura 44

Resultados para el factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Nota. Resultados para el factor de tamaño. Recuperado de Budynas (2012, pág. 276).

Para cargas axiales no hay efecto de tamaño por lo tanto $K_d = 1$, sin embargo, para este caso no aplica.

Al tener un diámetro de 100 *mm*, la ecuación será:

$$K_d = 1.51 * (d)^{-0.157} = 0.74$$

El factor de tamaño correspondiente será de $K_d = 0.74$.

Calculo factor K_L

El factor de modificación de la carga o factor K_L , será de un valor de $K_L = 1$; esto debido a que el eje estará sometido a cargas flectoras.

Calculo factor K_t

El factor de temperatura se obtiene dependiendo de la temperatura de trabajo a la cual está sometida el sistema de eje en cuestión, tenemos que:

$$K_t = \frac{620}{460 + (T \text{ en } ^\circ\text{F})}; \text{ Para } T \geq 160 \text{ } ^\circ\text{F} \cong 71^\circ\text{C}$$

$$K_t = 1; \text{ Para } T < 160 \text{ } ^\circ\text{F} \cong 71^\circ\text{C}$$

Por lo que el eje no estará sometido a temperaturas mayores a 71 °C, ya que estará sometido a temperaturas ambiente, por lo que el factor de temperatura será de 1.

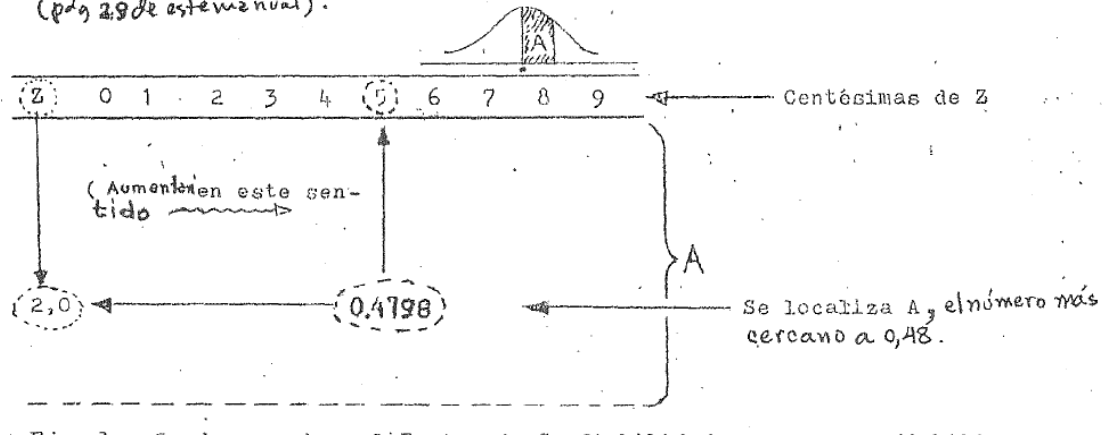
Calculo factor K_c

Para el cálculo de factor de confiabilidad, se requiere del uso del siguiente diagrama, el cual se encuentra en la página 12 del libro calculo para Fatiga de Alfredo Parada, además del uso de las siguientes dos ecuaciones.

Figura 45

Curva de Gauss para el cálculo del factor de confiabilidad

"Mechanical Engineering Design", Second Edition, Joseph E. Shigley, Apéndice.
(pág. 29 de este manual).



Nota. Valores para el factor de tamaño. Recuperado de Parra (1990, pág. 12).

$$A = [(\% \text{ de conf. exigida} - 50\%)]$$

$$K_c = 1 - 0.08Z$$

Para el cálculo de este factor es necesario partir de un % de confiabilidad exigida, en este caso al tener el eje presentes cargas flectoras se da un porcentaje de 90%.

Para saber el factor de confiabilidad para una desconfianza del 90% se tiene que:

$$A = (0.90 - 0.50) = 0.40$$

A partir del dato anterior calculado, se hace uso de la curva de Gauss de la **figura 45** y la tabla A-14 del libro de Fatiga anteriormente mencionado (**Ver anexo O**), en el cual se localizado el número más cercano a 0.40; para este caso aparecer en la tabla entre las columnas 8 y 9, por lo cual se puede tomar aproximadamente las centésimas de Z como 0.085.

En la horizontal se localiza un Z=1.2, luego el verdadero valor de Z será:

$$Z = 1.282$$

Por lo tanto:

$$K_c = 1 - 0.08 \times (1.282) = 0,9$$

El valor del factor K_c será de 0,9.

Calculo factor K_m

El factor K_m o factor de efectos varios, tiene como propósito tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia la fatiga debido a otros efectos, como metalizado por aspersión, frecuencia cíclica o corrosión entre otros, por lo general estos factores no siempre están disponibles, sin embargo, es importante tenerlos en cuenta si presentamos estos efectos, debido a que el eje en cuestión no está sometido a estos procesos se toma el factor de efectos varios como $K_m = 1$.

Al conocer todos los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga entonces tenemos que:

$$S_e = K_S K_d K_L K_t K_c K_m S_e' = 172.0278 \times 10^6 [Pa]$$

Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca (K_f y K_{fs})

Las irregularidades o discontinuidades como lo son los orificios, chaveteros, muescas entre otros, intensifican de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata a la discontinuidad. En el caso de nuestro eje, este presenta 4 chaveteros por lo tanto presenta concentradores de esfuerzos a la muesca, para saber el valor de K_f , K_{fs} nos ayudamos de la literatura, del libro calculo para Fatiga de Alfredo Parada, pagina 25 (*Ver anexo P*).

El factor K_f y K_{fs} será de 1.3.

Cálculo del factor de seguridad para una vida infinita

Para el cálculo del factor de seguridad para vida infinita utilizamos el criterio de Soderberg-Mohr por medio de la siguiente ecuación.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{medio}}{S_y} + \frac{K_f \times \sigma_{alterno}}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{\tau_{medio}}{S_y} + \frac{K_{fs} \times \tau_{maximo}}{S_e}\right)^2}$$

$$\frac{1}{N} \cong 1.62$$

$$N \cong 0.62$$

El eje falla para vida infinita por lo tanto se requiere realizar el estudio del factor de seguridad para una vida finita.

Factor de seguridad para una vida finita (N_t)

Para calcular la resistencia a la fatiga de un material a un numero de ciclos en específico lo determinamos por medio de la ecuación:

$$S_f = a \times N^b$$

Donde los factores a y b están determinados por:

$$a = \frac{(f \times S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f \times S_{ut}}{S_e}\right)$$

Donde:

f : Es el factor de fracción de resistencia a la fatiga al material a determinado S_{ut} del material

(Ver anexo Q)

S_{ut} : Es la resistencia a la tensión del material **(Ver anexo M)**

Por lo tanto, tenemos que:

$$a = 1,706.39 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$b = -0.166$$

Con estos valores encontrados de a y b, se realiza el análisis para 10^3 y 10^4 ciclos.

Cálculo de S_f para 10^3 ciclos

$$S_f = 1,706.39 \times 10^6 \text{ [Pa]} \times (10^3)^{-0.166} = 542.099 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Cálculo de S_f para 10^4 ciclos

$$S_f = 1,706.39 \times 10^6 \text{ [Pa]} \times (10^4)^{-0.166} = 369.89577 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Cálculo del factor de seguridad para una vida finita

Para el cálculo del factor de seguridad para vida infinita utilizamos el criterio de Soderberg-Mohr modificado, donde se cambia el factor de la resistencia a la fatiga del material bajo las condiciones reales (S_e) por el valor de la ecuación del componente mecánico real (S_f):

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{medio}}{S_y} + \frac{K_f \times \sigma_{alternativo}}{S_f}\right)^2 + 4\left(\frac{\tau_{medio}}{S_y} + \frac{K_{fs} \times \tau_{maximo}}{S_f}\right)^2}$$

N para 10^3 ciclos

$$\frac{1}{N} = 0.513$$

$$N \cong 2$$

N para 10^4 ciclos

$$\frac{1}{N} = 0.752$$

$$N \cong 1.32$$

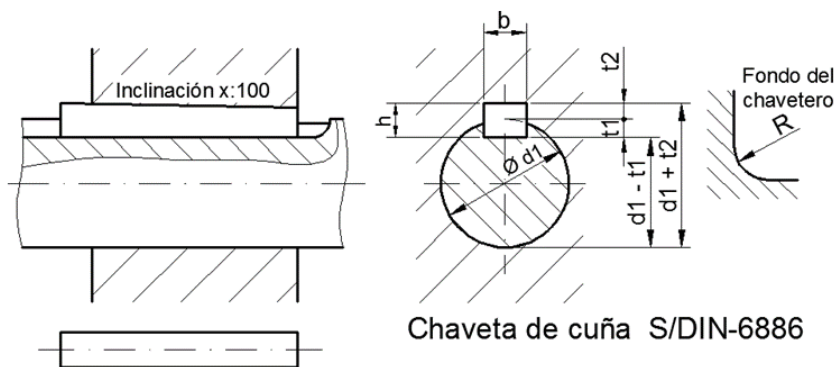
El eje será diseñado para tener una vida útil finita de 10^3 ciclos, debido a su alto factor de seguridad. Además, el sistema de torque alto permitirá que el eje dé un máximo de una vuelta durante los desajustes, lo que implica un uso reducido durante la semana de trabajo.

6.6 Diseño y calculo resistente de las chavetas

La chaveta deberá permitir la transmisión de potencia utilizada para el sistema de torque, asegurando de esta manera que las piezas del sistema se mantengan alineadas y juntas, esto compromete a que la chaveta este bajo dos posibles mecanismos de fallo: fallo por cizallamiento y fallo por aplastamiento. A partir de la **figura 46** se esquematiza las dimensiones de una chaveta.

Figura 46

Diagrama de chaveta paralela DIN-6886



Nota. Chaveta paralela según la norma DIN-6886. Recuperado de Rodríguez (2019).

Debido al alto torque al cual se encuentra sometido las chavetas, se decide utilizar el mismo acero que el eje, acero AISI 1045 (*Ver tabla 13*) para la fabricación de estas.

Diseño y cálculo de chavetas para el eje

Se utilizará nuevamente la ecuación de esfuerzo admisible en el diseño de las chavetas de la siguiente manera:

$$\sigma_{adm} = \frac{s_y}{N}$$

Donde:

σ_{adm} : Esfuerzo admisible

$N = 1.5$: Factor de seguridad⁹

sy: Resistencia a la fluencia del acero en cargas axiales ($655 \times 10^6 [Pa]$)

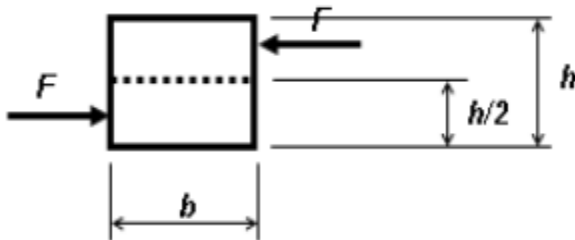
$$\sigma_{adm} = \frac{655 \times 10^6 [Pa]}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = 437 \times 10^6 [Pa]$$

Haciendo uso de la bibliografía, obtenemos por medio del libro Diseño de máquinas II de Hernán Rojas, la tabla 1-7 para chavetas y chaveteros de diseño según la norma DIN-6886 de 1946 (*Ver anexo R*), los siguientes valores:

Figura 47

Dimensiones de la chaveta



Nota. Cálculo resistente de chavetas. Recuperado de Mecapedia (2014).

⁹ Se toma un factor de seguridad menor al factor de seguridad del eje para afirmar que en caso tal de falla, sea el chavetero el que falle, además se realizó uso de la literatura para asentar el uso de este valor para el factor de seguridad.

Universidad Nacional Autónoma de México. (s.f.). *Cunas y pasadores*. Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, UNAM. Recuperado de http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/Cunas_y_pasadores.pdf

F = Fuerzas presentes en la chaveta

$b = 0.028 [m]$ Base de la chaveta

$h = 0.016 [m]$ Alto de la chaveta

Longitud de las chavetas por aplastamiento

La chaveta estará expuesta a tensión por compresión sobre sus caras laterales, la tensión por aplastamiento no tendría que superar la tensión admisible por compresión, por lo tanto, para evitar dicho fallo, la longitud necesaria será:

$$L_{aplast} = \frac{4 \times \tau}{\sigma_{adm} \times b \times D_e}$$

Siendo:

$\tau = 21,000 [N * m]$; Torque máximo aplicado

$\sigma_{adm} = 437 \times 10^6 [Pa]$; Esfuerzo admisible

$b = 0.028 [m]$; Distancia base de la chaveta

$D_e = 0.1 - \frac{h}{2} [m]$; Diámetro del eje menos la mitad del alto de la chaveta

$$L_{aplast} = \frac{4 \times 21,000 [N * m]}{437 \times 10^6 [Pa] \times 0.028 [m] \times 0.092 [m]}$$

Dando como resultado una longitud por aplastamiento de; $L_{aplast} = 0.07468[m]$.

Longitud de las chavetas por cizallamiento

Se genera una fuerza de corte sobre la chaveta la cual tendrá tensiones en dicha sección, utilizando el criterio de Tresca para el dimensionamiento, la longitud necesaria para evitar el fallo por corte será:

$$L_{cizamt} = \frac{4 \times \tau}{\sigma_{adm} \times h \times D_e}$$

Por lo tanto:

$$L_{cizamt} = \frac{4 \times 21,000 [N \times m]}{437 \times 10^6 [Pa] \times 0.016 [m] \times 0.092 [m]}$$

Dando como resultado una longitud por cizallamiento de; $L_{cizamt} = 0.1307 [m]$.

