

**UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA UTEC**

**Carrera de Ingeniería Mecánica**



**DISEÑO DE UN CONJUNTO DE  
COMPONENTES MECÁNICOS PARA  
MODIFICAR UN ELEVADOR TELESCÓPICO  
EN UN DESATADOR DE ROCAS**

**DESIGN OF MECHANICAL KIT  
COMPONENTS TO MODIFY A  
TELEHANDLER INTO A ROCK SCALER**

Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

**Andonny Bryan Delgado Quispe**

**Código 201310162**

**Asesor**

Tulio Antezano

Lima – Perú

Julio 2019

La tesis

**DISEÑO DE UN CONJUNTO DE COMPONENTES MECÁNICOS PARA  
MODIFICAR UN ELEVADOR TELESCÓPICO EN UN DESATADOR DE  
ROCAS**

Ha sido aprobada

-----

[Nombres y apellidos del Presidente de Jurado]

-----

[Nombres y apellidos del Asesor de la tesis]

-----

[Nombres y apellidos del Tercer jurado]

*Dedicatoria:*

La presente tesis es dedicada a mis padres Ronald y Julia por el gran sacrificio que hacen día a día para ayudarme a alcanzar mis metas y por el gran aprecio y cariño que me dan; también a mis dos hermanas y enamorada; las cuales siempre me han brindado el apoyo para seguir adelante en esta etapa de mi vida.

*Agradecimientos:*

Al Ing. Tulio Antezano que a través de su gran experiencia sobre equipos mineros me asesoró para la realización de mi tesis. Así mismo, al Ing. Helard Alvarez por el apoyo brindado en la parte de diseño; seguidamente a los profesores del departamento de mecánica por la enseñanza brindada generando en mí una lógica ingenieril que estoy seguro me va servir en la toma de decisiones acertadas. Por último, a mis amigos y compañeros de clase de los cuales he aprendido mucho.

# TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
<b>RESUMEN</b> .....	
<b>ABSTRACT</b> .....	
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	
Alcance .....	ii
Antecedentes .....	iii
Justificación y motivación .....	v
Objetivo general.....	vi
Objetivos específicos .....	vi
<b>CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tipos de desatado de rocas .....	1
1.1.1 Desatado manual .....	1
1.1.2 Desatado mecanizado .....	2
1.2 Desatadores de rocas mecánicos (Scaler) .....	3
1.3 Elevador Telescópico Bobcat modelo T40140 .....	6
1.4 Brazo telescópico .....	7
1.4.1 Análisis de fuerzas en el brazo telescópico .....	7
1.4.2 Cálculo de los esfuerzos entre las secciones de contacto del brazo .....	9
1.4.3 Esfuerzo normal de flexión global .....	10
1.4.4 Esfuerzo de flexión local .....	11
1.5 Hidráulica del Brazo telescópico .....	15
1.5.1 Circuito Hidráulico.....	15
1.5.2 Ciclo de trabajo hidráulico para rotar el brazo .....	17
1.5.3 Cálculo de la fuerza sobre el bastidor .....	18
1.6 Rodamiento de giro .....	20
1.6.1 Estudio Geométrico del rodamiento de giro .....	21
1.6.2 Análisis teórico de carga y ángulo de contacto en el rodamiento de giro.....	21
1.6.3 Modelo entre la pista de rodadura y elemento rodante .....	24
1.6.4 Modelo multiparamétrico por elementos finitos .....	25

1.7 Acero al carbono .....	28
1.7.1 Soldabilidad de los aceros al carbono .....	29
1.7.2 Fenómeno de grietas en la soldadura .....	30
1.8 Variable Costo - Performance para el diseño .....	31
<b>CAPÍTULO II METODOLOGÍA .....</b>	<b>32</b>
2.1 Generación de modelo 3D del elevador telescópico.....	33
2.2 Definición del Diseño del brazo hidráulico .....	35
2.2.1 Metodología de Diseño .....	35
2.3 Diseño Conceptual Ingenieril del brazo hidráulico .....	39
2.3.1 Diseño Estructural del brazo telescópico .....	40
2.3.2 Selección del rodamiento de giro .....	41
2.3.3 Selección de componentes Hidráulicos.....	43
2.4 Análisis de fuerzas y estabilidad usando Adams .....	46
<b>CAPÍTULO III RESULTADOS .....</b>	<b>49</b>
3.1 Modelo 3D del elevador telescópico Bobcat TL40140 .....	49
3.2 Diseño del brazo hidráulico definido.....	50
3.2.1 Especificaciones de ingeniería para el brazo hidráulico .....	50
3.2.2 Caja Negra.....	54
3.2.3 Estructura de funciones .....	54
3.2.4 Matriz Morfológica .....	55
3.2.5 Generación de concepto .....	57
3.2.6 Evaluación de concepto.....	58
3.3 Diseño conceptual ingenieril.....	61
3.3.1 Martillo hidráulico seleccionado .....	61
3.3.2 Análisis de fuerzas sobre la estructura del brazo hidráulico .....	62
3.3.3 Especificaciones del material para el brazo estructural .....	68
3.3.4 Diagrama de cortante y momento flector .....	68
3.3.5 Cálculo de las propiedades de sección .....	70
3.3.6 Validación de la sección según recomendación SAE J1078.....	71
3.3.7 Análisis por elementos finitos del brazo madre .....	71
3.3.8 Selección del rodamiento de giro .....	75
3.3.9 Selección de pistones Hidráulicos.....	78

3.3.9 Selección de motor hidráulico.....	83
3.3.10 Selección de bomba hidráulica.....	84
3.4 Circuito hidráulico del brazo y martillo hidráulico.....	86
3.4.1 Selección de mangueras .....	87
3.4.2 Selección de válvulas .....	88
3.4.3 Aproximación del costo de los componentes diseñados y seleccionados.....	88
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>90</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>98</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
<b>Tabla 1.1</b> Tipos de desatador de roca comercializados en el sector minero del Perú.....	5
<b>Tabla 1.2</b> Composición química para muestras con contenido en carbono.....	29
<b>Tabla 2.1</b> Factor de seguridad según la aplicación del rodamiento de giro.....	42
<b>Tabla 3.1</b> Distancia principales del equipo Bobcat 3D. ....	50
<b>Tabla 3.2</b> Necesidades del consumidor. ....	51
<b>Tabla 3.3</b> Especificaciones del producto. ....	51
<b>Tabla 3.4</b> Valoración de satisfacción entre modelos referentes y el modelo a diseñar. ....	52
<b>Tabla 3.5</b> Evaluación económica del concepto de solución. ....	59
<b>Tabla 3.6</b> Evaluación técnica del concepto de solución. ....	60
<b>Tabla 3.7</b> Fuerzas máximas sobre los componentes del brazo hidráulico.....	66
<b>Tabla 3.8</b> Fuerzas calculadas en las conexiones del brazo en la posición horizontal extendida.....	67
<b>Tabla 3.9</b> Propiedades mecánicas del acero A-615. ....	68
<b>Tabla 3.10</b> Propiedades Mecánicas de la sección. ....	70
<b>Tabla 3.11</b> Comprobación de esfuerzos usando la norma SAE J1078.....	71
<b>Tabla 3.12</b> Propiedades mecánicas del acero seleccionado para el brazo madre. ....	72
<b>Tabla 3.13</b> Cargas sobre el rodamiento de giro. ....	75
<b>Tabla 3.14</b> Características técnicas del Pistón 4.....	79
<b>Tabla 3.15</b> Características técnicas del Pistón 3.....	80
<b>Tabla 3.16</b> Características técnicas del Pistón 3.....	81
<b>Tabla 3.17</b> Características técnicas del Pistón 3.....	81
<b>Tabla 3.18</b> Diámetro de mangueras para los cilindros Hidráulicos.....	87
<b>Tabla 3.19</b> Precio de venta aproximado del equipo desatador de roca.....	89

# ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.1</b> Desatado manual de rocas .....	2
<b>Figura 1.2</b> Ciclo de minado en minería subterránea.....	3
<b>Figura 1.3</b> Diferentes diseños de equipos desatadores de roca y desatadores mecánicos	4
<b>Figura 1.4 a.</b> Elevador Telescópico modelo Bobcat T40140 <b>b.</b> Distancia de operación del elevador.....	6
<b>Figura 1.5</b> Brazo telescópico de tres secciones .....	7
<b>Figura 1.6</b> Diagrama de cuerpo libre del brazo telescópico. ....	8
<b>Figura 1.7</b> Fuerzas en la estructura de pivote y punto de aplicación del cilindro .....	9
<b>Figura 1.8</b> Bloques deslizantes y transferencia de carga en el brazo telescópico .....	9
<b>Figura 1.9</b> Diagrama de esfuerzos de flexión local. ....	10
<b>Figura 1.10</b> Diagrama de fuerzas en cada sección del brazo.....	11
<b>Figura 1.11</b> Análisis cargas en la parte superior del brazo [63]. ....	12
<b>Figura 1.12</b> Esfuerzos en la sección transversal en las dos direcciones a) x y b) y .....	15
<b>Figura 1.13</b> Movimientos del Brazo Telescópico y los actuadores.....	16
<b>Figura 1.14</b> Circuito Hidráulico de un Brazo Electrohidráulico. ....	16
<b>Figura 1.15</b> Comparación entre la variación de Caudal vs Presión experimental y simulada.....	17
<b>Figura 1.16</b> Variación del caudal y presión en un ciclo de rotación del brazo.....	18
<b>Figura 1.17</b> Representación esquemática del brazo telescópico .....	19
<b>Figura 1.18</b> Diagrama de cuerpo libre del brazo, pistón-bastidor y cilindro.....	19
<b>Figura 1.19</b> Tipos de rodamientos de giro a) cuatro puntos de contacto, b) dos puntos de contacto y 2 pistas, c) Rodillo Cruzado, d) Cuatro puntos de contacto y 2 pistas rodadura, e) Rodillo de 3 pistas. ....	20
<b>Figura 1.20</b> Geometría del rodamiento de giro con cuatro puntos de contacto.....	21
<b>Figura 1.21</b> Superficie de aceptación .....	22
<b>Figura 1.22</b> Sistema de cargas .....	22
<b>Figura 1.23 a, b, c</b> Superficie de aceptación para un rodamiento de giro con cuatro puntos de contacto. ....	23
<b>Figura 1.24</b> Representación esquemática para el modelamiento de elemento rodante y pista de rodadura.....	24
<b>Figura 1.25</b> Parámetros geométricos para el rodamiento de giro.....	26
<b>Figura 1.26</b> FR-MT Curvas de superficie aceptable para un rodamiento de giro con puntos de contacto teórico y por Elemento finitos .....	27
<b>Figura 1.27</b> Modelo de elementos finitos de un rodamiento de giro pequeño .....	28

<b>Figura 1.28</b> Evolución de la microestructura y difusión de carbono durante la transformación de fases a diferentes temperaturas a) 730°C, b) 770°C, c) 810 °C d) 850 °C.....	31
<b>Figura 2.1</b> Flujograma del diseño y selección de los componentes del brazo hidráulico. ....	33
<b>Figura 2.2</b> Medidas del elevador telescópico Bobcat TL40140. ....	34
<b>Figura 2.3</b> Chasis del elevador telescópico TL40140. ....	34
<b>Figura 2.4</b> Proceso de diseño.....	35
<b>Figura 2.5</b> Diagrama para la generación de conceptos.....	36
<b>Figura 2.6</b> El diagrama despliegue de funciones de calidad QFD. ....	36
<b>Figura 2.7</b> Esquema de caja negra.....	37
<b>Figura 2.8</b> Estructura de funciones.....	37
<b>Figura 2.9</b> Matriz morfológica para la generación de conceptos. ....	38
<b>Figura 2.10</b> Dimensiones de la sección de galería en minería subterránea. ....	40
<b>Figura 2.11</b> Cálculo analítico para el diseño del brazo telescópico. ....	41
<b>Figura 2.14</b> Factor de seguridad según la aplicación del rodamiento de giro. ....	42
<b>Figura 2.15</b> Algoritmo para el diseño de sistemas hidráulicos.....	44
<b>Figura 2.16</b> Transformación de la energía en un circuito hidráulico. ....	45
<b>Figura 2.17</b> Flujograma para el uso de SolidWorks Motion. ....	46
<b>Figura 2.18</b> Formato de guardado en SolidWorks para exportar a Adams. ....	47
<b>Figura 2.19</b> Formato CAD SolidWorks en el entorno Adams. ....	47
<b>Figura 2.20</b> Generación de material a cada componente.....	48
<b>Figura 2.21</b> Generación de material a cada componente.....	48
<b>Figura 3.1</b> Modelo CAD del elevador telescópico base.....	49
<b>Figura 3.2</b> Despliegue de funciones de calidad del nuevo desatador. ....	53
<b>Figura 3.3</b> Caja negra para el brazo hidráulico.....	54
<b>Figura 3.4</b> Estructura de funciones en el desatado de rocas. ....	55
<b>Figura 3.5</b> Matriz morfológica para generación de concepto.....	56
<b>Figura 3.6</b> Desatador de roca – concepto 1. ....	57
<b>Figura 3.7</b> Desatador de roca – concepto 2. ....	58
<b>Figura 3.8</b> Evaluación técnica – económica del brazo hidráulico.....	60
<b>Figura 3.9</b> Evaluación técnica – económica del brazo hidráulico.....	61
<b>Figura 3.10</b> Especificaciones técnicas de martillos hidráulicos de la empresa Epiroc. ....	62
<b>Figura 3.11</b> Dimensiones principales del martillo hidráulico. ....	62
<b>Figura 3.12</b> Comparación de la magnitud de la fuerza (analítico y simulación).....	67
<b>Figura 3.13</b> Comportamiento del Brazo Hidráulico al realizar desatado de roca. ....	68
<b>Figura 3.14</b> Diagrama de cortante y momento flector del brazo hidráulico.....	69
<b>Figura 3.15</b> Sección del brazo madre no reforzado.....	70
<b>Figura 3.16</b> Sección del brazo madre Reforzado.....	73
<b>Figura 3.17</b> Sección del brazo madre sin Reforzamiento.....	74
<b>Figura 3.18.</b> Curvas de variación del Momento equivalente y carga axial sobre el rodamiento.....	75