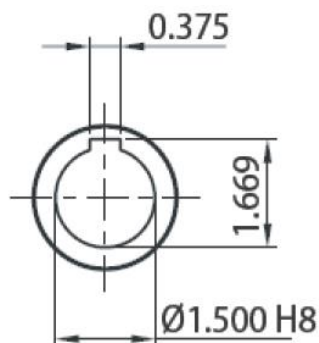
De acuerdo con los resultados, se considera más conservador utilizar la longitud por cizallamiento, por lo que se utilizarán 4 chavetas, es decir que cada chaveta tendrá una longitud de aproximadamente $36 [mm]$, esto para cada elemento que se reposará sobre el eje.

Diseño y cálculo de chavetas para el eje bajo del motorreductor

Utilizando como ejemplo el cálculo de las chavetas del eje y las dimensiones del motorreductor, tenemos que:

Figura 48

Dimensiones chavetero motorreductor



Nota. Dimensiones en pulgadas del motorreductor. Recuperado del catálogo de motorreductores Sumitomo Bevel Buddybox (BBB-H), pagina 22.

$\tau = 174 [N \times m]$; Par de salida del motorreductor

$b = 0.009525 [m]$ Base de la chaveta

$h = 0.0085852 [m]$ Alto de la chaveta

$D_e = 0.0381 - \frac{h}{2} [m]$; Diámetro del eje menos la mitad del alto de la chaveta

Longitud de las chavetas por aplastamiento

$$L_{aplast} = \frac{4 \times 174 [N \times m]}{437 \times 10^6 [Pa] \times 0.009525 [m] \times 0.03381 [m]}$$

Da como resultado una longitud por aplastamiento de; $L_{aplast} = 0.00495 [m]$.

Longitud de las chavetas por cizallamiento

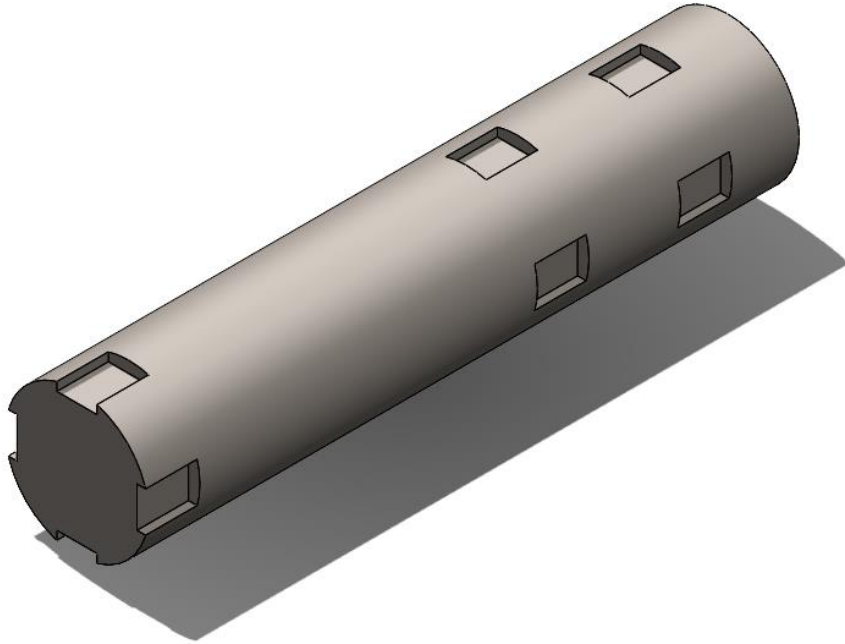
$$L_{cizamt} = \frac{4 \times 174 [N \times m]}{437 \times 10^6 [Pa] \times 0.0085852 [m] \times 0.03381 [m]}$$

Se tiene como resultado una longitud por cizallamiento de; $L_{cizamt} = 0.005492 [m]$.

Conforme con los resultados, de igual modo en este caso se considera más conservador utilizar la longitud por cizallamiento, por el tamaño del eje se utilizará 2 chavetas, una para la polea menor y otra para el motorreductor, es decir que las chavetas por normalizado se aproximan a una longitud de $\cong 12 [mm]$.

Figura 49

Modelo CAD del eje del sistema generador de torque



Nota. Elaboración propia

7. Diseño y análisis de la estructura

Para realizar el diseño y análisis estructural del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos es necesario establecer parámetros para su funcionamiento, como:

- Soportar una carga máxima de hasta 3 toneladas, esto de acuerdo con los requerimientos planteados por la empresa Allá Machines S.A.S. Esta carga representa el total de los pesos que irá en el banco de pruebas, contando el cilindro hidráulico a trabajar en ese momento.
- Tendrá una longitud de trabajo de 6 [m], además de tener el suficiente espacio de ancho para trabajar cilindros hidráulicos de diferentes diámetros, de hasta 10 [in].
- Deberá permitir la extensión longitudinal de cada sistema perteneciente del banco de arme y desarme. Esto debido a que es de vital importancia que el banco sea flexible a al momento de trabajar con cualquier tipo de longitud y diámetro de cilindros hidráulicos, para así obtener el alcance propuesto al inicio del proyecto.

7.1 Selección del tipo de perfil de la estructura del banco de arme y desarme

Al momento de realizar la selección del tipo de perfil fue necesario e importante tener en cuenta la literatura, el mercado, los materiales y perfiles que este nos puede ofrecer para de esta manera hacer una selección conservadora e inteligente que nos permita generar menos costos al instante de la construcción.

En el artículo de Guerrero et al. (2009) Análisis de vigas tubulares de acero estructural sometidas a flexión biaxial mediante la teoría del daño concentrado (Artículo de investigación de la revista internacional de métodos numéricos para calculo y diseño en ingeniería, Universidad

Lisandro Alvarado & Universidad de los Andes, Venezuela) se desarrolló un modelo matemático basado en la teoría del daño concentrado, que permite predecir el grado de deterioro de 3 vigas de sección diferentes, cuadrada, rectangular y circular, de acero estructural de pared delgada sometidas a flexión biaxial. Se concluyó que la sección rectangular mostraba mejores resultados en la resistencia al pandeo local respecto a las demás secciones en la teoría del daño concentrado, la cual permite describir con aceptable precisión el comportamiento de elementos tubulares de acero sometidos a flexión biaxial, además el modelo propuesto permite describir de una manera simple y efectiva el comportamiento mecánico de los elementos de acero estructural de las secciones.

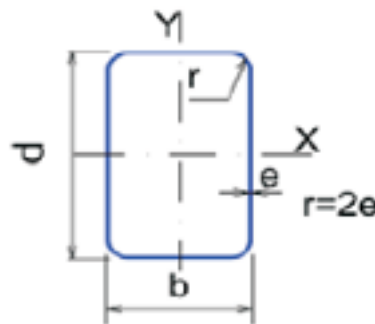
Whu Whu, (1984) por medio del trabajo de investigación, *Perfiles tubulares de acero* (Tesis, Universidad Nacional de Ingeniería, Perú) podemos observar tablas de dimensiones y propiedades de perfiles de secciones tubulares circulares, rectangulares y cuadradas que cumplen las normas ASTM A53, ASTM A500, ASTM A501 y ASTM A618. Se concluyó que por razones estructurales, económicas y estéticas hacen de las secciones tubulares una gran alternativa, el material, en una sección tubular, está distribuido a una distancia relativamente constante de su centro de gravedad, lo que permite tener radios de giros favorables y, en consecuencia, la resistencia al pandeo general es mayor que en una sección abierta de igual peso. Por las mismas razones las secciones tubulares rectangulares, poseen una alta resistencia al pandeo lateral torsional, permitiéndoles soportar cargas más eficientemente que una sección abierta donde se requieran grandes claros sin arriostramiento lateral. Así mismo, una sección tubular cerrada presenta un modelo de flujo de corte por torsión tal que su rigidez y resistencia torsionales son superiores a las de una sección abierta de peso semejante.

Por último, en el trabajo de Flores, (2014), *Estudio experimental de vigas compuestas tubulares sujetas a flexión* se realizó el estudio experimental de la sección tubular rectangular sin y con relleno de hormigón además de una sección tubular rectangular rellena de hormigón fabricada a partir de dos perfiles en U por medio de soldadura. Se obtuvo que las secciones tubulares que no requirieron de armado previo mostraron un mejor comportamiento al ser ensayadas, mientras que varias secciones armadas presentaron fallos por soldadura en los elementos rellenos.

Por medio de la literatura usada, para la estructura se utilizaron perfiles estructurales de geometría tubular rectangular de 150X50 de 2.00 mm de espesor-6.000 MTS de la empresa *G&J eCommerce* de la ciudad de Bogotá. Estos perfiles son fabricados de acuerdo con la norma ASTM A-500 grado C, con una longitud normal de fabricación de 6.00 [m].

Figura 50

Dimensiones del perfil rectangular



Nota. Perfiles estructurales rectangulares. Adaptada de “Ficha técnica de los perfiles estructurales” De la empresa G&J eCommerce, pág. 4.

Donde:

$d = 150$ [mm] ; Altura del perfil

$b = 50$ [mm] ; Anchura del perfil

$e = 2$ [mm] ; espesor del perfil

Tabla 14

Dimensiones y tolerancias de los perfiles estructurales rectangular

TOLERANCIA EN LONGITUD		TOLERANCIA EN DIAMETRO		TOLERANCIA EN ESPESOR DE MATERIAL	CUADRATURA EN CUADRADOS Y RECTANGULARES	RADIOS EN ESQUINAS	RECTITUD PARA TUBULARES MEDIDO AL CENTRO
PERFIL 6.7m y menores	PERFIL 6.7m hasta 13.5 m	PERFILES REDONDOS		+/-10%	+/-2°	2 veces el espesor e	2.08mm/m
		0 1.900" (48.3mm)	0 2.000" (50.8mm)				
+12.7mm -6.4mm	+19mm -6.4mm	+/-0.5%	+/-0.75%				

Nota. Perfiles estructurales rectangulares. Adaptada de “Ficha técnica de los perfiles estructurales” De la empresa G&J eCommerce, pag 1.

Los perfiles se encuentran fabricados con acero laminado en caliente (*H. R.*) de bajo contenido de carbono, alta soldabilidad y ductilidad, según la norma *AISI/SAE 1025*.

Tabla 15

Propiedades mecánicas del acero AISI 1025

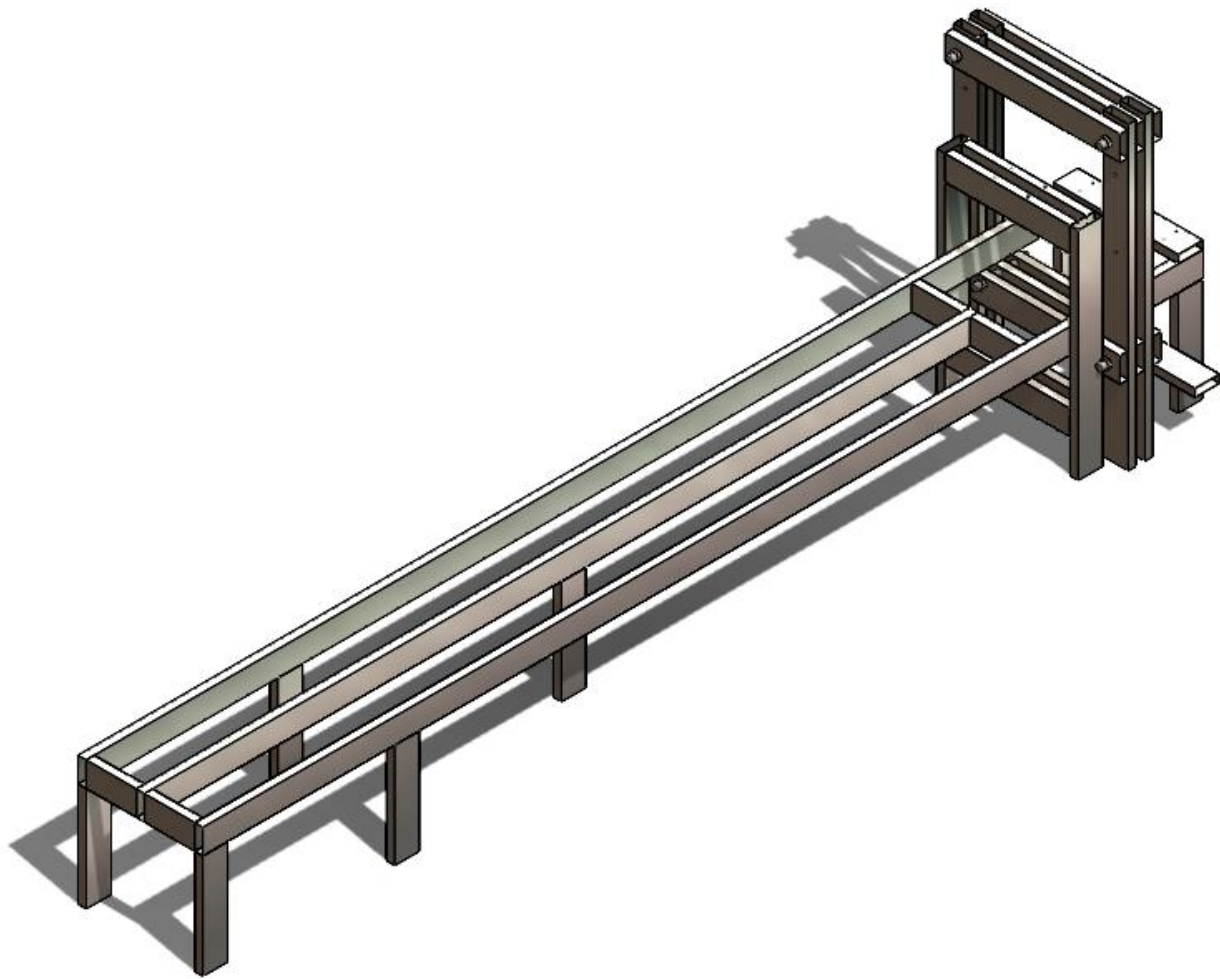
ESFUERZOS	REDONDOS	CUADRADOS Y RECTANGULARES
Fluencia F_y	3,241 Kg/cm ²	3,522 Kg/cm ²
Ultimo F_u	4,368 Kg/cm ²	4,368 Kg/cm ²
Elongación en 2"	21%	21%

Nota. Propiedades mecánicas. Adaptada de “Ficha técnica de los perfiles estructurales” De la empresa G&J eCommerce, pag 1.