<b>Figura 3.19</b>	Torque equivalente sobre el rodamiento de giro para modelos estándar...	76
<b>Figura 3.20</b>	Servicio máximo permisible por minuto en porcentaje. ....	76
<b>Figura 3.21</b>	Horas límite de funcionamiento del rodamiento en función al torque de operación. ....	77
<b>Figura 3.22</b>	Horas límite de funcionamiento del rodamiento en función al torque de operación. ....	77
<b>Figura 3.23</b>	Rodamiento de giro seleccionado. ....	78
<b>Figura 3.24</b>	Pistón hidráulico conexión martillo hidráulico- soporte brazo 3.....	78
<b>Figura 3.25</b>	Pistón Hidráulico conexión soporte 3 – soporte brazo 3. ....	79
<b>Figura 3.26</b>	Pistón Hidráulico conexión braco 2 – brazo madre. ....	80
<b>Figura 3.27</b>	Pistón Hidráulico conexión brazo madre – chasis. ....	81
<b>Figura 3.28</b>	Especificaciones técnicas estándar de pistones hidráulicos (Parker).....	83
<b>Figura 3.29</b>	Características Técnicas del Motor hidráulico Recomendado por el rodamiento de giro.....	83
<b>Figura 3.30</b>	Motor hidráulico seleccionado.....	83
<b>Figura 3.31</b>	Características técnicas de los motores hidráulicos. ....	84
<b>Figura 3.32</b>	Modelo de bomba seleccionado.....	84
<b>Figura 3.33</b>	Imagen de la bomba de engranajes seleccionado.....	85
<b>Figura 3.34</b>	Circuito Hidráulico del brazo.....	86
<b>Figura 3.35</b>	Especificaciones técnicas de las mangueras hidráulicas.....	87
<b>Figura 3.36</b>	Variación de caudal y presión en válvula de 4/3. ....	88

# ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO A-572.....	98
ANEXO 2: FUERZAS EN CADA CONEXIÓN DEL BRAZO TELESCÓPICO.....	99
ANEXO 3 CÁLCULO ANALÍTICO BRAZO ESTRUCTURAL .....	102
ANEXO 4 CÁLCULO DEL RODAMIENTO DE GIRO.....	109
ANEXO 5 USO DE LA NORMA SAE J1078 .....	112
ANEXO 6 CÁLCULO DE LOS PISTONES HIDRÁULICOS.....	120
ANEXO 7 PLANOS DE LA ESTRUCTURA DEL BRAZO HIDRÁULICO.....	129
ANEXO 8 PLANO MECÁNICO DEL RODAMIENTO DE GIRO.....	132
ANEXO 9 DESATADOR FINAL .....	133

## RESUMEN

El desatado de rocas representa el 30% de los accidentes fatales ocurridos en minería subterránea siendo considerado una actividad de alto riesgo; para disminuir este riesgo se introdujo al mercado un equipo auxiliar denominado Scaler; actualmente existen diferentes diseños, en su mayoría obtenidos por la conversión de equipos diseñados para la construcción y transporte de carga. La presente tesis muestra el diseño de un brazo hidráulico telescópico de sección rectangular con un alcance máximo de 5m cuyo equipamiento consta de: cilindros hidráulicos, martillo hidráulico, rodamiento de giro, motor hidráulico, bomba hidráulica, válvulas y mangueras, para convertir un elevador telescópico en un desatador de rocas cuya operación está enfocada en una sección de avance de 4mx4m (explotación mecanizada de vetas angostas). Por último, se usaron diversas herramientas computacionales como SolidWorks, Adams, Matchad y FluidSim; obteniéndose resultados en un menor tiempo y análisis iterativo en el desarrollo de la concepción del diseño.

*Palabras clave: Brazo hidráulico, simulación ADAMS.*

## ABSTRACT

The 30% of fatalities in underground mine from Peru is for scaling rocks process it is considered a high-risk activity, in order to reduce the risk an auxiliary equipment called Scaler was introduce to the market; currently there are different designs, mostly obtained by the conversion of equipment designed for the building industry to up and down weight. This thesis shows the design of a telescopic hydraulic arm of rectangular section with a maximum range of 5m whose equipment consists of: hydraulic cylinders, hydraulic hammer, slewing bearing, hydraulic motor, hydraulic pump, valves and hoses, to convert a Telehandler in a rock Scaling whose operation focused on a 4mx4m advance section (mechanized exploitation of narrow streaks). Finally, different computational Software such as SolidWorks, Adams, Matchad and FluidSim were use; obtaining results in a shorter time and iterative analysis in the development of the conception of the design.

*Key Words: Hydraulic arm, ADAMS simulation.*

# INTRODUCCIÓN

La minería representa el 15% del PBI y el 65% de las exportaciones en la economía peruana debido principalmente a la generación de exportaciones, generación de empleo (directo – indirecto), producción de concentrado metálico e inversión en infraestructura (carreteras, reservorios, planta de concentrado y represas) [1]. A pesar de la gran importancia económica para el país, esta actividad también se caracteriza por ser una actividad de alto riesgo. En el Perú anualmente en promedio ocurren 56 accidentes fatales en minera subterránea, según cifras del Ministerio de Energía y Minas (Minem). El 30% de estos se dan a causa del desatado de roca, teniendo registrado 292 personas con accidentes fatales en los últimos 17 años [2].

Entre las medidas que se han adoptado para disminuir el riesgo de accidentes laborales en minería subterránea se encuentran las constantes capacitaciones de seguridad al personal, implementación de barretillas de menor peso y mayor longitud, incorporación de equipos para el desatado mecanizado y mejoramiento en los protocolos de seguridad; principalmente en las etapas de perforación, carguío y voladura. Estas medidas han permitido la reducción de accidentes en los últimos años; sin embargo, las cifras registradas en el Perú siguen siendo considerables con respecto a las cifras registradas a nivel mundial.

Una de las actividades más riesgosas en minería subterránea es el desatado de rocas [3], que consiste en retirar la roca inestable ubicada en los techos y laterales del frente de avance. Para disminuir el riesgo de accidentabilidad, las compañías mineras han adquirido 93 equipos desatadores de rocas de la marca Paus a nivel nacional, por ejemplo con el objeto de incrementar la seguridad y reducir los riesgos [4].

Lamentablemente, no todas las compañías mineras peruanas tienen los recursos económicos para adquirir estos equipos. Los equipos diseñados para este trabajo tienen un precio aproximado sobre los US\$ 350,000.00, siendo su compra factible sólo para la gran minería. En ese sentido, se necesita tener un equipo más accesible a fin de que más

compañías mineras puedan implementar un desatado mecanizado en sus operaciones y así reducir el riesgo de accidentes laborales.

En este contexto, la presente tesis se enfoca en el diseño y selección de un kit de componentes mecánicos (brazo hidráulico, rodamiento de giro, soporte de acero, pistones hidráulicos, válvulas y martillo hidráulico), para convertir un equipo manipulador telescópico de la marca Bobcat en un desatador de rocas (Scaler) con todas las características necesarias para recibir la autorización de operación en las minas del Perú. El equipo tendrá un precio accesible y el diseño está enfocado en las empresas mineras pequeñas y medianas que se ven imposibilitadas de adquirir equipos de alto precio, aumentando así la seguridad en las operaciones mineras de nuestro país.

## **Alcance**

La presente tesis se enfoca en tres puntos principales: Metodología de diseño, Análisis ingenieril y selección de componentes mecánicos para convertir un equipo elevador telescópico de la marca Bobcat modelo T40140 usado actualmente en la industria de la construcción, en un desatador de rocas para operación en minería subterránea, incluyendo el presupuesto del mismo en base a catálogos, procesos de manufactura y precios estándar del mercado local.

La conversión del equipo está en función al diseño de un nuevo brazo hidráulico; el cual, se ensambló sobre el chasis del elevador telescópico; para ello, se siguió una metodología de diseño donde se especificaron desde las necesidades del usuario minero en función a sus condiciones de operación hasta la generación de conceptos alternativos; los cuales, fueron evaluados bajo dos criterios (técnico y económico) para de ésta manera tener un concepto final; el cual, pasará por un proceso de cálculo ingenieril.

Al seleccionar un concepto final, se procedió a realizar el dimensionamiento de la estructura metálica del brazo en función a las cargas de trabajo y los desplazamientos de trabajo, considerando la operación y transporte del equipo en las condiciones de minería subterránea de vetas angostas. La estructura final del brazo será clave para la selección de componentes hidráulicos; por ello, se usarán herramientas computacionales para comparar los resultados analíticos con los obtenidos computacionalmente.

Los componentes hidráulicos serán seleccionados en función a las cargas de trabajo, desplazamientos, dimensiones estándar y velocidades de operación; por ello, también se hizo uso de herramientas computacionales y cálculo analítico.

Por último, en base a todos los componentes seleccionados se estimó un costo aproximado del nuevo equipo.

## **Antecedentes**

El equipo desatador de rocas (Scaler) opera en minería subterránea retirando las rocas sueltas de las galerías en la sección de avance para establecer un área segura de trabajo. Este equipo forma parte del ciclo de minado cuya operación se realiza después de la voladura; por ello, que el equipo debe presentar características robustas de diseño, en ese sentido, el equipo Scaler está compuesto por dos partes importantes: La plataforma de base móvil y el brazo hidráulico; la primera engloba el motor, chasis, cabina de conducción y sistema motriz y la segunda parte abarca la estructura metálica del brazo, el componentes hidráulicos y martillo hidráulico.

El brazo hidráulico tiene como la finalidad posicionar al conductor en un ambiente seguro de trabajo, ubicándolo dentro de una cabina reforzada en caso ocurra un desprendimiento de masa rocosa. Al brazo se le ensambla un martillo hidráulico para impactar la masa rocosa inestable y hacerla caer. Por último, el tren motriz ayuda a desplazar el equipo a través de las vías de la explotación.

El equipo Scaler pertenece al grupo de equipos auxiliares que operan dentro de una mina, operando en promedio 2650 horas anualmente. Dentro de las marcas utilizadas en las minas del Perú se puede mencionar al Equipo Paus, procedente de Alemania, cuya particularidad en su diseño es la modificación de un cargador frontal; lo cual, le da robustez al equipo y abarata el precio final. A la fecha existen 93 equipos de este tipo vendidos a nivel nacional.

Por otro lado, la marca Sueca Atlas Copco también cuenta con equipos desatadores de rocas, teniendo un brazo hidráulico articulado. También se debe mencionar que la empresa peruana Resemin, ofrece un equipo desatador de rocas cuyo diseño es similar a los ofrecidos por la marca Atlas Copco.

El uso de los equipos desatadores de roca fue introducido en 1980 para disminuir el riesgo de accidentes producto del desprendimiento de rocas sobre los trabajadores. Tras un estudio realizado en la mina Kiruna - Suecia, se observó la reducción de accidentes fatales ocurridos anualmente en la proporción de 10 a 1, después de haber introducido un equipo Scaler. Haciendo uso de este equipo, la labor de desatado se transforma en el método más seguro y de mayor eficiencia para retirar la roca suelta.

Por otro lado, no se ha encontrado ninguna investigación referente a conversión de equipos en Scaler; sin embargo, se ha encontrado una investigación referente a la confiabilidad de los componentes de un Scaler realizado por A. Rahadiyan. En esta investigación se determinaron los sistemas que influyen en el tiempo perdido de trabajo del Scaler, en una evaluación de 2 años de operación [5]. A. Rahadiyan organizó los sistemas del Scaler en: Cilindros hidráulicos, mangueras hidráulicas, martillo hidráulico, sistema de lubricación central, asientos, sistema eléctrico, sistema de agua, sistema de lubricación central, válvulas hidráulicas, la cabina, el chasis, el motor y transmisión. Un dato importante como referencia a sistemas críticos es la base de soporte del brazo cuyo tiempo de parada fue de 100 horas correspondiente a 6 fallas y un tiempo promedio de reparación de 17 horas [6]. Las recomendaciones de mejora propuestas por A. Rahadiyan se basaron en la mejora de la calidad de soldadura, el estudio de la resonancia en el brazo, fallas en las conexiones de las mangueras hidráulicas debido a la variación de distancia producto del desplazamiento del brazo [6].

La presente tesis considerará el estudio realizado por A. Rahadiyan. para la propuesta de diseño de un nuevo brazo, el cual debe ir ensamblado al chasis del elevador telescópico.

Por último, si bien no hay ninguna publicación al respecto, se encontró una referencia de modificación de un equipo de construcción en un Scaler para minería subterránea, correspondiente a la empresa alemana Paus. *“Esta empresa modificó el cargador de ruedas telescópico TSL 853 T7 usado en minería en un equipo desatador de rocas cuya innovación tiene mucho éxito en el mercado internacional [7]”*.

## **Justificación y motivación**

El desatado de rocas se puede realizar de manera manual contratando trabajadores; los cuales, hacen uso de herramientas rudimentarias como barretillas para golpear las zonas inestables con presencia de rocas sueltas o de forma mecánica haciendo uso de equipos (Scaler) diseñados para retirar la roca de manera mecánica haciendo uso de un brazo y martillo hidráulico.

El desatado manual es una de las actividades más peligrosas en minería subterránea; sin embargo, sus bajos costos con respecto al desatado mecánico, hacen que todavía se realice en la mediana y pequeña minería. En el Perú anualmente ocurren en promedio 56 accidentes fatales en la actividad minera subterránea, de los cuales el 30% estos se dan a causa del desatado de roca, teniendo registrado 292 personas con accidentes fatales en los últimos 17 años [2].