De acuerdo con los parámetros anteriormente mencionados, en la *figura 51* se presenta el diseño realizado para la estructura, el cual cuenta con una longitud de 6 [m], una anchura de 1,250 [m] y está constituido por 7 perfiles de 6 metros de longitud.

Figura 51

Diseño estructural



Nota. Elaboración propia

8. Diseño del sistema hidráulico

En esta sección del proyecto de investigación se presentará los componentes del sistema hidráulico, el circuito hidráulico y su representación CAD.

8.1 Componentes del sistema hidráulico

El sistema hidráulico está compuesto por los siguientes componentes:

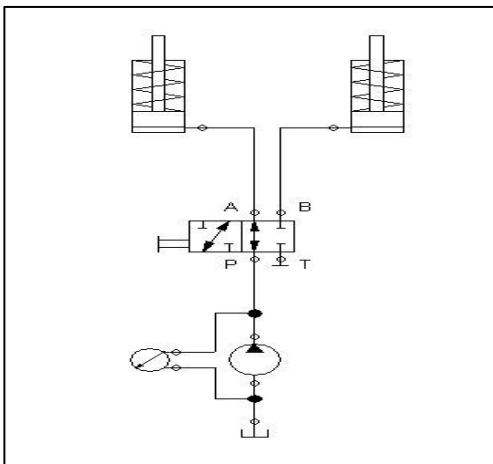
- Bomba manual Power team P157
- Manómetro Power team 10000 [Psi]
- Tres mangueras hidráulicas de conexión power team de poliuretano
- Dos cilindros hidráulicos Power team C1016 (Actuadores)
- Válvula hidráulica direccional 4 vías 2 direcciones

8.2 Diagrama del circuito hidráulico

Se realizó el esquema del circuito hidráulico:

Figura 52

Esquema del circuito hidráulico



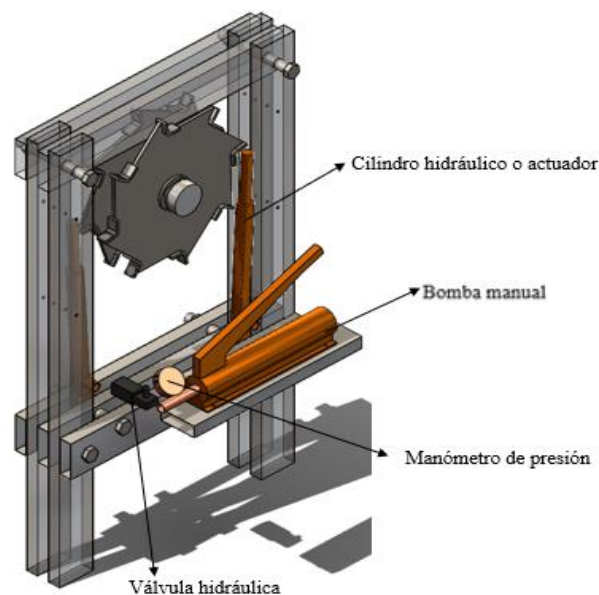
Nota. Elaboración propia

8.3 Funcionamiento del circuito

Para producir el movimiento del sistema es importante operar la bomba manual para la generación de la presión hidráulica, al accionar la palanca de la bomba, esta envía el fluido a través de la manguera hidráulica, donde se encuentra el manómetro, el cual es el encargado de mostrar la presión del sistema en tiempo real, permitiendo así que el operario ajuste la fuerza aplicada según sea necesario. La manguera hidráulica permite la conexión entre la bomba manual y los cilindros hidráulicos por medio de una válvula hidráulica, la cual permite el paso del fluido presurizado dependiendo del cilindro que necesitemos, sea para ajustar o para desajustar, el fluido al entrar al cilindro hidráulico o actuador impulsa el pistón, de esta manera el movimiento del pistón se utiliza para empujar el piñón, generando un movimiento lineal y convirtiendo dicho movimiento en el torque utilizado para apretar o aflojar el cilindro hidráulico dependiendo del piñón que se utilice.

Figura 53

Representación CAD del circuito hidráulico



Nota. Elaboración propia

9. Diseño del sistema eléctrico

En esta parte del proyecto de investigación se presentarán los componentes que harán parte del sistema eléctrico.

9.1 Cálculo de la corriente eléctrica para la selección de componentes

Para conocer la corriente eléctrica del motorreductor, es necesario hacer uso de la siguiente ecuación para motores trifásicos:

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \times V \times \eta \times \cos(\Phi)}$$

Donde:

P = Corriente del motor (3 Hp) en vatios (W)

V = Voltaje de línea a neutro o línea a línea

η = Es la eficiencia del motor (Será de 0.97¹⁰)

$\cos(\Phi)$ = Factor de potencia (0.9¹¹)

Por tanto:

$$I = \frac{2,238 [W]}{\sqrt{3} \times 220 [V] \times 0.97 \times 0.9} \cong 6.72 [A]$$

Es decir que la corriente máxima que necesitara el motor es de 6.72 [A] aproximadamente.

¹⁰ Valor de eficiencia dado por el catálogo del motorreductor BBB-H ([BBBHH_Full_Catalogo.pdf \(peea.com.mx\)](#))

¹¹ Valor general del factor de potencia para motores de inducción trifásicos según la norma IEC 60034

9.2 Selección de los interruptores termomagnéticos

Para la selección de los breakers o interruptores termomagnéticos hacemos uso de la norma IEC 60947-2 la cual no proporciona un factor de seguridad fijo o estándar para la selección de estos componentes, sin embargo, establece requisitos para las características de sobrecarga, cortocircuito y capacidad de interrupción. En resumen, se recomienda que los interruptores automáticos se seleccionen con un valor de corriente nominal superior de 125% a 150% de la corriente máxima esperada en el circuito, lo que proporciona un margen de seguridad adecuado. Teniendo en cuenta lo anterior se utiliza factor de seguridad de 1.25 a 1.5 veces la corriente nominal del motorreductor.

$$I_{seg} = 6.72 [A] \times 1.25 \cong 8.40 [A]$$

$$I_{seg} = 6.72 [A] \times 1.5 \cong 10.08 [A]$$

9.3 Valores para los interruptores termomagnéticos

De acuerdo con los resultados obtenidos haciendo el uso del factor de seguridad para la corriente, el breaker a seleccionar debe estar considerado para un rango que cubra entre 9 [A] y 10 [A] para de esta manera garantizar que el motorreductor funcione sin obtener disparos eléctricos no deseados, por lo que un disyuntor de 9 [A] a 10 [A] será adecuado para así asegurar el motor.

De esta forma, utilizando 220 [V] para un resultado mas conservador, seleccionamos un breaker con un valor adecuado para resguardar al motor.

9.4 Diseño y selección de componentes para el tablero eléctrico

Para el diseño del sistema eléctrico del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos se hizo uso del sistema eléctrico de arranque Estrella-Triangulo, esto con la finalidad de reducir la potencia de arranque del motorreductor al encenderlo. Se añadirá un inversor de giro a esta estructura con la intención de cambiar el sentido de rotación del motorreductor y así facilitar el cambio en la configuración de apriete o desajuste en los cilindros hidráulicos.

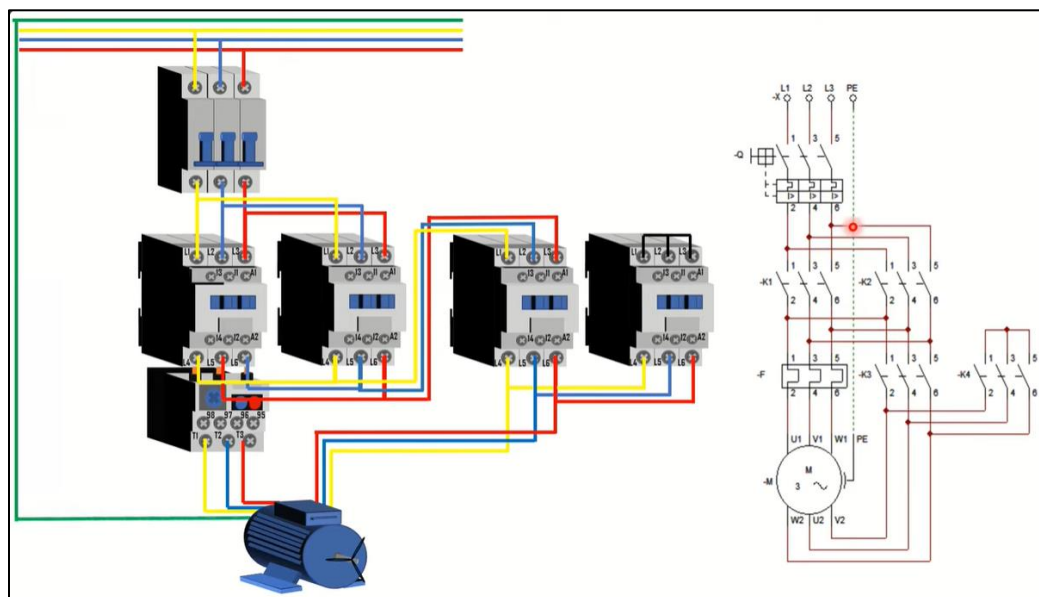
Por medio de un programa CAD que nos permite diseñar y simular circuitos de automatismo industrial, realizaremos el circuito de fuerza y diagrama de mando del sistema arranque Estrella-Triangulo con inversión de giro.

Circuito de fuerza

El circuito de fuerza es el encargado del movimiento del sistema, se puede visualizar en la siguiente figura:

Figura 54

Circuito de fuerza



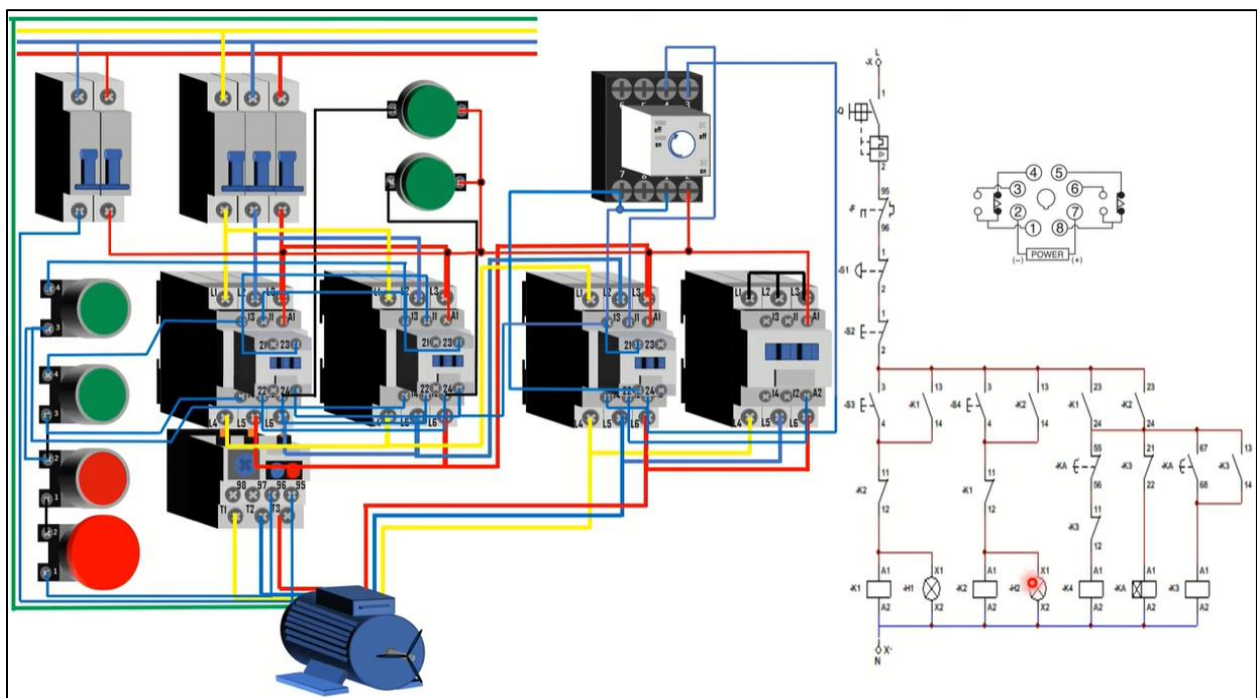
Nota. Recuperado de EyOviedo (2022).

Diagrama de mando

El circuito de mando es el encargado de controlar y gestionar el funcionamiento de la fuerza enviando señales de control permitiendo que la fuerza se active o se desactive según sea requerido. Este se podrá mirar en la siguiente figura:

Figura 55

Circuito de mando



Nota. Recuperado de EyOviedo (2022).