Por otro lado, no solo las muertes se ven implicadas en el desatado manual de rocas. La actividad física realizada es responsable de numerosas lesiones por el sobreesfuerzo, lesiones que involucran dolores de hombros y espalda. En promedio, un trabajador anualmente solicita descanso por 65 días por dolencias musculares y 28 días por otros problemas relacionados al desatado, como por ejemplo: dolores de cabeza, resfríos, cortes, etc. [8].

Los trabajadores se ven expuestos a riesgos disergonómicos debido al sobreesfuerzo en los grupos musculares, posturas desfavorables y el gasto energético. La manipulación de cargas es la principal causa de frecuentes dolencias musco esqueléticas. Estudios realizados por la Organización Internacional del trabajo (OIT) muestran que entre el 60% y 90% de los adultos han sufrido algún dolor de espalda debido a trabajos pesados y esto ha producido el 21% de accidentes. M. Hermosa. evaluó el nivel de riesgo bajo las condiciones de trabajo en minería subterránea, observando los esfuerzos realizados y la frecuencia cardiaca, encontrando que el riesgo disergonómico es alto en los trabajadores cuya labor es desatar rocas [9].

El desprendimiento de rocas, además de provocar lesiones, incapacitaciones, horas no trabajadas e interrupción en la operación; provoca también pérdidas financieras por los pagos de indemnización o beneficios a las víctimas [10]. Los costos debido a los

accidentes en minería son muy importantes porque permiten medir la calidad de gestión en seguridad. T. Acero. realizó un estudio del costo por accidentes en el desatado de rocas en la minería peruana entre el periodo 1994-1998, calculando un costo total de S/. 70'773,904.00 por accidentes fatales y accidentes incapacitantes provenientes de los tres sectores: Gran minería, mediana minería y pequeña minería, con montos de 10'022,020.00, 16'236,165.00 y 4'470,048.00 respectivamente [11].

Por estos motivos, es de suma importancia la implementación de equipos que permitan disminuir los riesgos laborales. Sin embargo, los equipos diseñados para este trabajo tienen un precio aproximado sobre los US\$ 350,000.00, siendo su compra factible solo para la gran minería. En ese sentido, se necesita tener un equipo más accesible a fin de que más compañías mineras puedan implementar un desatado mecanizado en sus operaciones

En este contexto, la presente tesis cobra relevancia, pues realiza el diseño y selección de un conjunto de componentes mecánicos para convertir un equipo manipulador telescópico en un desatador de rocas (Scaler) a un precio accesible para las empresas mineras que se ven imposibilitadas de adquirir estos equipos.

## **Objetivo general**

Diseñar y seleccionar un conjunto de componentes mecánicos para convertir un elevador telescópico en un equipo desatador de que cumpla los requerimientos de la mediana y pequeña minería.

## **Objetivos específicos**

1. Realizar el estudio de las características técnicas de los desatadores de rocas que operan en la minería peruana, clasificándolos de acuerdo a su precio y funciones.
2. Diseñar el brazo estructural de 5m de alcance horizontal con tres etapas haciendo uso del Software Adams, SolidWorks (FEA) y según la Norma SAE J1078.
3. Seleccionar los componentes Mecánico/Hidráulico (rodamiento de giro, cilindros hidráulicos, martillo hidráulico, válvulas, motor hidráulico y bomba hidráulica).

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

El Capítulo 1, describe los tipos de desatado de rocas, los componentes importantes de un Scaler y características del elevador telescópico; así como la teoría sobre la selección del rodamiento de giro, análisis de esfuerzos sobre el brazo telescópico, selección de acero, soldabilidad del mismo e hidráulica del brazo

### 1.1 Tipos de desatado de rocas

#### 1.1.1 Desatado manual

El equipo humano encargado de realizar el desatado de forma manual debe ingresar con el equipo de protección personal adecuado: Casco con portalámparas, lámpara a batería para trabajos en interior mina, cinturón minero, protector respiratorio, mameluco con cinta refractiva, guantes de cuero, botas de seguridad, anteojos de seguridad y protector auditivo. La herramienta para realizar el desatado es la barretilla de acero cuya longitud varía entre 1,2 m a 3,7 m aproximadamente; uno de los extremos de la barretilla termina en punta, lo que permite golpear la roca y el otro en una uña que permite hacer palanca a la roca y así desprenderla con mayor facilidad y seguridad [12].

El ángulo de inclinación de la barretilla para golpear la roca varía entre  $40^\circ$  y  $45^\circ$  como se aprecia en la **Figura 1.1**. Antes de proceder al desatado se debe rosear agua sobre las paredes a fin de mejorar la visibilidad de las zonas agrietadas o inestables; dos personas como mínimo deben trabajar en conjunto, la primera realiza el golpeteo y la segunda persona alumbra la zona estando atento a posibles desprendimientos. El sonido al golpear la roca es un indicador de inestabilidad, los trabajadores deben estar capacitados y tener la experiencia necesaria para poder de ésta manera guiarse [12]; como se observa el desatado manual es la manera más rudimentaria y peligrosa que existe e implica un procedimiento de trabajo inseguro.



**Figura 1.1** Desatado manual de rocas

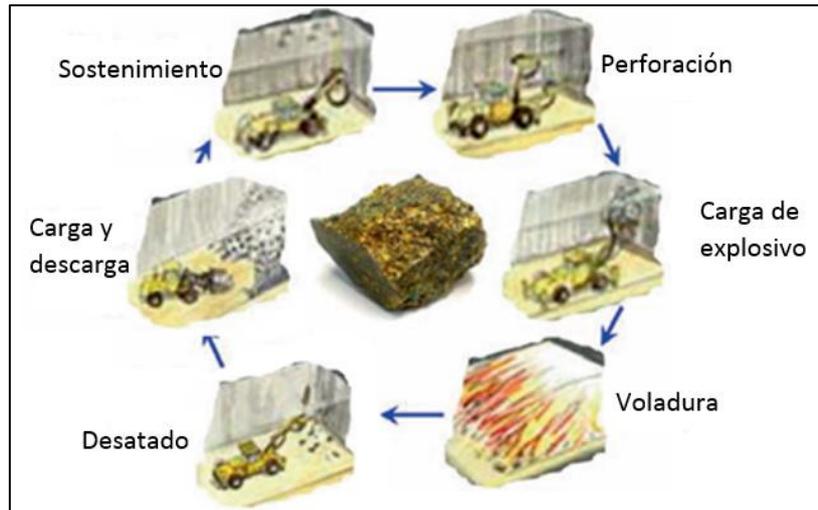
Fuente: Una contribución al estudio de accidentes fatales por caída de rocas: caso de la minería peruana [3].

### **1.1.2 Desatado mecanizado**

El desatado mecanizado consiste en utilizar un equipo mecánico (Scaler); el cual, retira la roca suelta de las galerías haciendo uso de un brazo hidráulico para establecer diferentes posiciones de ataque y un martillo hidráulico. Después de realizar la voladura se hace uso de este equipo dando mayor seguridad a los trabajadores y equipos usados en las actividades posteriores; lo cual, genera un impacto positivo en la eficiencia global de la operación [13].

El Scaler se caracteriza por ser un equipo robusto capaz de operar en condiciones de humedad, polvo y terreno rocoso [5]. Está conformado principalmente por el chasis, cuya función es soportar la carga del vehículo transmitiendo la carga a las ruedas y el brazo hidráulico, cuya función es soportar el martillo hidráulico que percutará la roca inestable.

Existen dos tipos de chasis compacto y articulado centralmente, este último está diseñado con la finalidad de incrementar el ángulo de giro dado que la minería subterránea se caracteriza por tener vías estrechas [14].. En cuanto al brazo hidráulico, este está posicionado dentro del ciclo de minado en minería subterránea como se aprecia en la **Figura 1.2** [5].

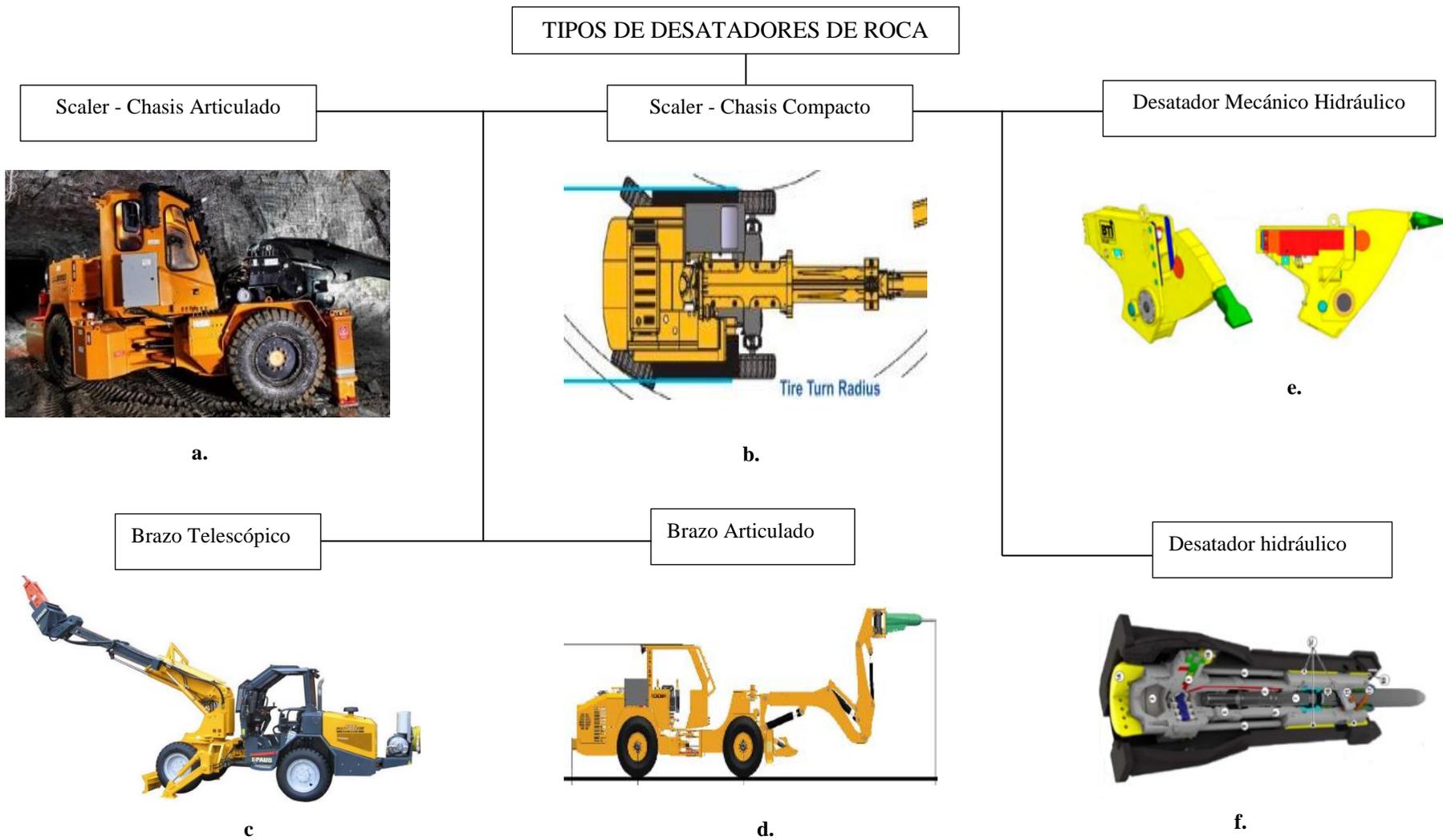


**Figura 1.2** Ciclo de minado en minería subterránea  
Fuente: Disponibilidad del equipo desatador [5].

## 1.2 Desatadores de rocas mecánicos (Scaler)

El equipo desatador de rocas o Scaler tiene diferentes componentes críticos como el brazo, que cumple la función de variar las posiciones de ataque del martillo hidráulico a través de secciones concéntricas, las cuales se van desplazando unas sobre otras por medio de pistones hidráulicos ubicados dentro del brazo telescópico [15]. También existen equipos con brazo articulados; los cuales, están conformados por múltiples secciones independientes de trabajo articuladas por pines, como se aprecia en la **Figura 1.3 (d)** [16]. La lubricación en los componentes móviles es de suma importancia, por lo que estos deben ser engrasados continuamente [17].

Por último, el Scaler también se diferencia por el tipo de desatador mecánico; el cual, combina la fuerza de percusión y la acción de palanca en una simple cabeza robusta con diente pivotante para tener diferentes ángulos de ataque con la ventaja de poder cambiar la punta fácilmente al producirse desgaste, como se puede observar en la **Figura 1.3 (e)** [18]. Otros tipos de desatadores son del tipo martillo hidráulico, muy usados actualmente y tienen como principales características su versatilidad, fiabilidad y facilidad de mantenimiento [19]. Las características de los martillos hidráulicos internamente varían de acuerdo a la marca, pero el principio hidráulico es el mismo, como se muestra en la **Figura 1.3 (f)** [20].



**Figura 1.3** Diferentes diseños de equipos desatadores de roca y desatadores mecánicos

Fuente: a. Scaler con chasis articulado en la parte central [14], b. Scaler con chasis compacto [21], c. Scaler con brazo telescópico [15], d. Scaler con Brazo articulado [16], e. Cabeza mecánica para desatar roca [18], f. Martillo hidráulico para desatar roca [20].