Principio de funcionamiento

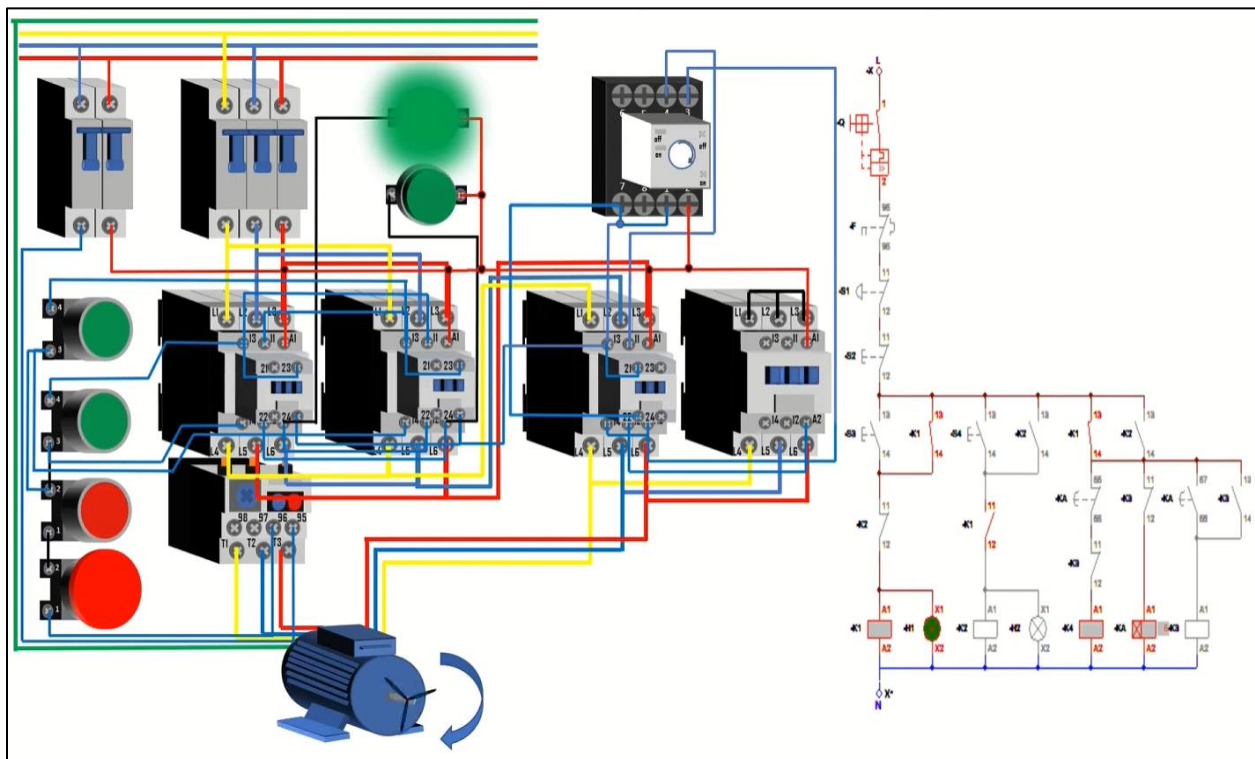
A continuación, se explica el principio de funcionamiento del sistema estrella triángulo, tanto para la marcha a la derecha como la marcha a la izquierda.

Puesta en marcha derecha

Se prueba el sistema activando el interruptor termomagnético tripolar para el circuito de fuerza, se activa el interruptor bipolar para el circuito de mando, a continuación, se presiona el botón de marcha hacia la derecha encendiendo así el motor el cual aumenta progresivamente su velocidad nominal hasta alcanzar un 75% de esta, entra en funcionamiento el contactor de línea *Km1* y el contactor de estrella *Km4*; el temporizador realiza un conteo regresivo mientras el motor adquiere velocidad en la configuración estrella.

Figura 56

Modelo 3D con temporizador en funcionamiento configuración derecha

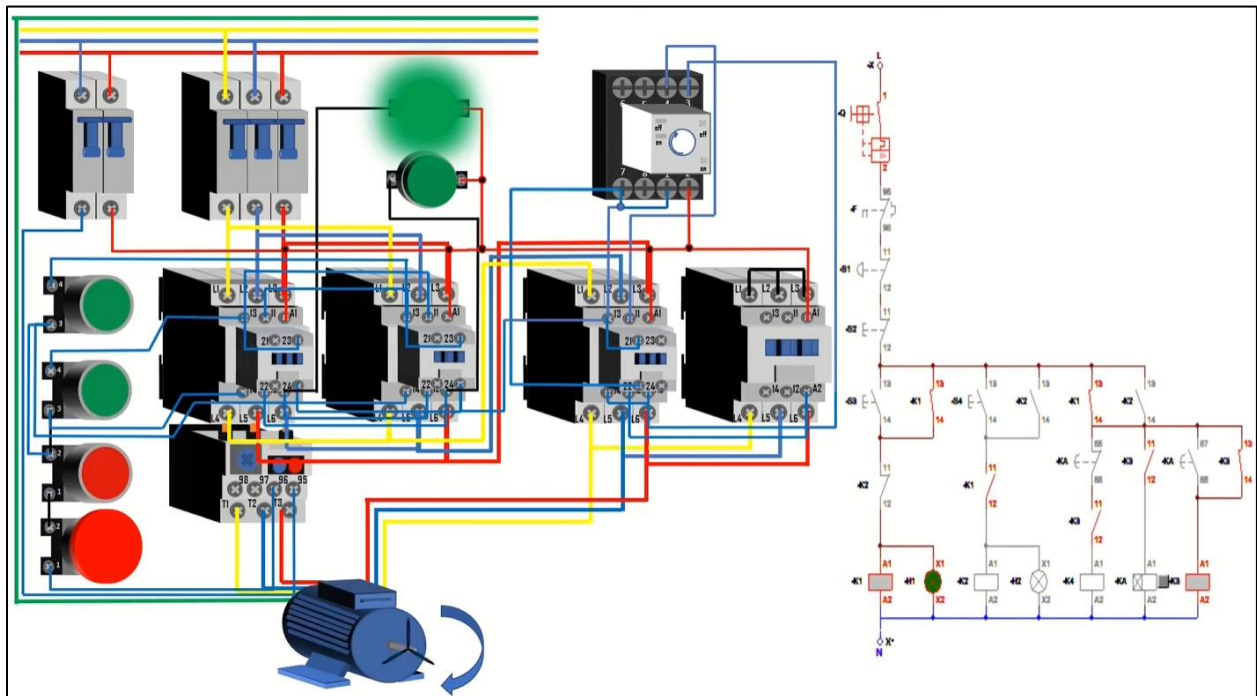


Nota. Recuperado de EyOviedo (2022).

Una vez el temporizador se detiene, este cierra sus contactos normalmente abiertos y abre los contactos normalmente cerrados, sale el contactor estrella y entra el contactor triángulo, permitiendo así que el motor alcance su velocidad nominal.

Figura 57

Modelo 3D con temporizador en pausa configuración derecha



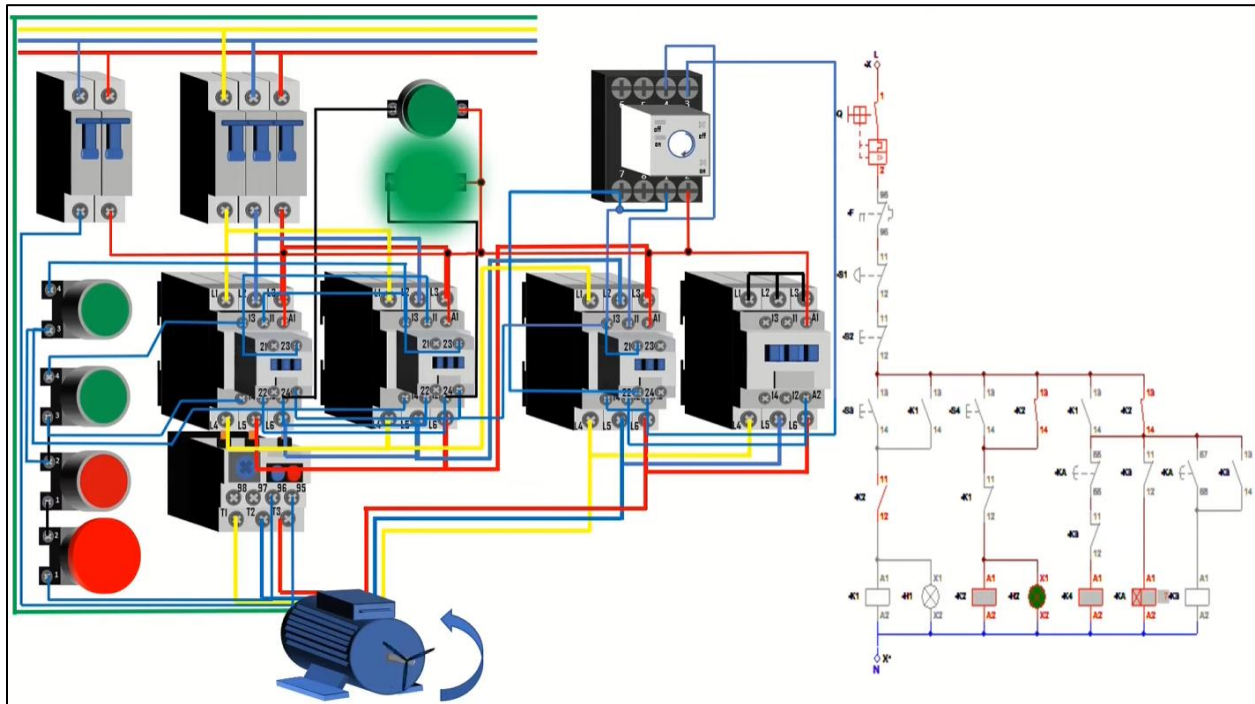
Nota. Recuperado EyOviedo (2022).

Puesta en marcha izquierda

La puesta en marcha izquierda es el mismo principio de funcionamiento que la puesta en marcha hacia la derecha, en esta operación el contactor de línea que entra en funcionamiento es el $Km2$ y el contactor de estrella $Km4$; el temporizador realizara un conteo regresivo mientras el motor adquiere velocidad en la configuración estrella.

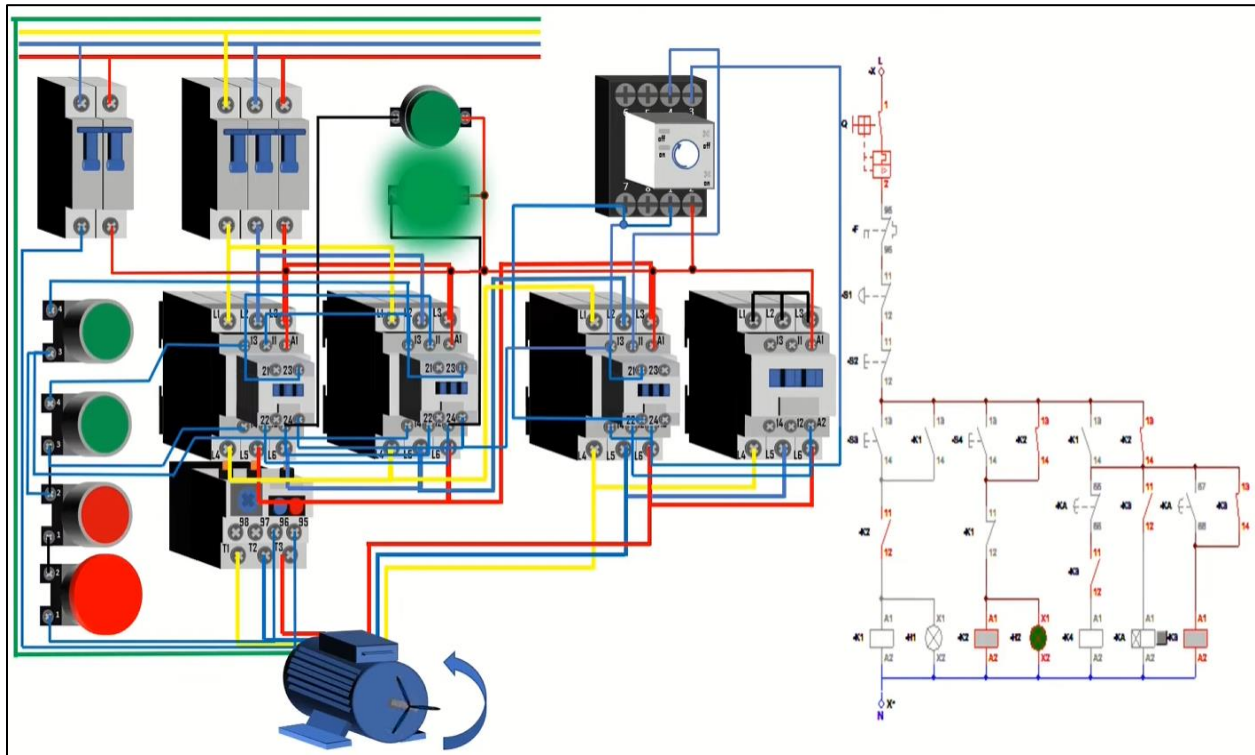
Figura 58

Modelo 3D con temporizador en funcionamiento configuración izquierda



Nota. Recuperado EyOviedo (2022).

Una vez el temporizador se detiene, este cierra sus contactos normalmente abiertos y abre los contactos normalmente cerrados, sale el contactor estrella y entra el contactor triángulo, permitiendo así que el motor alcance su velocidad nominal.

Figura 59*Modelo 3D con temporizador en pausa configuración izquierda*

Nota. Recuperado EyOviedo (2022).