País	Empresa	Peso máximo kg	Tipo de brazo	Tipo de desatador	Distancia entre ejes m	Posición de la cabina	Tipo de chasis	Alcance máximo horizontal	Alcance máximo vertical
Suecia	Atlas Copco	21970	Articulado	Martillo Hidráulico Atlas Copco	4,2	Central	Seccionado	7 m	8.5 m
		<b>Transmisión</b>	<b>Potencia del motor kW</b>	<b>Precio</b>	<b>Frenos</b>	<b>Motor</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Ángulo de giro m</b>	<b>Peso del desatador kg</b>
		Hidrostática	120	\$450,000.00	Hidráulicos	Deutz TCD 2013L04 2V	0-15 Km/h	4	315
Alemania	Paus	<b>Peso máximo</b>	<b>Tipo de brazo</b>	<b>Tipo de desatador</b>	<b>Distancia entre ejes m</b>	<b>Posición de la cabina</b>	<b>Tipo de chasis</b>	<b>Alcance máximo horizontal</b>	<b>Alcance máximo vertical</b>
		8900	telescópico	Martillo Hidráulico NPK	2,4	Central	Seccionado	5 m	8 m
		<b>Transmisión</b>	<b>Potencia del motor</b>	<b>Precio</b>	<b>Frenos</b>	<b>Motor</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Ángulo de giro</b>	<b>Peso del desatador kg</b>
		Hidrostática	54.7	350,000.00	Hidráulicos	Deutz TCD 2012	0-20 Km/h	2,4	260
Perú	Resemin	<b>Peso máximo</b>	<b>Tipo de brazo</b>	<b>Tipo de desatador</b>	<b>Distancia entre ejes m</b>	<b>Posición de la cabina</b>	<b>Tipo de chasis</b>	<b>Alcance máximo horizontal</b>	<b>Alcance máximo vertical</b>
		13600	Articulado	Martillo Hidráulico Motabert	3	Central	Seccionado	7.20 m	9.20 m
		<b>Transmisión</b>	<b>Potencia del motor kW</b>	<b>Precio</b>	<b>Frenos</b>	<b>Motor</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Ángulo de giro m</b>	<b>Peso del desatador kg</b>
		Hidrostática	73	400,000.00	Hidráulicos	Deutz Engine Serie BF4L914	0-20 Km/h	3,2	275
España	Lorenzana	<b>Peso máximo</b>	<b>Tipo de brazo</b>	<b>Tipo de desatador</b>	<b>Distancia entre ejes m</b>	<b>Posición de la cabina</b>	<b>Tipo de chasis</b>	<b>Alcance máximo horizontal</b>	<b>Alcance máximo vertical</b>
		6000	Telescópico	Martillo Hidráulico Atlas Copco	2,8	Central	Seccionado	7 m	8.5 m
		<b>Transmisión</b>	<b>Potencia del motor kW</b>	<b>Precio</b>	<b>Frenos</b>	<b>Motor</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Ángulo de giro m</b>	<b>Peso del desatador kg</b>
		Hidrostática	54.7	280,000.00	Hidráulicos	Deutz TD 2011L04	0-20 Km/h	4,76	150

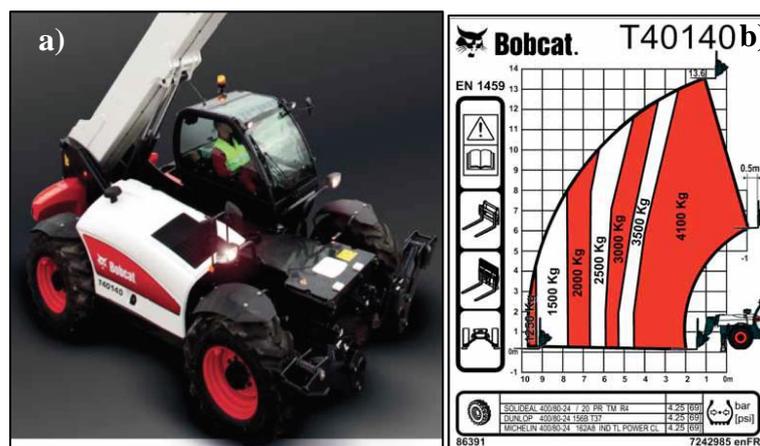
**Tabla 1.1** Tipos de desatador de roca comercializados en el sector minero del Perú  
Fuente: Manual Atlas Copco// Manual Paus// Manual Resemin// Manual Lorenzana [14] [21] [15] [16] [18] [20].

### 1.3 Elevador Telescópico Bobcat modelo T40140

El elevador telescópico es un equipo para construcción, como se puede observar en la **Figura 1.4 a**. Este equipo se usa para transportar carga haciendo uso de un brazo telescópico posicionado en la parte posterior del equipo. La posición del brazo en la parte posterior central tiene el objetivo incrementar la visibilidad del conductor al momento del izaje de carga.

El sistema de transmisión del equipo es hidrostático, lo que brinda alto torque en las ruedas a diferencia de otros vehículos, haciendo posible el desplazamiento con carga pesada sobre terrenos hostiles como los de minería; así mismo, el chasis tiene un diseño compacto que le permite soportar el peso de la cabina de conducción, motor, estabilizadores y brazo hidráulico.

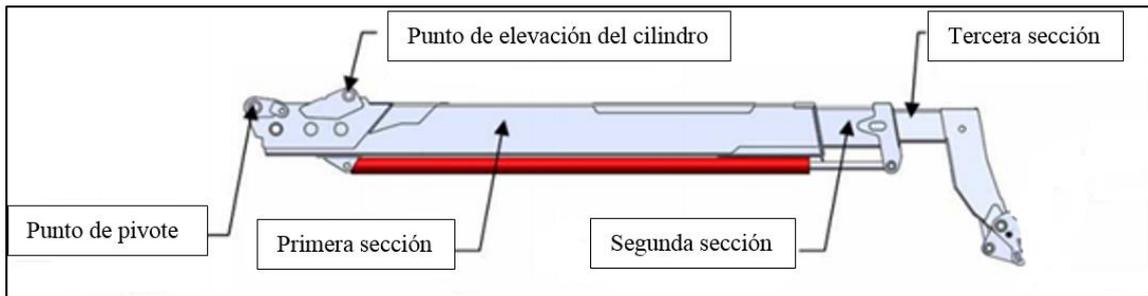
El equipo desatador tiene la ventaja de desplazarse sobre pequeños ángulos de giro; lo cual, permite desplazarse por zonas estrechas y realizar giros en radios de curvatura pequeños. Por otro lado, el modelo T40140 Bobcat tiene un alcance de máximo de 13 m cuya capacidad de carga disminuye al aumentar la longitud del brazo, como se aprecia en la **Figura 1.4 b**. Asimismo, el brazo hidráulico cuenta con un pistón hidráulico central para aumentar y reducir el ángulo de inclinación y dos pistones ubicados dentro del brazo a lo largo de las tres secciones para tener diferentes distancias de carga.



**Figura 1.4 a.** Elevador Telescópico modelo Bobcat T40140 **b.** Distancia de operación del elevador  
Fuente: a y b. Manual Bobcat Telescópicas [22].

## 1.4 Brazo telescópico

El diseño de brazo telescópico es un componente importante, pues es directamente proporcional con la capacidad de carga, estabilidad y performance del equipo. En general el brazo hidráulico tiene una sección rectangular lateral y cuadrada transversalmente. Un típico brazo hidráulico para un elevador telescópico de tres secciones se muestra en la **Figura 1.5** [23].

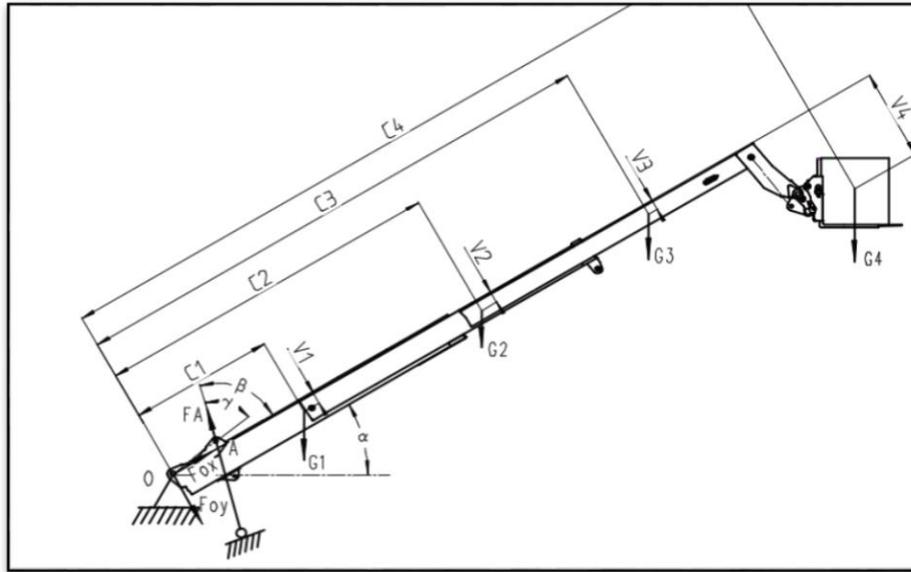


**Figura 1.5** Brazo telescópico de tres secciones

Fuente: Análisis por elementos finitos y pruebas de esfuerzo para el brazo telescópico del manipulador telescópico [23].

### 1.4.1 Análisis de fuerzas en el brazo telescópico

El brazo telescópico está compuesto por dos o más secciones que se encuentran juntas de manera concéntrica, las cargas se transfieren entre las secciones de contacto y varían cuando uno se desplaza sobre el otro [24]. Las fuerzas que actúan sobre el brazo se muestran en la **Figura 1.6**, cada sección del brazo tiene un centro de gravedad  $G_i = (1, 2, 3, \dots, i)$  con un ángulo de inclinación  $\alpha^\circ$ , las fuerzas sobre el punto pivotante son  $F_{ox}$  y  $F_{oy}$ , la fuerza del cilindro es  $F_A$ , el ángulo entre el cilindro y el brazo es  $\beta$ , el ángulo entre  $OA$  y la fuerza del cilindro tienen un ángulo  $\gamma$  y la distancia del centro de gravedad sobre el brazo  $C_i = (1, 2, 3 \dots, i)$  y verticalmente  $V_i = (1, 2, 3 \dots, i)$  [23].



**Figura 1.6** Diagrama de cuerpo libre del brazo telescópico.

Fuente: Análisis por elementos finitos y pruebas de esfuerzo para el brazo telescópico del manipulador telescópico [23].

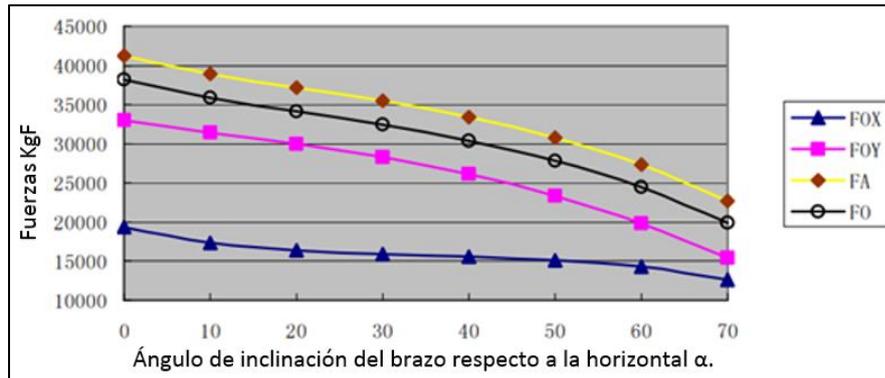
El equilibrio de fuerzas del brazo está dado por:

$$FA \cdot \text{sen}\beta - F_{oy} + \sum_{i=1}^4 G_i \cdot \text{cos}\alpha = 0 \quad \text{Ec. 1}$$

$$FA \cdot \text{cos}\beta - F_{ox} + \sum_{i=1}^4 G_i \cdot \text{sen}\alpha = 0 \quad \text{Ec. 2}$$

$$\sum_{i=1}^4 G_i \cdot C_i \cdot \text{cos}\alpha + \sum_{i=1}^4 G_i \cdot V_i \cdot \text{sen}\alpha - F_a L_{oA} \text{sen}\gamma = 0 \quad \text{Ec. 3}$$

La **Figura 1.7**, muestra la variación del ángulo de inclinación ( $\alpha$ ) del brazo respecto a la horizontal. Se observa que a medida que el brazo tiende a una posición horizontal, la magnitud de las reacciones en Fo y FA se mayor. La información ayuda a entender cuál es la posición en donde las reacciones son de mayor magnitud, para poder diseñar los pines en función a las cargas máximas obtenidas en la posición del nuevo brazo, estableciéndose de ese modo que la posición crítica para este sistema es la horizontal.

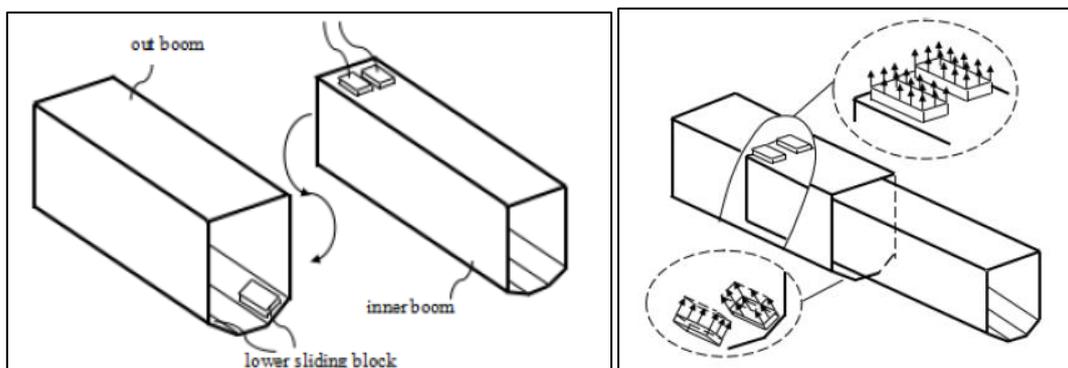


**Figura 1.7** Fuerzas en la estructura de pivote y punto de aplicación del cilindro

Fuente: Análisis por elementos finitos y pruebas de esfuerzo para el brazo telescópico del manipulador telescópico [23].

#### 1.4.2 Cálculo de los esfuerzos entre las secciones de contacto del brazo

El brazo está construido por dos o más secciones concéntricas superpuestas; las cuales, se deslizan una sobre otra por el empuje de un pistón hidráulico ubicado dentro del brazo. El esfuerzo se transfiere entre las secciones a través de los contactos deslizantes. La parte exterior del brazo se ensambla a la base del brazo, dentro de esta se encuentran bloques deslizantes internamente; mientras que las secciones del brazo tienen bloques deslizantes interna y externamente como se aprecia en la **Figura 1.8** [24].

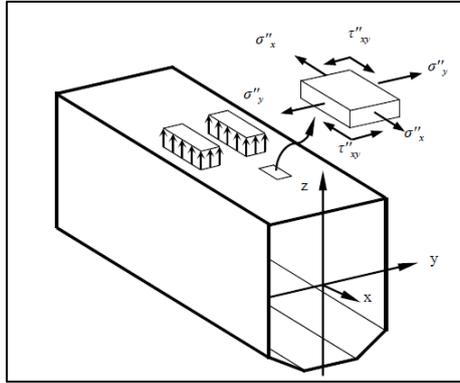


**Figura 1.8** Bloques deslizantes y transferencia de carga en el brazo telescópico

Fuente: Análisis y verificación experimental de la resistencia de los brazos telescópicos para maquinaria de construcción [24].

Los esfuerzos críticos en esta sección del brazo son muy importantes para el diseño. A continuación, se desarrollará el cálculo analítico teórico para hallar la magnitud del esfuerzo sobre los bloques deslizantes a fin de definir un tamaño adecuado.

Los componentes del esfuerzo resultante  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ , y  $\tau$  en la superficie de contacto, pueden ser calculados como la suma de los componentes del esfuerzo correspondientes a la flexión global, el esfuerzo global establece un esfuerzo  $\sigma'_x$  que se suma al esfuerzo local y esfuerzo cortante local, como se puede observar en la **Figura 1.9**.



**Figura 1.9** Diagrama de esfuerzos de flexión local.

Fuente: Análisis y verificación experimental de la resistencia de los brazos telescópicos para maquinaria de construcción [24].

$$\sigma_x = \sigma'_x + \sigma''_x \quad \text{Ec. 4}$$

$$\sigma_y = \sigma''_y \quad \text{Ec. 5}$$

$$\tau_{xy} = \tau''_{xy} \quad \text{Ec. 6}$$

Donde “x” es la dirección a lo largo del brazo e “y” es la dirección transversal a la placa.

### 1.4.3 Esfuerzo normal de flexión global

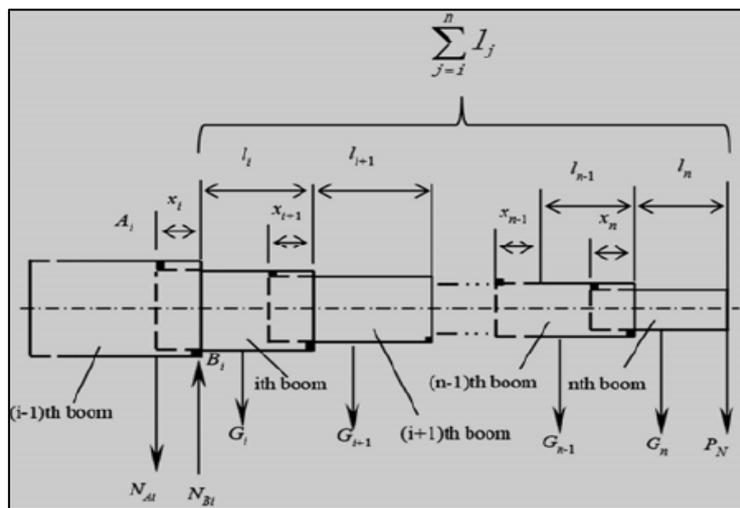
El esfuerzo normal de flexión global son esfuerzos a los que está sometido el brazo cuando éste se flexiona producto de cargas normales al brazo; éstas pueden ser por el peso del martillo hidráulico y el mismo peso del brazo telescópico. El diagrama de fuerzas en el sistema del brazo con  $i$ th secciones para  $n$ th partes se observa en la **Figura 1.10**. Considerando el equilibrio de fuerzas y momento, la transferencia de fuerzas de las  $(i-1)$ th secciones e  $i$ th puntos de contacto, está dada por las siguientes ecuaciones:

$$NA_i = \frac{[\sum_{j=i}^n G_j(l_j - x_j) + 2 \sum_{j=i+1}^n G_j \sum_{k=i}^{j-1} l_k + 2PN \sum_{j=i}^n l_j]}{2x_i} \quad \text{Ec. 7}$$

$$NB_i = \frac{[\sum_{j=i}^n G_j(l_j - x_j) + 2 \sum_{j=i+1}^n G_j \sum_{k=i}^{j-1} lk + 2PN \sum_{j=i}^n lj]}{2xi + PN} \quad \text{Ec. 8}$$

Usando estas dos ecuaciones se puede calcular el momento de flexión en cualquiera sección transversal del brazo telescópico y el esfuerzo normal de flexión puede calcularse por la siguiente ecuación.

$$\sigma' x = \frac{Mi}{I_i} Z \quad \text{Ec. 9}$$



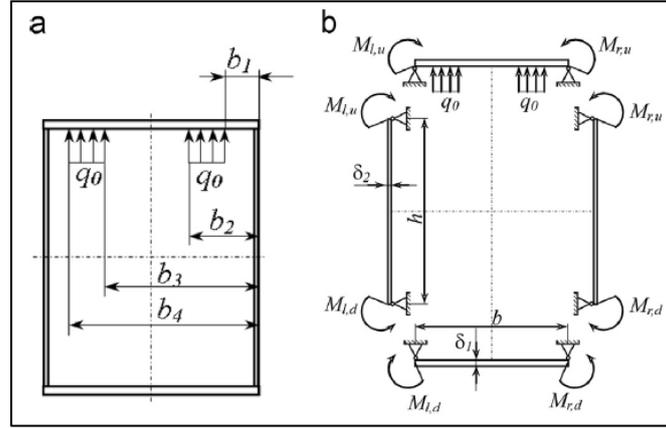
**Figura 1.10** Diagrama de fuerzas en cada sección del brazo.

Fuente: Análisis y verificación experimental de la resistencia de los brazos telescópicos para maquinaria de construcción [24].

#### 1.4.4 Esfuerzo de flexión local

El esfuerzo de flexión local se determina al analizar la deflexión en una parte de la estructura del brazo considerando las cargas que interactúan con la misma. Podría aplicarse la teoría de paredes delgadas; dado que el espesor de placa del brazo es menor al ancho y longitud de la placa. Se considera el mismo espesor de placa en la sección del brazo ( $\delta_1 = \delta_2$ ).

Después de seccionar en cuatro partes se analiza el esfuerzo - deformación de la parte superior, lateral e inferior, como se aprecia en la **Figura 1.11**.



**Figura 1.11** Análisis cargas en la parte superior del brazo [63].

Fuente: Análisis y verificación experimental de la resistencia de los brazos telescópicos para maquinaria de construcción [24].

$$\frac{\partial^4 W_u}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W_u}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W_u}{\partial y^4} = \frac{q(x, y)}{D} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde:

$$D = \frac{E \delta_1^3}{12(1-\nu^2)} \quad \text{Rigidez de la placa.}$$

La función desplazamiento se asume de la forma:

$$W_u(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} f_u(y) \sin \frac{m\pi x}{a}$$

Y satisface las condiciones límite, por lo que los desplazamientos al inicio y final son cero ( $X=0$ ) y ( $X=a$ )

$$w_u|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial^2 W_u}{\partial x^2} /_{x=0} = 0; \quad W_u|_{x=a} = 0; \quad \frac{\partial^2 W_u}{\partial x^2} /_{x=a} = 0$$

Si se introduce las siguientes designaciones

$$\Delta a = a_2 - a_1, \quad \alpha = \frac{n\pi}{a}$$

$$\beta = \frac{m\pi}{b}; \quad c = \cosh(ab); \quad s = \sinh(ab)$$

$$P = 2(\alpha b - cs); \quad R1 = ab(c - 2) + s(2c - 1)$$

$$R2 = 2(\alpha b + s)(1 - c);$$

$$M = \left[ (a_1 - a_2) \cos(\alpha a_2) + \frac{a}{m\pi} (\sin(\alpha a_2) - \sin(\alpha a_1)) \right];$$

$$N = [\cos(\beta b1) - \cos(\beta b2) + \cos(\beta b3) - \cos(\beta b4)];$$

Asumiendo la solución particular de la ecuación de  $Wu$ , se tiene lo siguiente:

$$f_p(y) = K_p \text{sen}\left(\frac{m\pi y}{b}\right)$$

El valor de la constante  $K_p$  se obtiene:

$$K_p = \frac{q_{co}}{D(\alpha^2 + \beta^2)^2}$$

Donde:

$$q_{co} = \frac{4}{n\pi^2 m} \cdot \frac{q_0}{a2 - a1} \cdot MN$$

La función de la deflexión puede ser escrita de la forma:

$$W_u(x, y) = \sum_n \sum_m f_u(y) \text{sen}(\alpha x)$$

Donde:

$$f_u(y) = B_u y \cosh(\alpha y) + (c_u + D_u y) \sinh(\alpha y) + K_p \text{sen}(\beta y)$$

Para una sección simétrica con cargas simétricas, el cambio de los momentos de flexión en el final de la placa para  $y = 0$ ;  $y = b$  pueden escribirse de la forma:

$$M_{l,u} = M_{r,u} = \sum_{m=1}^{\infty} E_m(y) \text{sen}(\alpha x)$$

Si se usan las siguientes condiciones de contorno:

$$W_u|_{y=0} = 0; -D \frac{\partial^2 w_u}{\partial y^2} \Big|_{y=0} = \sum_{m=1}^{\infty} E_m(y) \text{sen}(\alpha x)$$

$$W_u|_{y=b} = 0; -D \frac{\partial^2 w_u}{\partial y^2} \Big|_{y=b} = \sum_{m=1}^{\infty} E_m(y) \text{sen}(\alpha x)$$

El valor de las constantes puede ser obtenida de la siguiente forma:

$$A_u = 0; B_u = \frac{E_m}{2\alpha D} \cdot \frac{c-1}{s}; C_u = \frac{E_m \cdot b}{2 \cdot \alpha \cdot D} \cdot \frac{c-1}{s}; D_u = \frac{-E_m}{2 \cdot \alpha \cdot D}$$

La ecuación de los laterales tiene la misma lógica y la deflexión puede obtenerse de la siguiente manera:

$$W_l(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} [(A_l + B_l y) \cdot \text{Cosh}(\alpha y) + (C_l + D_l y) \cdot \text{Senh}(\alpha y)] \cdot \text{sen}(\alpha x)$$

Donde las constantes son:

$$A_l = 0; B_l = \frac{E_m \cdot C - E_{mb}}{2 \cdot \alpha \cdot D \cdot s}; C_l = \frac{E_{mb} \cdot c - E_m}{2 \cdot \alpha \cdot D \cdot s^2} \cdot b; D_l = \frac{-E_m}{2 \cdot \alpha \cdot D}$$

Para la parte inferior se puede encontrar la deflexión de la siguiente manera:

$$W_b(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} [(A_b + B_b y) \cdot \text{Cosh}(\alpha y) + (C_b + D_b y) \cdot \text{Senh}(\alpha y)] \cdot \text{sen}(\alpha x)$$

El valor de las constantes se obtiene con las siguientes ecuaciones:

$$A_b = 0; B_b = \frac{E_m \cdot (c - 1)}{2 \cdot \alpha \cdot D \cdot s}; C_b = \frac{E_{mb} \cdot (c - 1)}{2 \cdot \alpha \cdot D \cdot s^2} \cdot b; D_b = \frac{-E_m}{2 \cdot \alpha \cdot D}$$

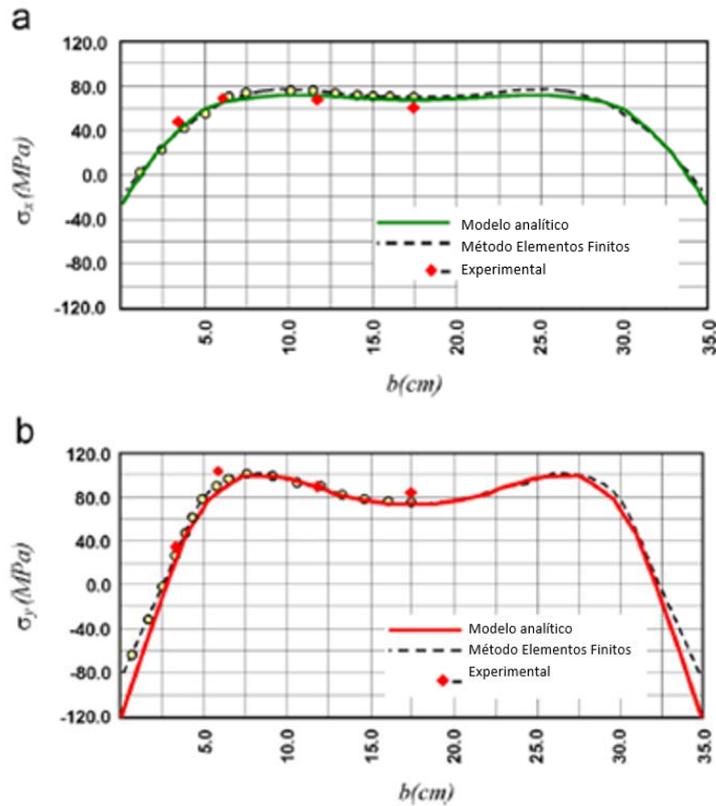
Usando la condición de igual de pendiente y deflexión en la parte final de las secciones del brazo en las superficies externas e internas en las conexiones, se puede calcular los siguientes valores:

$$E_m = \frac{Q \cdot R_1 \cdot \cos(\beta \cdot b)}{P \cdot R_2}, E_{mb} = \frac{E_m \cdot P + Q \cdot \cos(\beta \cdot b)}{P}$$

Donde:

$$Q = 2 \cdot \alpha \cdot D \cdot s^2 \cdot K_p \cdot \beta$$

La **Figura 1.12** muestra la comparación entre los resultados obtenidos analítica, experimental y computacionalmente.