9.5 Componentes del sistema eléctrico

Por lo tanto, el tablero eléctrico del sistema eléctrico estará compuesto por:

- Un termomagnético tripolar de 10 A
- Cuatro contactores tripolares de 12 A
- Un relé térmico tripolar de 10 A
- Un termomagnético tripolar
- Cuatro pulsadores de 10 A
- Un relé temporizador

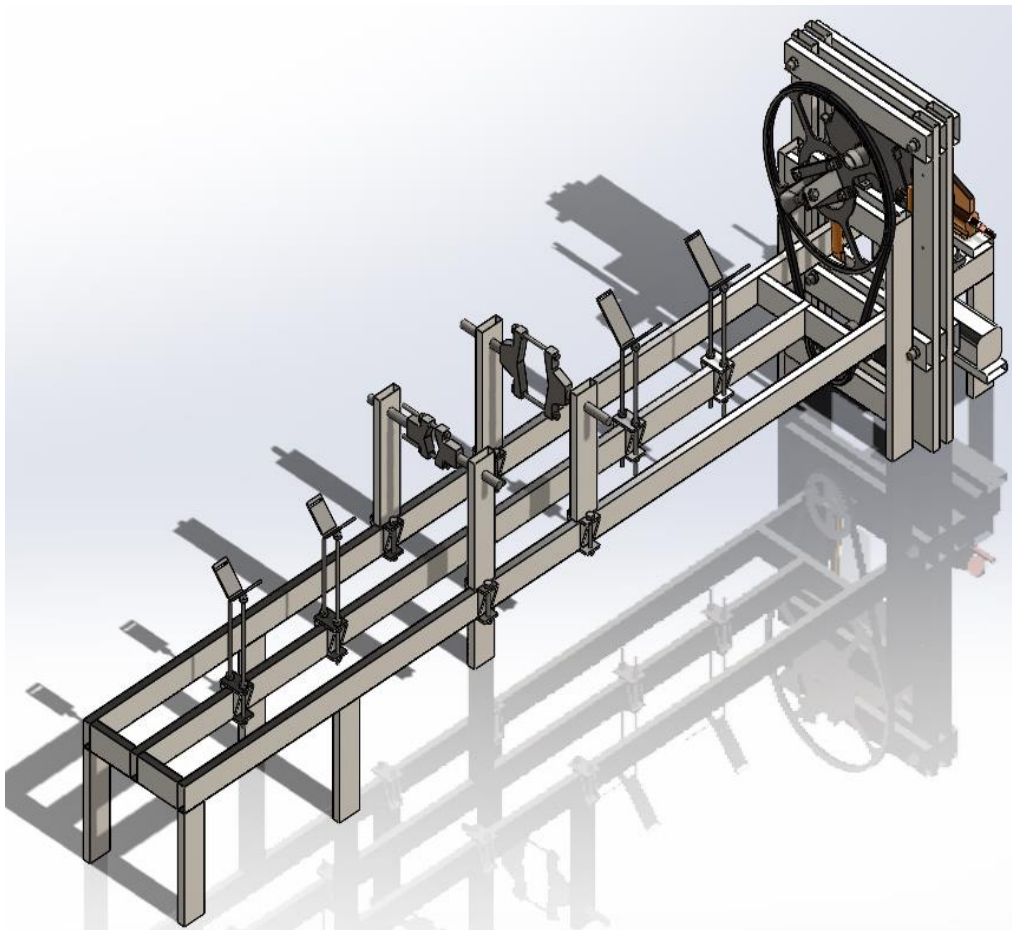
- Dos luces piloto de 22 mm 220V
- Una caja de control
- Un cable 4x12 AWG de 5m

10. Diseño final del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos

En esta parte del proyecto de investigación se muestra el ensamblaje general del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos además del funcionamiento para la sujeción de la tapa del cilindro como la sujeción del vástago del cilindro.

Figura 60

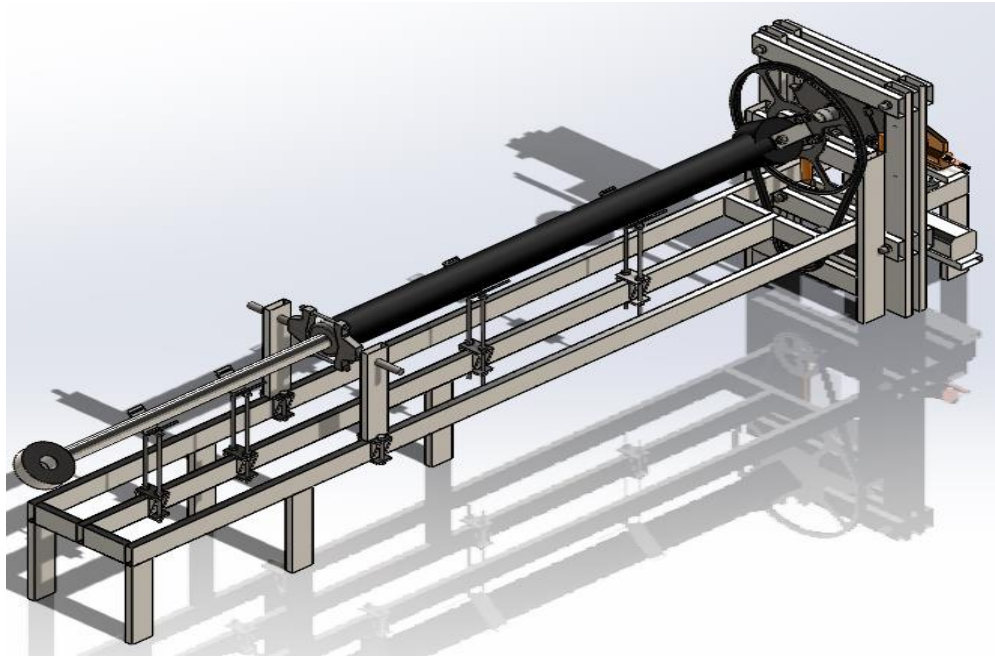
Banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos



Nota. Elaboración propia

Figura 61

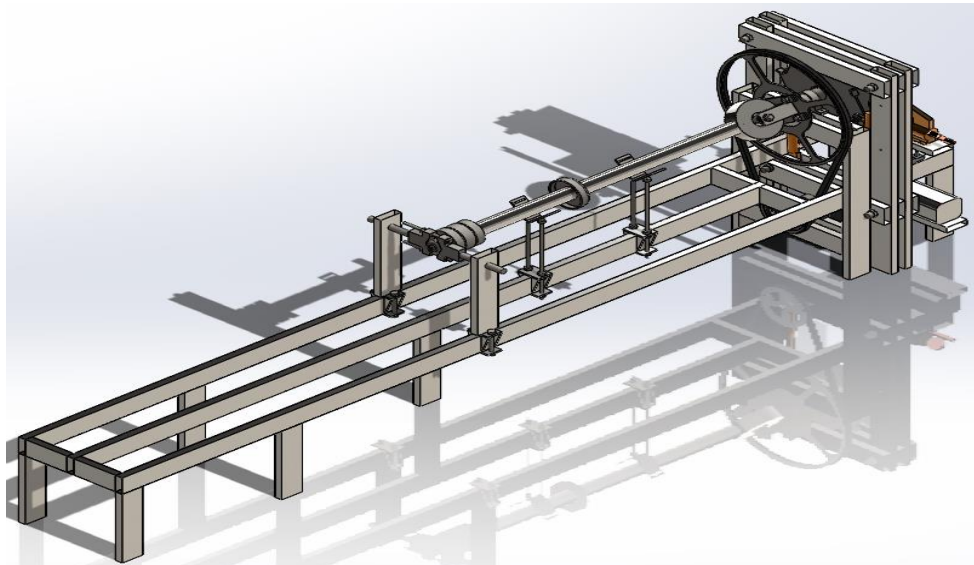
Sujeción de la tapa del cilindro hidraulico



Nota. Elaboración propia

Figura 62

Sujeción del vástago del cilindro hidraulico



Nota. Elaboración propia

11. Análisis económico y análisis de mercado

En esta sección se realizará el análisis económico de los costos del banco de arme y desarme y el análisis de mercado comparando el precio del banco con otros que se encuentran en el mercado.

11.1 Análisis económico

En la siguiente tabla se encuentran los precios de las cotizaciones realizadas que deberá asumir la empresa para la futura construcción del banco de arme y desarme.

Tabla 16

Cotizaciones de precios para el banco de arme y desarme

SUBSISTEMA	ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD	COTIZACION
SISTEMA GENERADOR DE TORQUE	Piñón generador de torque	Fabricado en acero AISI 4140 (Hoja 2 planos A4)	2	\$ 620.000,00
	Refuerzo piñón	Fabricado en acero AISI 4140 (Hoja 1 planos A4)	16	\$ 185.000,00
	Eje alto	Fabricado en acero AISI 1045 100 mm diámetro x 465 mm largo (Hoja 1 planos A4)	1	\$ 420.000,00
	Eje bajo	Eje de 1.5 pulgadas de diámetro con 640 mm largo	1	\$ 254.000,00
	Polea grande	Fabricada en acero 1025. Diámetro primitivo de 910 mm (Hoja 6 planos A4)	1	\$ 1.320.000,00
	Polea pequeña	Fabricada en acero 1025. Diámetro primitivo de 317 mm (Hoja 7 planos A4)	1	\$ 680.000,00
	Chavetero eje grande	28 mm base x 16 mm alto x 36 mm largo (Acero AISI 1045)	12	\$ 264.000,00
	Chavetero eje pequeño	0,375" base x 0,338" alto x 12 mm largo (Acero AISI 1045)	2	\$ 30.000,00
	Correa para sistema de polea	Correa tipo D155 (Longitud 4016-4042 mm)	1	\$ 450.000,00
	Disco de ajuste	130 mm de diámetro exterior, 100 mm de diámetro interior, 12 mm de grosor, adaptado para uso de 4 chaveteros de 28mmx36mm con 36 mm de largo (Hoja 1 planos A4)	6	\$ 120.000,00
	Motorreductor	3 Hp-220 V- Bevel Buddybox	1	\$ 2.500.000,00
	Chumacera eje alto	100 mm de diámetro interno	2	\$ 1.169.000,00
	Chumacera eje bajo	1.5" de diámetro interno	1	\$ 142.000,00
	SUBTOTAL SISTEMA GENERADOR DE TORQUE			
SISTEMA DE ABRAZADERAS	Abrazadera grande	Fabricada en acero 1025 (Hoja 10 planos A4)	2	\$ 540.000,00
	Abrazadera pequeña	Fabricada en acero 1025 (Hoja 11 planos A4)	2	\$ 978.300,00
	Perno de ajuste	20 mm de diámetro x 34 cm largo (Grado 8)	4	\$ 800.000,00
	Tuerca perno de ajuste	Tuerca para perno de ajuste de 20 mm de diámetro	4	\$ 180.000,00
	Eje de apoyo	45 mm de diámetro x 30 cm de largo (Acero 1025)	4	\$ 70.000,00
SUBTOTAL SISTEMA DE ABRAZADERA				\$ 2.248.300,00
SISTEMA DE APOYOS	Apoyo grande	Se fabricará a partir de lámina 1025 o a36, posee un grosor de 12 mm (Hoja 12 planos A4)	2	\$ 186.000,00
	Apoyo pequeño	Se fabricará a partir de lámina 1025 o a36, posee un grosor de 12 mm (Hoja 13 planos A4)	2	\$ 145.000,00
	Perno de ajuste	20 mm de diámetro x 650-700 mm de largo	8	\$ 2.112.000,00
	Tuerca perno de ajuste	Tuerca para perno de ajuste de 20 mm de diámetro	16	\$ 35.000,00
SUBTOTAL SISTEMA DE APOYO				\$ 2.478.000,00
SISTEMA DE AGARRE TRASERO	Pinzas	Fabricación en acero 1025 o A36, 12 mm grosor (Hoja 8 planos A4)	4	\$ 240.000,00
	Reles para pinzas	Fabricación en acero 1025 o A36, 12 mm grosor (Hoja 9 planos A4)	4	\$ 167.000,00
	Perno sistema de agarre	20 mm de diámetro x 10 cm largo	4	\$ 320.000,00
	Perno principal	21 mm de diámetro x 30 cm largo	1	\$ 98.000,00
	Conos para sistema de agarre	Fabricado en Teflón (diámetro ext. 100 mm- diámetro interior 30 mm- 80 mm largo)	2	\$ 280.000,00
	Tuerca perno de ajuste	Tuerca para perno de ajuste de 30 mm de diámetro	5	\$ 225.000,00
SUBTOTAL SISTEMA DE AGARRE TRASERO				\$ 1.330.000,00
BASE ESTRUCTURAL	Perfiles rectangulares	Perfil 150 x 50 mm - 2 mm de grosor - 6 m de largo	7	\$ 2.165.856,00
	Apoyos estructurales	Fabricación en acero 1025 o A36. (Hoja 14 planos A4)	8	\$ 450.000,00
	Pernos de apoyo	Pernos para el apoyo estructural. 20 mm de diámetro x 22 cm de largo	8	\$ 1.504.000,00
	Tuerca perno de apoyo	Tuerca para perno de apoyo de 20 mm de diámetro	6	\$ 560.000,00
	Perno estructural	40 mm de diámetro x 32 cm de largo	6	\$ 1.350.000,00
	SUBTOTAL BASE ESTRUCTURAL			
SISTEMA HIDRAULICO	Bomba manual P157	Bomba hidráulica de simple efecto. 10000 (PSI)	1	\$ 4.224.979,00
	Manómetro	Manómetro Power team. 10000 (PSI)	1	\$ 382.542,00
	Manguera hidráulica	Manguera power team de poliuretano 3/8" x 1.8 [m] para 10000 (PSI)	1	\$ 254.580,00
	Adaptador para manómetro	Entrada macho y salida hembra 3/8" + Puerto 1/4" NPT F	1	\$ 189.754,00
	Válvula hidráulica	Válvula hidráulica direccional de 4 vías y 2 direcciones	1	\$ 220.000,00
	Cilindro hidráulico	Cilindro hidráulico power team C3015	2	\$ 6.700.920,00
SUBTOTAL SISTEMA HIRAUICO				\$ 7.887.806,00
SISTEMA ELECTICO	Termomagnético tripolar 10 A	Marca Schneider modelo IC60N	1	\$ 165.600,00
	Contactores tripolares 12 A	Marca Schneider modelo TeSys	4	\$ 418.400,00
	Relé térmico Tripolar A	Marca Weg modelo RWB40E	1	\$ 114.600,00
	Termomagnético Bipolar	Marca ABB modelo SH202	1	\$ 40.600,00
	Pulsadores 10A		4	\$ 39.600,00
	Relé Temporizador	Marca weg modelo RTW	1	\$ 139.400,00
	Luces Piloto 22 mm 220V	MARCA evm	2	\$ 21.400,00
	Caja de Control	Marca Precisión modelo PSI-2530-15A	1	\$ 124.500,00
	Cable 4x12 AWG - 5 m	Marca Nexans	1	\$ 63.900,00
	SUBTOTAL SISTEMA ELECTRICO			
PRECIO DE SOLDADURA				\$ 525.000,00
FUERZA LABORAL				La empresa coloca la mano de obra
MARGEN DE ERROR DE GASTOS				Un 10 o 15 % del valor total
TOTAL				\$ 29.880.562,00

Nota. Elaboración propia




No se toma en cuenta el precio de la bomba hidráulica en el valor total ya que la empresa ya cuenta con esta.