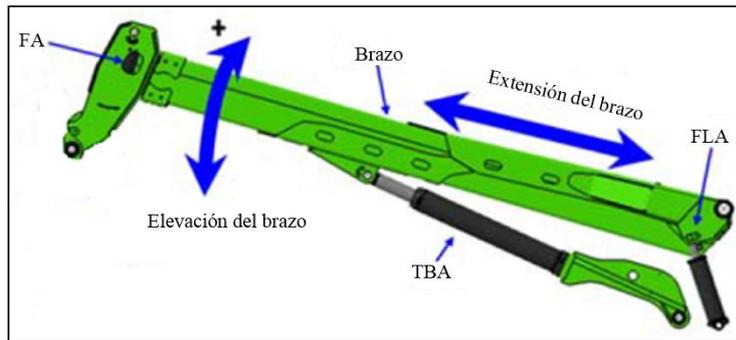
**Figura 1.12** Esfuerzos en la sección transversal en las dos direcciones a) x y b) y  
Fuente: Análisis y verificación experimental de la resistencia de los brazos telescópicos para maquinaria de construcción [24].

## 1.5 Hidráulica del Brazo telescópico

### 1.5.1 Circuito Hidráulico

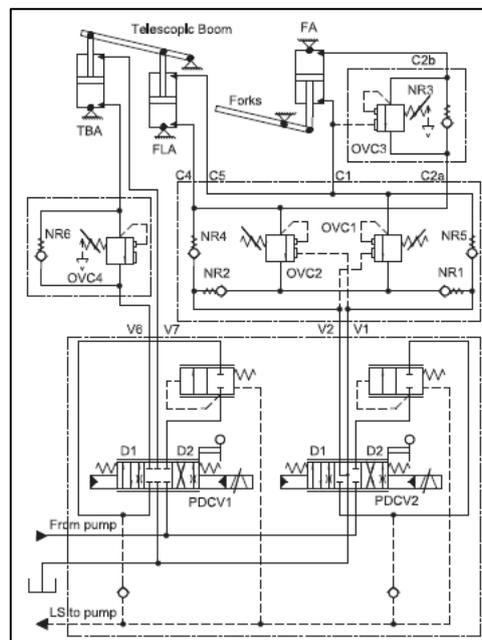
Diferentes softwares hacen posible el análisis de los sistemas de acople mecánico – hidráulico, algunos manejan las dos categorías, mientras que otros se especializan en el análisis de uno de ellos. En la primera categoría se puede mencionar AMESim con su librería mecánica [25] y Matlab/Simulink con simMechanics [26]. El segundo método requiere de una apropiada interface para intercambiar variables de un software a otro. Un ejemplo podría ser la Co-Simulación entre AMESim y ADAMS o la interface de conexión entre AMESim y Virtual Lab Motion. Sin embargo, el constante intercambio de información impacta en el tiempo de simulación, es por ello que el desarrollo del acople AMESim y Virtual Lab Motion para evitar el uso de dos integradores de resolución de ecuaciones estáticas ha garantizado una simulación rápida [27].

Un actuador de doble efecto llamado TBA es el encargado de variar la inclinación del brazo desde  $0^\circ$  a  $70^\circ$ , como se puede observar en la **Figura 1.13**. Por otro lado, hay un segundo actuador para la inclinación de la carga FA; el cual, tiene un ángulo de giro de  $140^\circ$  a  $170^\circ$  respecto la horizontal; y por último, un tercer actuador en la base del brazo llamado FLA, el cual es importante para controlar la inclinación de la carga al final del brazo [27]. Los actuadores FLA y FA están relacionados para el control de la horquilla donde se ensambla la plataforma de izamiento o el martillo hidráulico. Por otro lado, la **Figura 1.14** muestra un modelo de circuito hidráulico del brazo.



**Figura 1.13** Movimientos del Brazo Telescópico y los actuadores

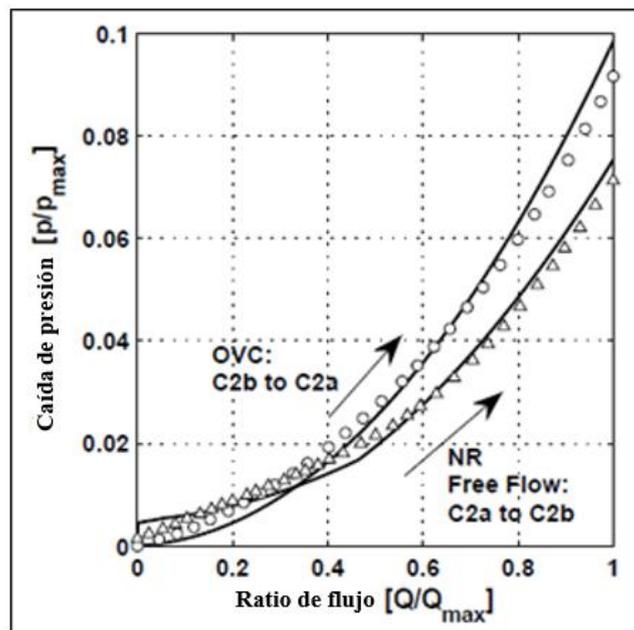
Fuente: Simulación acoplada de un manipulador de horquillas telescópicas Hidráulica [27].



**Figura 1.14** Circuito Hidráulico de un Brazo Electrohidráulico.

Fuente: Simulación acoplada de un manipulador de horquillas telescópicas Hidráulica [27].

Las características de la válvula OVC3 permiten la apertura de caudal a ciertas presiones censadas sobre la superficie de contacto S3. Está válvula posibilita la sincronización de desplazamiento entre los vástagos FLA y FA, haciendo posible la horizontalidad de la carga al incrementarse la inclinación del brazo, manteniendo en un ángulo específico a la carga. La presión de trabajo máxima es de 350 bar y el caudal de flujo máximo 150 l/min; sin embargo, durante el trabajo existen una variación de caudal y presiones producto del estrangulamiento o apertura de la válvula. En la **Figura 1.15** se muestra comparación entre la variación de caudal y presión experimental, simulado haciendo uso del software LMS imagine Lab AMESim [27].



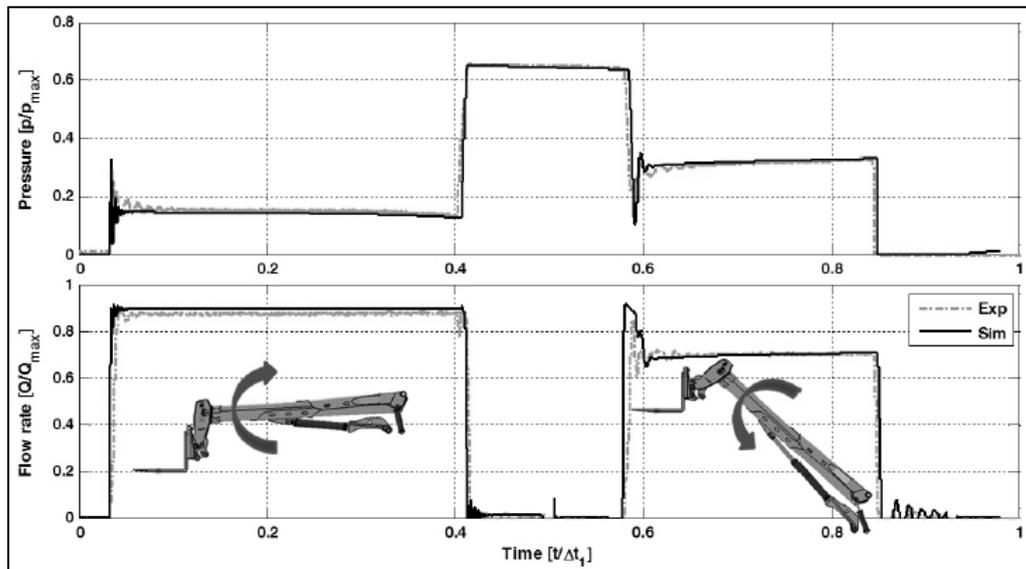
**Figura 1.15** Comparación entre la variación de Caudal vs Presión experimental y simulada  
Fuente: Simulación acoplada de un manipulador de horquillas telescópicas Hidráulica [27].

### 1.5.2 Ciclo de trabajo hidráulico para rotar el brazo

El ciclo consiste en rotar el brazo para subir y bajar la carga, iniciándose en la posición horizontal paralela a la superficie terrestre.

Al activar el pistón hidráulico TBA el brazo empieza a rotar sobre la estructura pivotante. La **Figura 1.16** muestra las señales de presión para la ubicación del brazo hidráulico; también, muestra el cambio de la presión en diferentes instantes de tiempo. Por otro lado, en condiciones de ralentí, la bomba entrega el caudal necesario para tener

una presión máxima ( $P_{max}$ ) de 0.07 bar; para que el brazo empiece a levantarse la bomba entrega un caudal máximo ( $Q_{máx}$ ) del 90% del caudal total en unidades de  $\frac{m^3}{s}$  y el actuador se desplaza a una velocidad de 0.11 m/s. Después de aproximadamente 85% de la variación del tiempo  $t_1$ , el brazo termina su recorrido con oscilaciones de presión; así mismo, cuando el brazo empieza a descender se presentan oscilaciones de presión, las cuales afectan al sistema hidráulico [27].

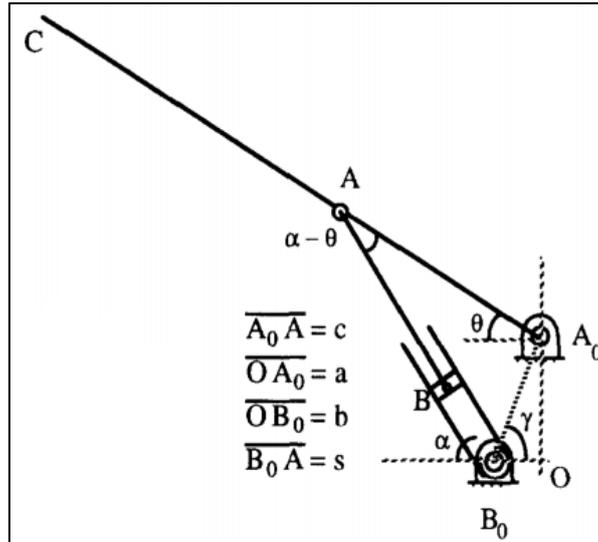


**Figura 1.16** Variación del caudal y presión en un ciclo de rotación del brazo

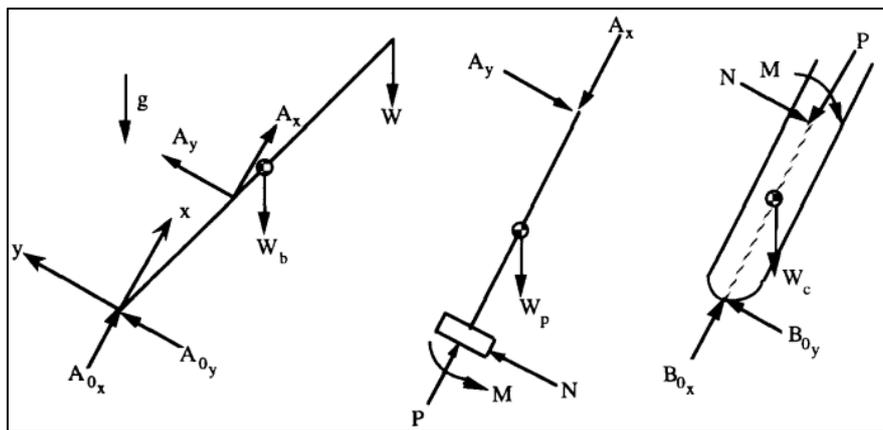
Fuente: Simulación acoplada de un manipulador de horquillas telescópicas Hidráulica [27].

### 1.5.3 Cálculo de la fuerza sobre el bastidor

La representación esquemática del brazo y el análisis de fuerzas se muestra en la **Figura 1.17**. El brazo está soportado por la barra B0A y el desplazamiento del pistón no se considera. El diagrama de cuerpo libre se representa en la **Figura 1.18**.



**Figura 1.17** Representación esquemática del brazo telescópico  
Fuente: Sistema de control de carga para grúas móviles [28].



**Figura 1.18** Diagrama de cuerpo libre del brazo, pistón-bastidor y cilindro  
Fuente: Sistema de control de carga para grúas móviles [28].

El actuador y el brazo se modelan como cuerpos rígidos donde  $W_b$ ,  $W_p$ ,  $W_c$  representan el peso del brazo, del pistón y del cilindro respectivamente. Por último, asumiendo una sección de área uniforme del brazo, el centro de masa se puede tomar en el punto medio [28].

La relación entre la posición del brazo  $\theta$  y la posición del actuador  $\alpha$  se puede determinar a partir de la **Figura 1.17**.

$$k = \frac{k \operatorname{sen} \theta + \operatorname{sen} \gamma}{k \operatorname{cos} \theta - \operatorname{cos} \gamma} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde  $k = \frac{c}{\sqrt{a^2+b^2}}$  y  $\gamma = \arctang \frac{a}{b}$ . La fuerza del pistón F puede ser calculada al resolver simultáneamente la ecuación de equilibrio de cuatro de las nueve ecuaciones obtenidas usando los tres diagramas de cuerpo libre como:

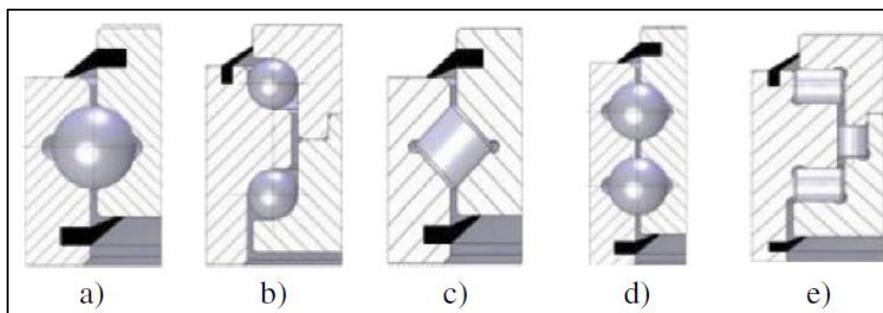
$$F = \frac{1}{c \cdot \text{sen}\beta} * \left[ \left( \cos\theta \cdot L \left( Wb \cdot \frac{d}{L} \right) + W \right) + \frac{c \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta}{s} [(s - 0.5e)Wp + 0.5eWp] \right] + Wp \cdot \text{sen}\alpha \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:  $\beta = \alpha - \theta$  y  $s = \frac{k \cdot \text{sen}(\theta + \gamma)}{c \cdot \text{sen}\beta}$

Donde d, L y e denotan la ubicación del centro de masa a lo largo del brazo, distancia del brazo del actuador-pistón y varilla respectivamente.

### 1.6 Rodamiento de giro

Existen varias aplicaciones del rodamiento de giro en la industria tales como: Máquinas perforadoras, grúas torre, aerogeneradores, mesas de torno vertical, retroexcavadoras, excavadoras, etc. Estos se clasifican de acuerdo al número de pistas de giro y al tipo de elementos rodantes, los cuales pueden ser bolas o cilindros [29] [30], tal como se observa en la **Figura 1.19**. Extensos trabajos se han realizado para desarrollar la metodología de los cálculos para establecer las fuerzas en los elementos rodantes por las pistas giro. Las fuerzas se usan como input para el análisis y la definición de contacto está establecida en los modelos no lineales de elementos finitos. El análisis de fatiga está dado de acuerdo a los complejos esfuerzos multiaxiales, el cambio de las propiedades mecánicas y los tratamientos de superficie realizados a los elementos rodantes y pistas de giro [31].

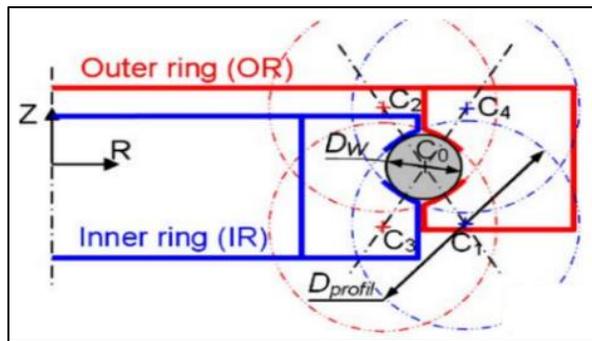


**Figura 1.19** Tipos de rodamientos de giro a) cuatro puntos de contacto, b) dos puntos de contacto y 2 pistas, c) Rodillo Cruzado, d) Cuatro puntos de contacto y 2 pistas rodadura, e) Rodillo de 3 pistas.

Fuente: Modelado del comportamiento a la fatiga de los anillos giratorios en estructuras de grúas. Identificación de los parámetros de influencia en los esfuerzos locales y cálculos de daños por fatiga [31].

### 1.6.1 Estudio Geométrico del rodamiento de giro

La teoría puede ser aplicada para rodamientos de giro de cuatro puntos de contacto o dos puntos de contacto. Cada sección del rodamiento está definida por dos puntos de contacto compuestos por un toroide con centros C1, C2, C3 y C4, como se aprecia en la **Figura 1.20**.



**Figura 1.20** Geometría del rodamiento de giro con cuatro puntos de contacto

Fuente: Ángulo de transporte y capacidad de transporte de un rodamiento giratorio [32].

La relación ( $s$ ) entre diámetro de la bola y el diámetro de la pista rodante se puede calcular con la siguiente ecuación [33].

$$s = \frac{D_w}{D_{profil}} \quad \text{Ec. 13}$$

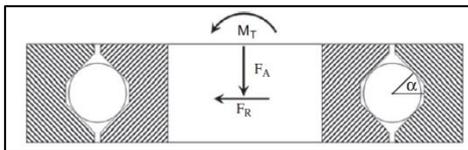
Donde  $D_w$  diámetro de los elementos rodantes y  $D_{profil}$  es el diámetro de la curvatura. Para los rodamientos de giro se recomienda relaciones entre 0.92 y 0.98 [32] [34].

### 1.6.2 Análisis teórico de carga y ángulo de contacto en el rodamiento de giro

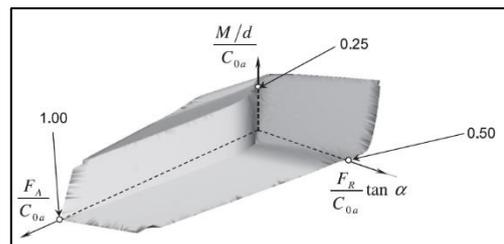
Las cargas que actúan sobre el rodamiento de giro usualmente son cargas axiales, cargas radiales y momentos [35]. Los rodamientos de giro, rotan a una velocidad angular lenta a diferencia de los rodamientos convencionales, pues están sujetos a cargas pesadas. La variación de diámetros de estos rodamientos puede ser desde 0.5 m hasta 15 m [36].

La gran seguridad y confiabilidad es una característica de los rodamientos de giro. Aunque es difícil hacer un rodamiento tan grande sin uniones, tiene la ventaja de soportar grandes cargas con movimientos precisos, manteniendo homogénea sus propiedades [37]. La influencia de la rigidez y geometría para el cálculo de la capacidad de carga del rodamiento proponen la generalización de la ecuación propuesta por Jones, en donde la distribución de carga es calculada con el conocimiento de las cargas externas [38]. Sin embargo, de acuerdo a la Organización Internación para la Estandarización (ISO), la mayor carga en una bola rodante es 4200 MPa [39].

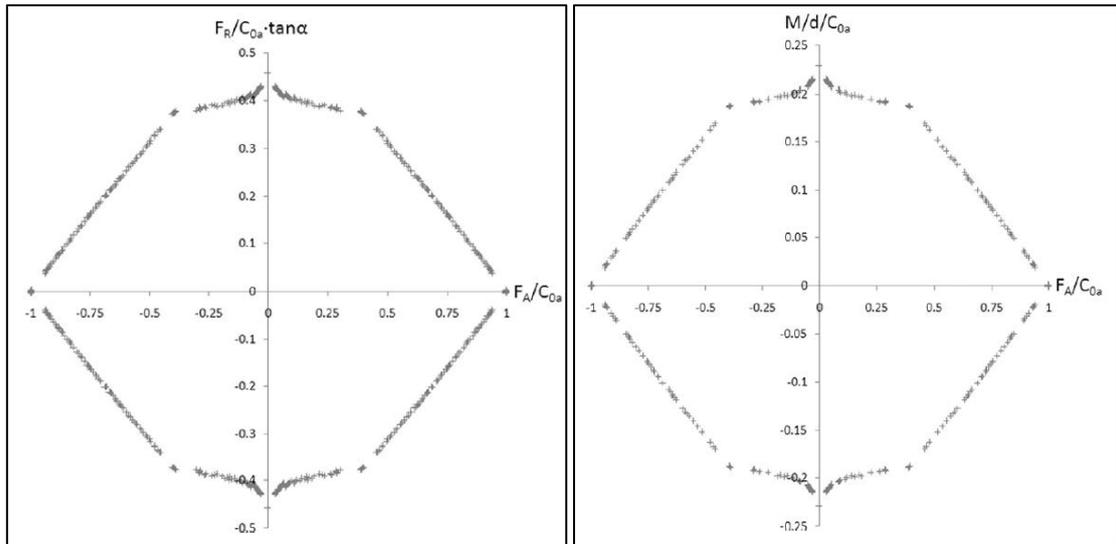
Los autores desarrollaron diferentes modelos teóricos que se centraban en fallas estáticas en los elementos rodantes bajo las cargas combinadas de las fuerzas externas. La **Figura 1.22** muestra el sistema usual de carga que actúan con el rodamiento de giro [30]. Rumburg, generalizó estas teorías con un nuevo aporte basado en el clásico modelo de interferencias geométricas, permitiendo obtener una condición tridimensional de aceptación en forma de una inecuación de superficie en el espacio de carga; el cual, puede ser usado por los diseñadores como una simple manera de seleccionar un rodamiento (ver **Figura 1.21**). Por otro lado, en la **Figura 1.23** se muestran las curvas  $F_A$ - $M_T$ ,  $F_A$ - $F_R$ , y  $F_R$ - $M_T$  respectivamente. La capacidad de carga  $C_{0a}$  puede ser obtenida por los Estándares o experimentalmente [39]. El ángulo de contacto puede ser asumido constante  $\alpha = 45^\circ$  y  $d$  es el diámetro central de las bolas rodantes  $(d_a + d_i) / 2$  [30].



**Figura 1.22** Sistema de cargas  
Fuente: Título del estudio [30].

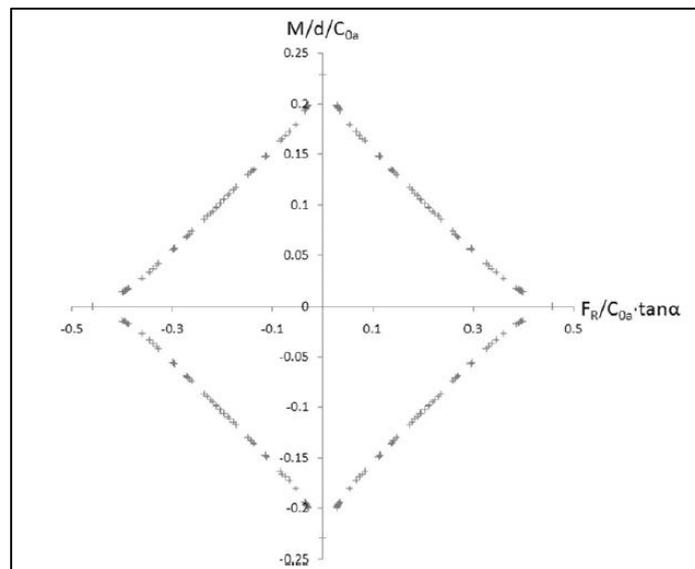


**Figura 1.21** Superficie de aceptación  
Fuente: Título del estudio [30].



**a**

**b**



**c**

**Figura 1.23 a, b, c** Superficie de aceptación para un rodamiento de giro con cuatro puntos de contacto.

Fuente: Capacidad de carga de carga estática general para el diseño y la selección de nuestros rodamientos de giro de punto de contacto: cálculos de elementos finitos y validación de modelo teórico [30].

La distribución de la carga sobre los elementos rodantes es homogénea, la rigidez de la estructura y los huecos cambian la distribución de las cargas en los elementos de soporte con respecto a la rigidez ideal. La estructura puede tener diferentes diseños, con refuerzos, agujeros o varias geometrías; debido a esto, la rigidez del soporte es desigual, lo que puede afectar a la distribución de los esfuerzos en el rodamiento de giro.

Lio and Lin definieron el nuevo método para el análisis de las deformaciones en las bolas rodantes con la variación del ángulo de contacto [40].

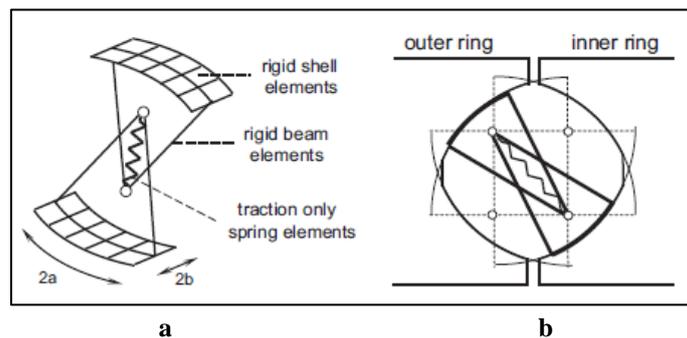
### 1.6.3 Modelo entre la pista de rodadura y elemento rodante

La teoría propuesta por Hertz puede ser usada para modelar el contacto entre el elemento rodante y la pista de rodadura. Consecuentemente, los parámetros de geometría en el rodamiento de giro como: Dimensiones, superficies de contacto, radios de curvaturas y condiciones físicas; son un criterio suficiente para considerarse un contacto hertziano modelado por la siguiente ecuación [41].

$$\delta = C \cdot Q^{\frac{1}{m}}$$

Siendo, C flexibilidad de los elementos rodantes, Q la carga de contacto en N,  $\delta$  la deformación en mm y m el exponente Hertziano. C se relaciona con el parámetro s descrito anteriormente [41].

Houper usó la relación (s) relacionando la carga sobre los elementos rodantes (Q) y las deformaciones  $\delta$  en una sola ecuación [42]. Para el dimensionamiento de los elementos rodantes en base a las cargas aplicadas, la relación (s) geoméricamente se relaciona con las dimensiones de la elipse de contacto como se muestra en la **Figura 1.24 a y b**, con la finalidad de asegurar que los elementos rodantes no se tranquen por una excesiva carga. Los dos parámetros “a” y “b” de tamaño están dados por las siguientes ecuaciones [43].