11.2 Análisis de mercado

De acuerdo con el precio final de la cotización del banco de arme y desarme se realiza la comparativa de precios con otros bancos que se encuentran en el mercado.

Tabla 17

Cotizaciones de diversos bancos de arme y desarme

ANALISIS DE MERCADO		
MODELO	CARACTERISTICAS	PRECIO
 <p>HEM 3457RB</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Torque: 25,000 N×m • Diámetro máximo de cilindro: 16 in (406,4 mm) • Peso máximo: 4,150 Kg 	<ul style="list-style-type: none"> • 20,000\$-30,000\$ + <p>Costo de importación (Precio en dólares)</p>
 <p>PCRB-4000 BANCO PARA CILINDROS LIVIANOS</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Torque: 49,759 N×m • Diámetro máximo de cilindro: 200 mm • Peso máximo: 1,000 Kg 	<ul style="list-style-type: none"> • 35,000\$-40,000\$ + <p>Costo de importación (Precio en dólares)</p>
 <p>WTC HCRS-1B</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Torque: 27,100 N×m • Diámetro máximo de cilindro: 20 in (0.76 m) • Peso máximo: 3,650 Kg 	<ul style="list-style-type: none"> • 55,000\$-60,000\$ + <p>Costo de importación (Precio en dólares)</p>

Nota. Elaboración propia

De acuerdo con la tabla anterior se pudo observar que el diseño del banco realizado se encuentra en un valor competitivo en el mercado (\$ 29.880.562,00), esto debido a las características que ofrece en relación con su precio de fabricación convirtiéndolo en la opción más asequible para la empresa All machines en relación resultados-precio.

12. Conclusiones

Se diseñó el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos para la empresa All machines SAS llegando así a los siguientes análisis:

- Con el fin de generar el par necesario para el arme y desarme se diseñó un sistema de dos pasos, el primero genera el torque alto (21000 Nm) a través de un conjunto de bomba manual y actuador hidráulico, y el segundo un torque bajo (500 Nm) con el uso de un sistema motorreductor y poleas.
- Se adecuó al diseño un conjunto de abrazaderas con las que la empresa All Machines cuenta actualmente y que permite un agarre preciso de cabezas y tuercas con diámetros de 10" o inferiores.
- Para la estructura se utilizaron perfiles estructurales de geometría rectangular de 150X50 de 2.00 mm de espesor-6.000 los cuales son fabricados de acuerdo con la norma ASTM A-500 grado C, con una longitud normal de fabricación de 6.00 [m].
- Se estableció un sistema eléctrico y de mando para el motorreductor con un arranque estrella triangulo e inversión de giro para el cambio de arme o desarme en el torque bajo.
- Se realizó un análisis de costos que dio como resultado un valor total de \$ 29.880.562,00
- Los planos, diagramas y diseño en general fueron entregados a la empresa All machines en conjunto con un manual de operación y mantenimiento para que valoren la propuesta y su eventual fabricación.

13. Recomendaciones

- Es de vital importancia que todo el personal encargado de operar el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos reciba una capacitación adecuada en el manejo y conocimiento adecuado del equipo.
- Se recomienda mantener siempre limpia el área de trabajo además del uso de elementos de protección personal con el fin de evitar accidentes dentro de la empresa.
- Mantener el banco de pruebas encendido simplemente cuando se requiera, para procesos de mantenimiento de cilindros hidráulicos se recomienda mantenerse apagado.
- Implementar un sistema de mejora a futuro, recibiendo recomendaciones de los trabajadores que operan el banco con el objetivo de mejorar la funcionalidad del banco de arme y desarme.
- Hacer uso de eslingas en el sistema de apoyo, esto con el fin de aumentar la seguridad del banco y del operario.
- Solo personal autorizado debe hacer uso del banco.

Referencias

- All Machines. (2020). *Nuestra Empresa – All Machines S.A.S.* Obtenido de <https://allmachinessas.com/nuestra-empresa-all-machines-sas/>
- ARSAW. (17 de Julio de 2020). *¿Qué es un bruïdor de cilindros y para qué sirve?* Obtenido de <https://www.arsam.es/que-es-un-brunidor-de-cilindros/#:~:text=El%20m%C3%A9todo%20de%20aportar%20brillo,emplea%20un%20bru%C3%B1idor%20de%20cilindros>
- ASHM. (13 de Agosto de 2014). *Partes de los Cilindros Hidráulicos.* Obtenido de Aceros y Sistemas Hidráulicos de México ASHM: <https://www.ashm.mx/blog/partes-de-los-cilindros-hidraulicos/>
- Bobadilla, D., & Manning, C. (2022). *Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa hidráulica industrial JC SAS. [Tesis de grado]*. Bogotá: Fundación Universidad de América.
- Budynas, R. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.*
- Electric Bricks. (20 de Octubre de 2011). *Piñón libre y trinquete.* Obtenido de <http://blog.electricbricks.com/2011/10/pinon-libre-y-trinquete/>
- EyOviedo. (2022). *Arranque Estrella Triangulo con Inversion de Giro/ Star-Delta Start with Reversal of Rotation.* Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=oKyJA8qEmfQ>
- Flores, X. (2014). *Estudio experimental de vigas compuestas tubulares sujetas a flexión. [Tesis de grado]*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- General de Aceros. (2013). *SAE 1020 y SAE 1045. Aceros ingeniería al carbono.* Bogotá: ICONTEC.

- Guerrero, N., Marante, M., Flórez, J., & Picón, R. (2009). Análisis de vigas tubulares de acero estructural sometidas a flexión biaxial mediante la teoría del daño concentrado. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*, 25(1), 3-27.
- Llatas-Castro, E. (2021). *Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud*. [Tesis de grado]. Pimentel, Perú: Universidad señor de Sipán.
- Martin, H. N., Rinaldo, F., & Woodman, G. (2022). *Introductory physics: Building models to describe our world*. New York: Queen's University & LibreTexts.
- Mecapedia. (2014). *Calculo resistente de chavetas*. Obtenido de https://www.mecapedia.uji.es/pages/calculo_resistente_de_chavetas.html
- Parra, A. (1990). *Fatiga. Fisura progresiva*. Bucaramanga.
- Pegamo. (2020). *Bombas hidraulicas manuales*. Obtenido de <https://www.pegamo.es/es/suministro-industrial/productos/herramientas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-700-bar/bombas-hidraulicas-manuales/B7570EA69F92450789C9B3D3DE87CFBF/m%C3%A9todo%20de%20aportar%20brillo,emplea%20un%20bru%C3%B1idor%20de%20cilindros>
- Pocón, C. (2009). *Instalación de equipo para mantenimiento y reparación de cilindros hidráulicos*. [Tesis de grado]. Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala.
- Provectus. (2020). *Prodcutos*. Obtenido de <https://www.provectus.es/es/>
- Repuestos Murcia. (18 de Marzo de 2021). *Partes de un cilindro hidráulico*. Obtenido de <https://repuestosmurcia.com/partes-de-un-cilindro-hidraulico/#:~:text=cambios%20en%20movimiento,-,V%C3%A1stago,cilindros%20hidr%C3%A1ulicos%20con%20mucha%20fuerza>

Rodiño. (s.f.). *Sellos hidráulicos*. Obtenido de <https://www.rodinosa.com/articulo.php?p=7>

Rodríguez, Y. (2019). *Tabla de chavetas y chaveteros para diseño mecánico*. Obtenido de

Esingeniería: <https://esingenieria.pro/tabla-de-chavetas-y-chaveteros/>

Sampieri, R. (2018). *Metodología de la investigación: las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta*.

Ciudad de México: McGraw Hill.

Whu Whu, A. (1984). *Perfiles tubulares de acero*. Universidad Nacional de Ingeniería.

Anexos

Anexo A. Manual de operación del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos

Antes de poner en marcha el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos el operario debe presentar todos los elementos de seguridad para el manejo adecuado de este (Calzado de seguridad adecuado, guantes de seguridad, casco de seguridad, gafas de seguridad, indumentaria de seguridad).

MANUAL DE OPERACIÓN PARA EL BANCO DE ARME Y DESARME DE CILINDROS HIDRAULICOS		
1	Preparación del banco	Asegúrese de que el banco esté limpio y libre de obstrucciones, además de que todos los componentes estén en buen estado y correctamente montados
2	Montaje del cilindro	Coloque el cilindro hidráulico en los apoyos, ajuste las abrazaderas y los componentes de agarre para asegurar el cilindro firmemente
3	Encendido del sistema	Verifique que todos los componentes del banco estén en buenas condiciones antes de encender el sistema. Encienda el sistema hidráulico y eléctrico siguiendo las instrucciones del fabricante.
4	Conexión del sistema hidráulico	Conecte la manguera de alta presión desde la bomba manual al cilindro hidráulico. Asegúrese de que todas las conexiones estén seguras y libres de fugas.
5	Operación del sistema de alto torque	Accione la bomba manual para generar presión hidráulica. Monitoree el manómetro para asegurarse de que la presión sea adecuada. El cilindro hidráulico empujará el piñón, aplicando el torque necesario.
6	Operación del sistema de bajo torque	Utilice el motorreductor y las poleas para operaciones que requieran menor torque. Asegúrese de que el sistema de arranque estrella-triángulo esté configurado correctamente. Utilice el inversor de giro para cambiar la dirección de operación si es necesario.

Manual de mantenimiento del banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos

A continuación, se presentará una guía de mantenimiento preventivo para el banco de arme y desarme de cilindros hidráulicos.

1. MANTENIMIENTO DIARIO

- Realizar un mantenimiento visual verificando el estado de los sistemas que lo componen:
 - ✓ Sistema generador de torque
 - ✘ Revisar estado de los piñones, haciendo hincapié en sus dientes y el refuerzo de estos.
 - ✘ Revisar estado de los cilindros hidráulicos.
 - ✓ Sistema de abrazaderas
 - ✘ Hay que asegurar que no haya desgaste excesivo.
 - ✓ Sistema de agarre trasero
 - ✘ Hay que asegurar que no haya desgaste excesivo.
 - ✓ Sistema de apoyos
 - ✘ Hay que asegurar que no haya desgaste excesivo.
 - ✓ Sistema hidráulico
 - ✘ Revisar estado de las mangueras y conexiones.
 - ✓ Sistema eléctrico
 - ✘ Revisar estado del tablero y conexiones.
 - Limpiar superficies del banco y de los elementos para evitar la acumulación de suciedad.
-
- 2. MANTENIMIENTO SEMANAL
 - ✓ Sistema hidráulico

- ✘ Revisar las conexiones para evitar fugas hidráulicas.
- Revisar punto crítico de los componentes para observar el tipo de desgaste que se puede presentar.

3. MANTENIMIENTO MENSUAL

- ✓ Sistema generador de torque
 - ✘ Revisar el estado del motorreductor.
 - ✘ Revisar estado de la correa del sistema de poleas.
- ✓ Sistema eléctrico
 - ✘ Revisar el funcionamiento adecuado del sistema de arranque estrella-triángulo.
- Revisar la soldadura presente en el banco por si presenta signos de fatiga o fractura antes de hacer uso.

4. MANTENIMIENTO TRIMESTRAL

- ✓ Sistema generador de torque
 - ✘ Revisar el estado de las chumaceras de ambos ejes
 - ✘ Revisar estado de las poleas del sistema de poleas
 - ✘ Revisar el estado del fluido hidráulico de la bomba manual y rellenar si es necesario.
 - ✘ Realizar mantenimiento de los cilindros hidráulicos
- ✓ Sistema hidráulico
 - ✘ Realizar prueba de presión del sistema hidráulico.

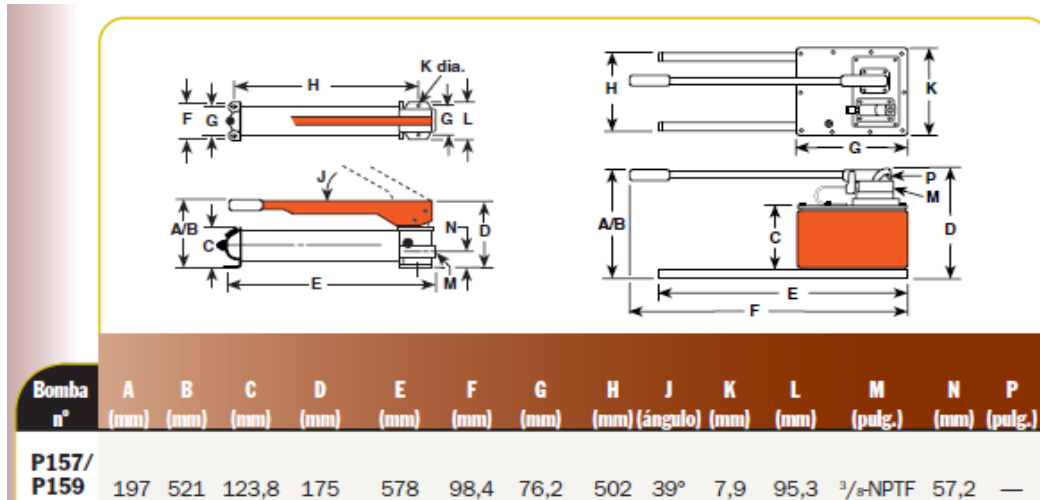
5. MANTENIMIENTO ANUAL

- Realizar una revisión integral desmontando los componentes críticos del banco y realizarles su respectiva inspección.
- Cambiar el fluido hidráulico de la bomba manual.
- Realizar Inspección de forma detallada de la estructura y base del banco con el fin de detectar y/o evitar daños o desgastes críticos.
- Sustituir cualquier elemento que tenga daño significativo o haya fallado.
- Hacer mantenimiento detallado del sistema eléctrico.

Generación de troubleshooting

PROBLEMA	POSIBLE CAUSA	SOLUCION
No hay movimiento del cilindro hidráulico	Problemas en la bomba manual; obstrucción en la línea de fluido	Mantenimiento de la bomba manual; revisar y eliminar la obstrucción en la línea de fluido
Baja presión del sistema	Problemas en la bomba manual; nivel del fluido hidráulico bajo	Mantenimiento de la bomba manual; rellenar de nuevo el nivel de fluido hidráulico
No hay funcionamiento del motorreductor	Fallo mecánico; problemas eléctricos	Mantenimiento del motorreductor; revisar las conexiones eléctricas
Fuga de fluido hidráulico	Conexiones desajustadas o dañadas	Revisar y ajustar las mangueras, si existen daños reemplazarlas
El sistema de poleas no funciona	Fallo en el motorreductor; fallo en las conexiones eléctricas	Mantenimiento del motorreductor; revisar las conexiones eléctricas
Vibraciones y ruido	Pernos estructurales sueltos; ejes desalineados	Ajustar los pernos estructurales; alinear los ejes

Anexo B. Dimensiones bomba manual Power Team P157



Nota. Información bomba manual Power Team P157. Recuperado de:

<https://www.pegamo.es/es/suministro-industrial/productos/herramientas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-700-bar/bombas-hidraulicas-manuales/B7570EA69F92450789C9B3D3DE87CFBF/>

Anexo C. Especificaciones bomba manual Power Team P157

Para usar con	N° pedido	Volumen y presión				Esfuerzo de la palanca del depósito (kg)	Capacidad de aceite (cm³)	Capacidad útil de aceite (cm³)	Puerto de aceite (pulg.)	Peso del producto (kg)	
		Velocidades	Volumen por carrera (cm³)		Presión máxima (bares)						
			BP	AP	BP	AP					
Cilindros	P157	2	10,7	2,6	97	700	64	2491	2245	3/8-NPTF	11,8

Nota. Especificaciones bomba manual Power Team P157. Recuperado de:

<https://www.pegamo.es/es/suministro-industrial/productos/herramientas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-700-bar/bombas-hidraulicas-manuales/B7570EA69F92450789C9B3D3DE87CFBF/>

Anexo D. Especificaciones Cilindro “C1016C” de la serie “C” Power team

Cap. del cil.	Carrera	N° de pedido	Capacidad de aceite	A	B	C	D	E	F	H	J	K	Diámetro del orificio	Área efectiva del cilindro	Toneladas métricas a 700	Peso del producto
(toneladas)	(mm)		(cm³)	(mm)	(mm)	(mm)	(in.)	(mm)	(mm)	(mm)	(in.)	(mm)	(mm)	(cm²)	(bar)	(kg)
	25,4	C101C	36	92,1	117,5	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	1,8
	54,0	C102C	79	122,0	172,8	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	2,3
	104,8	C104C	151	171,5	276,2	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	3,0
	155,6	C106C	225	247,7	403,2	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	4,3
10	206,4	C108C	326	298,5	504,8	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	5,0
	257,2	C1010C	370	349,3	606,4	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	5,9
	308,0	C1012C	444	400,1	708,0	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	6,6
	358,8	C1014C	518	450,9	809,6	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	7,3
	406,4	C1016C	592	520,7	927,1	57,2	2 1/4-14	28,6	19,1	38,1	1-8 x 19,1	6,4	42,8	14,4	10,2	8,4

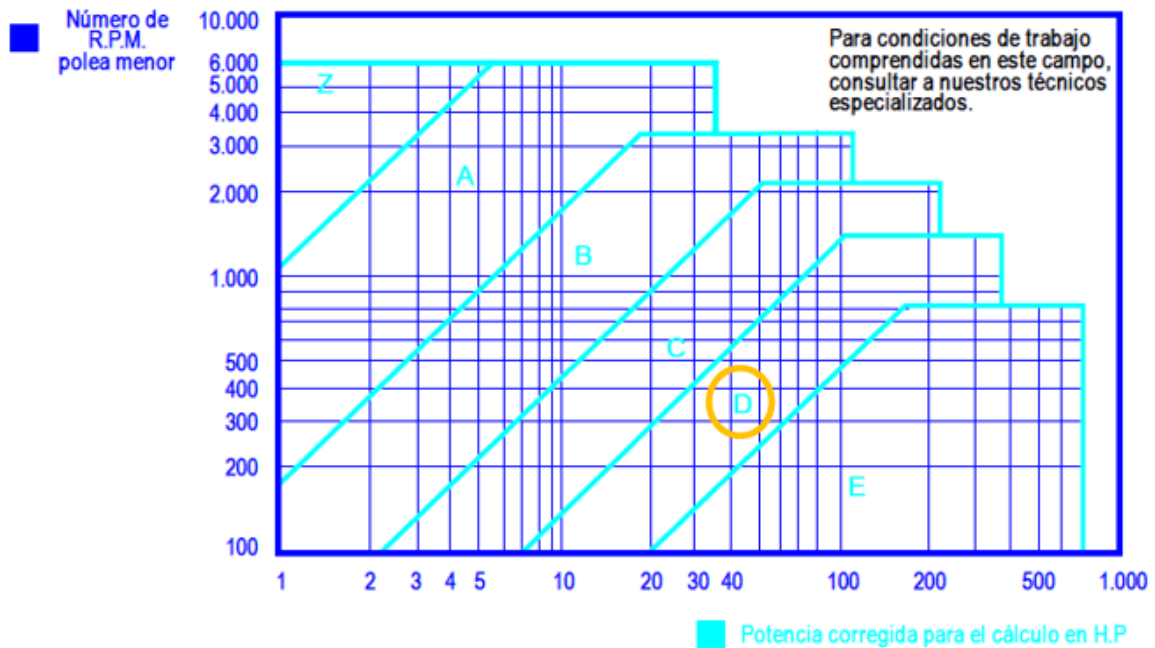
Nota. Características superiores de los cilindros hidráulicos de Power team. Recuperado del catálogo de Power team 2019.

Anexo E. Tabla N°3. Coeficiente de corrección de la potencia

Tipo de máquina conducida Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos, fase partida, Motores de corriente continua, bobinado en serie, Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples. Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y bobinado compuesto. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compuesto. Máquinas a combustión interna, monocilíndricas. Ejes en línea, Arranque directo y con embrague.					
	Servicio intermitente hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermitente hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitadores. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandibulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Nota. Coeficiente de corrección de la potencia. Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial Dunlop, pagina 36.

Anexo F. Gráfico N°1 para la elección de la sección de la correa



Nota. Elección de la sección de la correa. Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial Dunlop, pagina 39.

Anexo G. Tabla N° 2 de la sección D

Tabla N° 2 - Sección D																												
R.P.M. de la polea menor	Prestación Base (en HP)																											
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																											
	305	317	330	343	356	368	381	394	406	419	432	444	457	470	483	495	508	521	533	546	559	571	584	597	610			
690	12.20	13.60	14.90	16.20	17.50	18.70	20.00	21.20	22.40	23.60	24.80	26.00	27.10	28.30	29.40	30.50	31.60	32.70	33.70	34.70	35.70	36.70	37.70	38.70	39.60			
870	13.80	15.40	16.90	18.40	19.90	21.30	22.70	24.10	25.50	26.80	28.10	29.40	28.30	31.80	33.00	34.20	35.30	36.40	37.40	38.40	39.40	40.30	41.20	42.10	42.90			
1160	15.00	16.80	18.50	20.20	21.80	23.30	24.80	26.30	27.60	28.90	30.20	31.40	32.50	33.50	34.50	35.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
50	1.68	1.82	1.95	2.08	2.21	2.34	2.47	2.60	2.73	2.85	2.98	3.11	3.24	3.37	3.49	3.62	3.74	3.87	4.00	4.12	4.25	4.38	4.50	4.62	4.75			
100	2.94	3.19	3.44	3.68	3.93	4.17	4.42	4.66	4.90	5.14	5.39	5.62	5.86	6.10	6.34	6.57	6.81	7.05	7.28	7.52	7.75	7.98	8.22	8.45	8.68			
150	4.06	4.41	4.77	5.13	5.48	5.83	6.18	6.53	6.88	7.32	7.57	7.92	8.26	8.61	8.95	9.29	9.63	9.97	10.30	10.60	11.00	11.30	11.70	12.00	12.30			
200	5.08	5.54	6.00	6.46	6.92	7.37	7.83	8.28	8.73	9.18	9.63	10.10	10.50	11.00	11.40	11.80	12.30	12.70	13.20	13.60	14.00	14.50	14.90	15.30	15.70			
250	6.03	6.59	7.15	7.71	8.27	8.83	9.38	9.93	10.50	11.00	11.60	12.10	12.70	13.20	13.70	14.30	14.80	15.30	15.90	16.40	16.90	17.40	18.00	18.50	19.00			
300	6.92	7.58	8.24	8.90	9.55	10.20	10.90	11.50	12.10	12.80	13.40	14.10	14.70	15.30	15.90	16.60	17.20	17.80	18.40	19.00	16.60	20.30	20.90	21.50	22.10			
350	7.75	8.51	9.27	10.00	10.80	11.50	12.30	13.00	13.70	14.50	15.20	15.90	16.60	17.30	18.10	18.80	19.50	20.20	20.90	21.60	22.20	22.90	23.60	24.30	25.00			

Nota. Sección D. Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial Dunlop, pagina

Anexo H. Tabla N° 4- Factor de corrección en función de la longitud de la correa.

Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-

Nota. Factor de corrección. Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial

Dunlop, pagina 37.

Anexo I. Tabla N° 5- Factor de corrección en función del arco de contacto

Tabla N° 5		Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana	
180°	1.00	0.75	
175°	0.99	0.76	
170°	0.98	0.77	
167°	0.97	0.78	
164°	0.96	0.79	
160°	0.95	0.80	
157°	0.94	0.81	
154°	0.93	0.81	
150°	0.92	0.82	
147°	0.91	0.83	
144°	0.90	0.83	

Nota. Factor de corrección. Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial

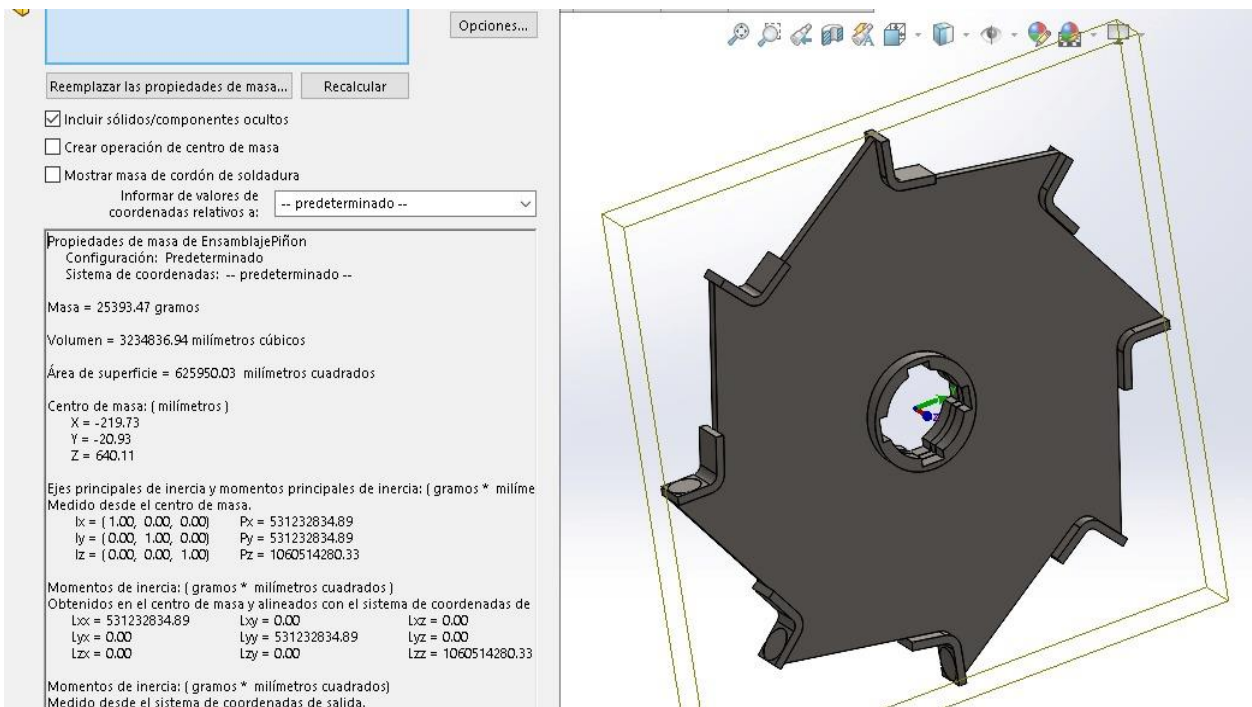
Dunlop, pagina 38.

Anexo J. Tabla N° 2- Prestación adicional

Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00
al	al	al	al	al	al	al	al	al	y
1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	sobre
0.00	0.39	0.67	1.00	1.33	1.67	2.00	2.33	2.67	3.00
0.00	0.42	0.84	1.26	1.68	2.10	2.52	2.94	3.37	3.79
0.00	0.56	1.12	1.68	2.24	2.81	3.36	3.93	4.49	5.05
0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.22
0.00	0.05	0.10	0.14	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
0.00	0.07	0.15	0.22	0.29	0.36	0.44	0.51	0.59	0.65

Nota. Prestación adicional por relación de transmisión (en HP). Recuperado del catálogo de correas de transmisión industrial Dunlop, pagina 33.

Anexo K. Peso del piñón perteneciente al sistema generador de torque



Nota. Elaboración propia.

Anexo L. Peso del sistema de agarre trasero del banco de arme y desarme de cilindro hidráulicos

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos
 Crear operación de centro de masa
 Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de EnsamblajeTorquePolea
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 43841.71 gramos

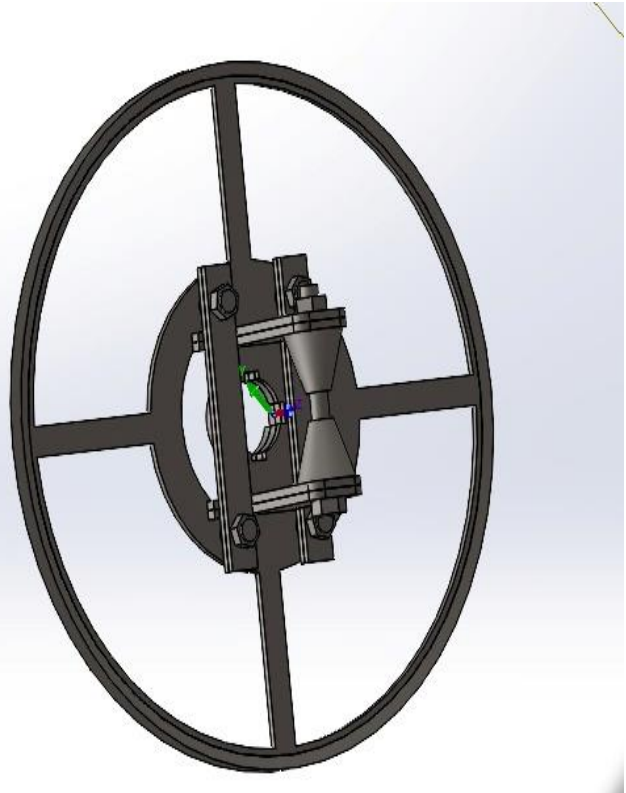
Volumen = 5584930.73 milímetros cúbicos

Área de superficie = 1468817.55 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
X = -252.14
Y = 266.35
Z = -1106.87

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetro
Medido desde el centro de masa.
lx = (0.71, 0.70, -0.01) Px = 1041798242.44
ly = (-0.70, 0.71, 0.00) Py = 1300067801.42
lz = (0.01, 0.01, 1.00) Pz = 1747088678.73

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de
Lxx = 1169414688.85 Lxy = 129096076.10 Lxz = -4582821.57
Lyx = 129096076.10 Lyy = 1172510010.81 Lyz = -4528213.49
Lzx = -4582821.57 Lzy = -4528213.49 Lzz = 1747029822.93



Nota. Elaboración propia.

Anexo M. tabla 6-2, Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

1004 | Apéndice A

Tabla A-20

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg.). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación.] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Nota. Tabla A-20, propiedades de los materiales. Recuperado del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pagina 1004.


Anexo N. tabla 6-2, Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Nota. Tabla 6-2, Parámetros en la condición superficial de Marín. Recuperado del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pagina 274.

Anexo O. Tabla A-14 para el cálculo del factor de confiabilidad

Table A-14 AREAS UNDER THE STANDARD NORMAL DISTRIBUTION CURVE

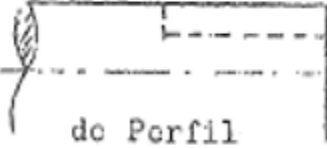
$$A = \int_0^z \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-z^2/2} dz$$


z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.0	0.0000	0.0040	0.0080	0.0120	0.0160	0.0199	0.0239	0.0279	0.0319	0.0359
0.1	0.0398	0.0438	0.0478	0.0517	0.0557	0.0596	0.0636	0.0675	0.0714	0.0754
0.2	0.0793	0.0832	0.0871	0.0910	0.0948	0.0987	0.1026	0.1064	0.1103	0.1141
0.3	0.1179	0.1217	0.1255	0.1293	0.1331	0.1368	0.1406	0.1443	0.1480	0.1517
0.4	0.1554	0.1591	0.1628	0.1664	0.1700	0.1736	0.1772	0.1808	0.1844	0.1879
0.5	0.1915	0.1950	0.1985	0.2019	0.2054	0.2088	0.2123	0.2157	0.2190	0.2224
0.6	0.2258	0.2291	0.2324	0.2357	0.2389	0.2422	0.2454	0.2486	0.2518	0.2549
0.7	0.2580	0.2612	0.2642	0.2673	0.2704	0.2734	0.2764	0.2794	0.2823	0.2852
0.8	0.2881	0.2910	0.2939	0.2967	0.2996	0.3023	0.3051	0.3078	0.3106	0.3133
0.9	0.3159	0.3186	0.3212	0.3238	0.3264	0.3289	0.3315	0.3340	0.3365	0.3389
1.0	0.3413	0.3438	0.3461	0.3485	0.3508	0.3531	0.3554	0.3577	0.3599	0.3621
1.1	0.3643	0.3665	0.3686	0.3708	0.3729	0.3749	0.3770	0.3790	0.3810	0.3830
1.2	0.3849	0.3869	0.3888	0.3907	0.3925	0.3944	0.3962	0.3980	0.3997	0.4015
1.3	0.4032	0.4049	0.4066	0.4082	0.4099	0.4115	0.4131	0.4147	0.4162	0.4177
1.4	0.4192	0.4207	0.4222	0.4236	0.4251	0.4265	0.4279	0.4292	0.4306	0.4319
1.5	0.4332	0.4345	0.4357	0.4370	0.4382	0.4394	0.4406	0.4418	0.4429	0.4441
1.6	0.4452	0.4463	0.4474	0.4484	0.4495	0.4506	0.4515	0.4525	0.4535	0.4545
1.7	0.4554	0.4564	0.4573	0.4582	0.4591	0.4599	0.4608	0.4616	0.4625	0.4633
1.8	0.4641	0.4649	0.4656	0.4664	0.4671	0.4678	0.4686	0.4693	0.4699	0.4706
1.9	0.4713	0.4719	0.4726	0.4732	0.4738	0.4744	0.4750	0.4756	0.4761	0.4767
2.0	0.4772	0.4778	0.4783	0.4788	0.4793	0.4798	0.4803	0.4808	0.4812	0.4817
2.1	0.4821	0.4826	0.4830	0.4834	0.4838	0.4842	0.4846	0.4850	0.4854	0.4857
2.2	0.4861	0.4864	0.4868	0.4871	0.4875	0.4878	0.4881	0.4884	0.4887	0.4890
2.3	0.4893	0.4896	0.4898	0.4901	0.4904	0.4906	0.4909	0.4911	0.4913	0.4916
2.4	0.4918	0.4920	0.4922	0.4925	0.4927	0.4929	0.4931	0.4932	0.4934	0.4936
2.5	0.4938	0.4940	0.4941	0.4943	0.4945	0.4946	0.4948	0.4949	0.4951	0.4952
2.6	0.4953	0.4955	0.4956	0.4957	0.4959	0.4960	0.4961	0.4962	0.4963	0.4964
2.7	0.4965	0.4966	0.4967	0.4968	0.4969	0.4970	0.4971	0.4972	0.4973	0.4974
2.8	0.4974	0.4975	0.4976	0.4977	0.4977	0.4978	0.4979	0.4979	0.4980	0.4981
2.9	0.4981	0.4982	0.4982	0.4983	0.4984	0.4984	0.4985	0.4985	0.4986	0.4986
3.0	0.4987	0.4987	0.4987	0.4988	0.4988	0.4989	0.4989	0.4989	0.4990	0.4990
3.1	0.4990	0.4991	0.4991	0.4991	0.4992	0.4992	0.4992	0.4992	0.4993	0.4993
3.2	0.4993	0.4993	0.4994	0.4994	0.4994	0.4994	0.4994	0.4995	0.4995	0.4995
3.3	0.4995	0.4995	0.4995	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4997
3.4	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4998
3.5	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998
3.6	0.4998	0.4998	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.7	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.8	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.9	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000

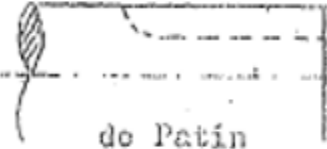
Nota. Factor de confiabilidad. Recuperado de Libro de diseño para cálculos de elementos a fatiga de Alfredo Parada corrales, edición 1990, pagina 29.

Anexo P. Valores de K_f para chaveteros

VALORES DE K_f PARA CHAVETEROS:



de Perfil

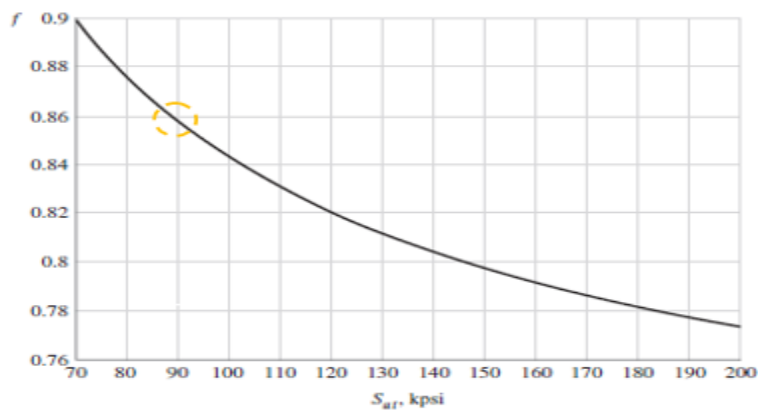


de Patín

CLASE DE CHAVETERO	R E C O C I D O		E N D U R E C I D O	
	Tracción Flexión	Torsión	Tracción Flexión	Torsión
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
Patín	1,3	1,3	1,6	1,6

Nota. Factor de esfuerzo y sensibilidad a la muesca. Recuperado de Libro de diseño para cálculos de elementos a fatiga de Alfredo Parada corrales, edición 1990, pagina 25.

Anexo Q. Fracción de resistencia a la fatiga



Nota. Figura 6-18, fracción de resistencia a la fatiga. Recuperado del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pagina 272.

Anexo R. Tabla 1-7 para chavetas y chaveteros de diseño según la norma DIN-6886 de 1946

Tabla 1-7. Medidas de cuñas, chavetas y chaveteros (en mm) según DIN
(superadas por nuevas DIN)

Árbol d		Chaveta (1) y cuña (DIN 6886, enero de 1946)				Árbol d		Chaveta plana (DIN 142, agosto de 1922)		Chaveta cóncava (DIN 143, agosto de 1922)					
desde	hasta	b	h (1)	t = d + ... (1)	t (1)	desde	hasta	b-h	t	t ₁ = d + ...	b-s	t ₁ = d + ...			
10	12	4	4	4	1,4	1,4	2,4	2,4							
12	17	5	5	3	1,9	0,9	2,9	1,9							
17	22	6	6	4	2,2	1,2	3,5	2,5							
22	30	8	7	5	2,5	1,5	4,1	3,1							
30	38	10	8	6	2,9	1,9	4,7	3,7	22	30	8-4	1	3	8-3	3
38	44	12	8	6	2,7	1,7	4,9	3,9	30	38	10-5	1,5	3,5	10-3,5	3,5
44	50	14	9	6	3,3	1,6	5,5	4,0	38	44	12-5	1,5	3,5	12-3,5	3,5
50	58	16	10	7	3,4	1,9	6,2	4,7	44	50	14-5	1	4	14-4	4
58	65	18	11	7	3,7	1,8	6,8	4,8	50	58	16-6	1	5	16-5	5
65	75	20	12	8	4,1	2,2	7,4	5,4	58	68	18-7	2	5	18-5	5
75	85	22	14	9	5,0	2,6	8,5	6,0	68	78	20-8	2	6	20-6	6
85	95	25	14	9	4,8	2,4	8,7	6,2	78	92	24-9	2	7	24-7	7
95	110	28	16	10	5,6	2,6	9,9	6,9	92	110	28-10	2	8	28-8	8
110	130	32	18	11	6,3	2,9	11,1	7,6	110	130	32-11	2	9	32-9	9
130	150	36	20	12	7,1	3,2	12,3	8,3	130	150	36-13	3	10	36-10	10
150	170	40	22	14	7,9	4,0	13,5	9,5	150	170	40-14	3	11		
170	200	45	25	16	9,1	4,6	15,3	10,8	170	200	45-16	4	12		

(1) Para las chavetas de ajuste hay que regirse por DIN 6885 (agosto de 1943).
 (1) La primera columna de h, t₁ y t rige para chavetas-cuña y chavetas de ajuste. La segunda columna, de h, t₁ y t rige para chavetas de ajuste más débiles.
 El momento de torsión para chavetas de ajuste: $M_t \approx (h-t) \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{p}{10} \cdot L$ (cmkg).
 Cubo de fundición gris: $p \leq 5$ kg/mm².
 Cubo de acero: $p \leq 9$ kg/mm².

Nota. Norma DIN-6886 de 1946. Recuperado del libro Diseño de máquinas II de Hernán Rojas.