**Figura 1.24** Representación esquemática para el modelamiento de elemento rodante y pista de rodadura.  
Fuente: Análisis simplificado de elementos finitos en 3D de la carga y el ángulo de contacto en un rodamiento giratorio [43].

$$a = 1,71 \cdot 10^{-2} \cdot (1 - s)^{-0.4091} \cdot Dw^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 \pm \frac{Dw \cdot \cos\beta}{D_{mean}}\right)^{-0.0758} \cdot Q^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 14}$$

$$b = 1,52 \cdot 10^{-2} \cdot (1 - s)^{-0.1974} \cdot Dw^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 \pm \frac{Dw \cdot \cos\beta}{D_{mean}}\right)^{-0.5307} \cdot Q^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 15}$$

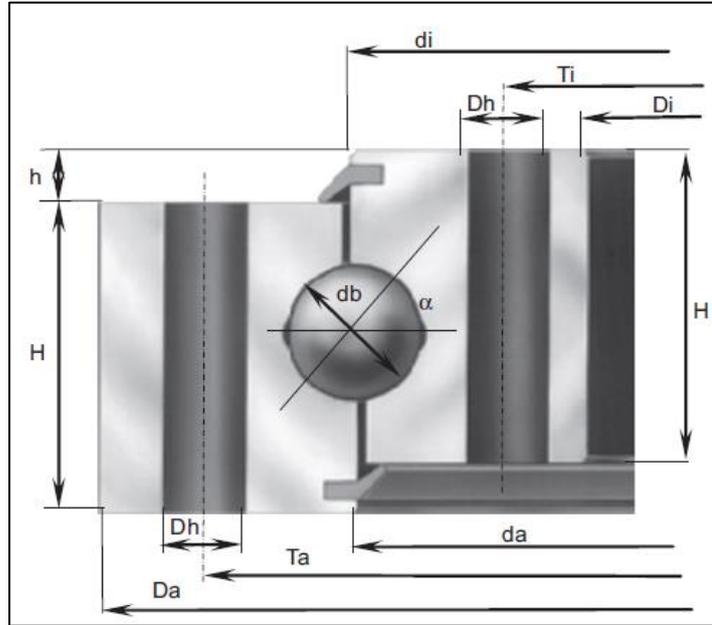
La máxima presión de contacto por elemento rodante en MPa puede ser calculada por la siguiente ecuación:

$$P_{m\acute{a}x} = 1,84 \cdot 10^3 \cdot (1 - s)^{0.2117} \cdot \left(1 \pm \frac{Dw \cdot \cos\beta}{D_{mean}}\right)^{-0.4550} \cdot \frac{Q^{\frac{1}{3}}}{Dw^{\frac{2}{3}}} \quad \text{Ec. 16}$$

#### 1.6.4 Modelo multiparamétrico por elementos finitos

Se describe el análisis por elementos finitos como multiparamétrico porque realiza un análisis complejo de muchos parámetros para encontrar deformaciones. Para poder realizar este análisis se debe generar la geometría en un software CAD (Parasolid, CATIA, SolidWorks, Inventor, etc.); un paquete de elementos finitos (FE) se encarga de generar el enmallado de la geometría [30], como por ejemplo el programa ABAQUS con elementos de primer orden de geometría hexaédrica [44]. Cuando la geometría es enmallada, es aconsejable el control de la localización de los nodos y elementos para poder comparar resultados con menor porcentaje de error, en consecuencia la obtención

de un enmallado bueno es esencial para el análisis [30]. El catálogo IRAUNDI tiene un rango de tamaños de rodamientos de giro, que se muestran en la **Figura 1.25** [43].



Parámetro	Símbolo	Rango
Diámetros	da (mm)	215.5-1095.5
	Ta (mm)	260-1140
	Da (mm)	286-1166
	di (mm)	212.5-1092.5
	Ti (mm)	168-1048
	Di (mm)	142-1022
Alturas	h (mm)	10
	H (mm)	56
Diámetro de agujero	Dh (mm)	14
Diámetro de bola	db (mm)	20
Número de bolas	Bn (adimensional)	33-172
Numero de bolas exteriores	na (adimensional)	16-44
Numero de bolas interiores	ni (adimensional)	20-48
Ángulo de contacto	$\alpha$ (grados)	45
Bolas/Hilera Rodante	s (adimensional)	0.9434

**Figura 1.25** Parámetros geométricos para el rodamiento de giro

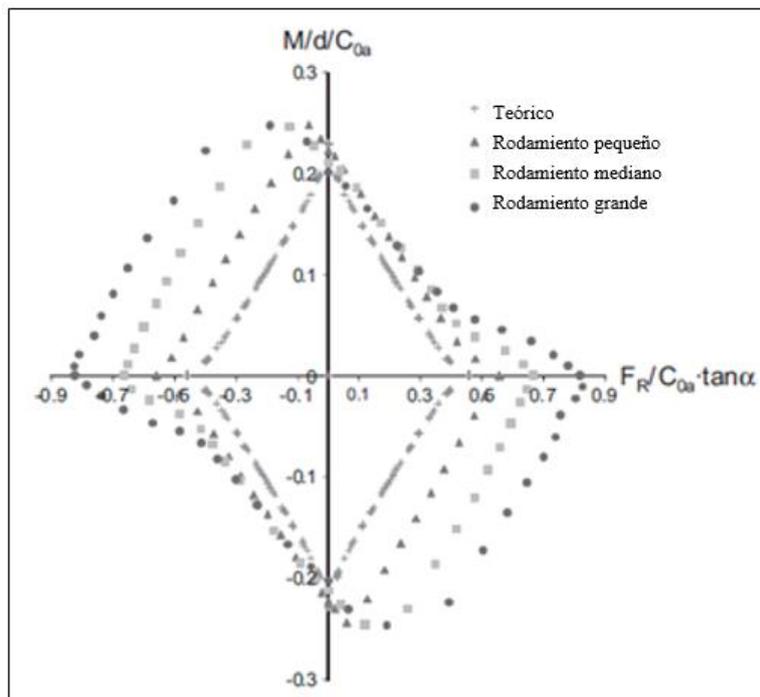
Fuente: Capacidad de carga estática general para el diseño y la selección de rodamientos de giro: cálculos de elementos finitos y teóricos Modelo de validación [30].

El área de la pista de rodadura y la bola rodante es la más difícil de enmallar debido a la alta densidad de malla que se necesita para esta zona; adicionalmente, la gran cantidad

de área requerida por las 4 secciones de cada rodamiento genera un alto costo computacional para su resolución. Para evitar esto, se desarrolló un modelo simple para modelar el contacto entre el elemento rodante y la pista de rodadura, el cual fue validado por el laboratorio Genuino de mecánica de Toulouse [43]. Para ello se generó un contacto entre el elemento rodante y pista de rodadura del tipo Hertziano, donde la relación de la carga y deformación ( $\delta$ ) del elemento rodante pueden ser expresados como [45] [43].

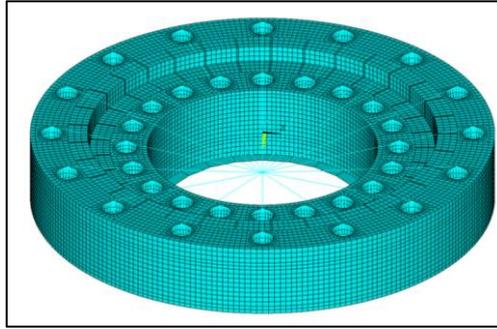
$$\delta = \left( \frac{8,97.10 - 4. (1 - s), 1946}{D_w^{\frac{1}{3}}} \right) Q^{\frac{2}{3}} \quad \text{Ec. 17}$$

Dónde:  $D_w$  es el diámetro del elemento rodante y  $s$  el relación entre diámetro de la bola y diámetro de la pista rodante. Por ejemplo, un rodamiento de giro fue analizado por elementos finitos (ver **Figura 1.26**) de 122,868 nodos y 152,469 elementos, cargados al 70% del punto de fluencia, siendo las superficies de aceptación las que se muestran en la **Figura 1.27**. En términos generales se puede observar que el modelo teórico es más conservador que los Elementos finitos.



**Figura 1.26** FR-MT Curvas de superficie aceptable para un rodamiento de giro con puntos de contacto teórico y por Elemento finitos

Fuente: Capacidad de carga estática general para el diseño y la selección de rodamientos de giro: cálculos de elementos finitos y teóricos Modelo de validación [30].



**Figura 1.27** Modelo de elementos finitos de un rodamiento de giro pequeño

Fuente: Capacidad de carga estática general para el diseño y la selección de rodamientos de giro: cálculos de elementos finitos y teóricos Modelo de validación [30].

## 1.7 Acero al carbono

El acero al carbono, es una aleación fierro-carbono con aleaciones de otros elementos químicos. Existen miles de aceros con distintas composiciones y/o tratamientos térmicos. Sus propiedades mecánicas dependen del contenido en carbono; los cuales, se clasifican en: Bajo, medio y alto en carbono [46].

Por muchos años los grados de acero han sido designados por 4 dígitos para poder identificarlos. De acuerdo a su composición química, esta designación estaba dada por norma AISI (Instituto Americano del hierro y acero) y SAE (Sociedad de ingenieros automotrices); sin embargo, desde 1995, la designación de los 4 dígitos ha sido referida solamente como designación SAE [47].

Los aceros del tipo AISI C1015 al C1024 son aceros recomendados para diversos trabajos como: Construcción de tanques, tuberías, bases de máquinas, etc. [48]. Los aceros al carbono tienen estructuras ferrito-perlíticas, el contenido en carbono normalmente varía desde 0.05 hasta 0.1% y el de magnesio desde 0.25 hasta 1.7%, cuando se incrementa el contenido en carbono aumenta la proporción de perlita y con este se incrementa la resistencia. Por otro lado, el manganeso proporciona endurecimiento por solución sólida de ferrita. El incremento de carbono es el medio más barato de aumentar la resistencia, pero también reduce de manera drástica la tenacidad [49].

### 1.7.1 Soldabilidad de los aceros al carbono

La soldadura es el principal método para unir metales. Es necesario que el acero tenga una composición química que garantice la fusión del metal base con el metal del electrodo, evitando la formación de grietas o imperfecciones. Esta característica es conocida como la soldabilidad del acero [50]. El contenido en carbono equivalente (CE) es la medida más común de soldabilidad. Un material con un contenido muy alto de carbono, por ejemplo, fundición de hierro, no es soldable tradicionalmente en el sentido estructural. El CE también se usa para evaluar las necesidades de precalentamiento para unión soldada o de ensamble y es calculado usando la ecuación de Dearden and O'Neill, que es la más común y es propuesta por el Instituto Internacional de soldadura [51].

$$CE = C + \frac{P}{2} + \frac{Mn}{6} + \frac{Mo}{4} + \frac{(Cr + V)}{5} + \frac{Ni}{15} \quad \text{Ec. 18}$$

En donde C % en peso de concentración de carbono, P % en peso de fósforo, Mn % en peso de manganeso, Mo % en peso de molibdeno, V % porcentaje en peso de vanadio, Ni % en peso de níquel y Cr % en peso de cromo. La **Tabla 1.2** muestra el contenido en carbono equivalente para 4 muestras, la soldabilidad es buena si CE es menor a 0.47 [51]. El acero AISI 1018 se caracteriza por tener bajo contenido en carbono y es muy usado por la industria en la construcción de bases de máquinas [48].

Specimens	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo	V	Al	Cu	Ni	Carbon equivalent
Specimen 1	0.13	1.5	0.10	0.011	0.011	0.23	0.005	0.005	0.026	0.02	0.02	0.318
Specimen 2	0.081	1.12	0.35	0.008	0.008	0.52	-	-	-	0.38	0.31	0.396
Specimen 3	0.11	0.53	0.07	0.02	0.02	0.03	-	-	-	-	0.03	0.216
Specimen 4	0.08	2.4	0.5	-	-	-	0.42	-	-	-	0.5	0.618

**Tabla 1.2** Composición química para muestras con contenido en carbono

Fuente: Influencia del contenido de carbono equivalente en la transformación de fase [51].

Por otro lado, la preparación de los elementos para la unión es otro parámetro clave en el éxito de una buena soldadura, en donde se incluye el proceso usado para la soldadura (manual o mecanizado), la fuerza requerida, la existencia de cargas de fatiga y el material.

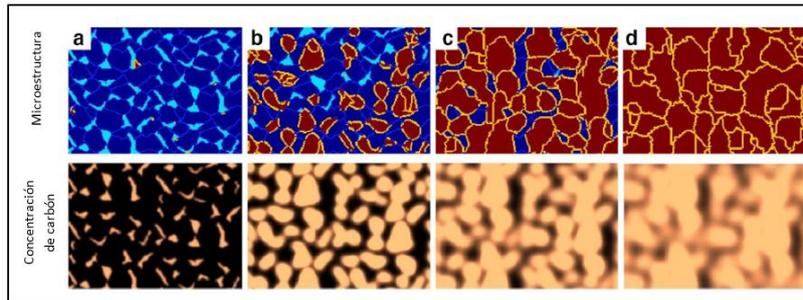
Muchas de las aplicaciones requieren penetración completa o parcial; esto depende del espesor de la plancha que se está soldando. La especificación del proceso de soldadura (WPS) para el tipo de soldadura no siempre se da de acuerdo a las dimensiones de unión, los elementos a soldar se encuentran estipulados en la norma ASME B16 [52].

### **1.7.2 Fenómeno de grietas en la soldadura**

Las grietas en el cordón de soldadura se clasifican en dos tipos: Grietas en caliente y grietas en frío. La aparición de grietas en caliente se da justo antes de solidificarse el cordón, en cambio las grietas en frío se dan cuando el cordón está casi frío, generalmente 24 horas después de la soldadura, es por ello que se recomienda inspeccionar el elemento soldado 48 horas después de realizar la soldadura.

Debido al rápido enfriamiento de la soldadura, se forman microestructuras duras a lo largo de la zona caliente cuando esta se expone a la atmósfera. Para evitar la generación de microestructuras duras se realiza un precalentamiento; generalmente este proceso se da a temperaturas en el rango de  $150^{\circ}\text{C} - 250^{\circ}\text{C}$  para porcentajes en carbono entre 0.1% y 0.2%. Para aceros al carbono con porcentaje menores a 0.1% no se requiere un precalentamiento [53].

Por otro lado, K. Vijay observó del cambio de la microestructura en aceros bajo en carbono con estructura perlita en una matriz de ferrita, con una microestructura de granos austeníticos a una temperatura crítica de  $850^{\circ}\text{C}$ . La disolución de perlita inició a los  $730^{\circ}\text{C}$ , como se observa en la **Figura 1.28** [51]. El cálculo de la fracción volumen de austenita fue evaluado a diferentes temperaturas experimentalmente por Halder C. [54], demostrando que el equivalente en carbono es importante para la transformación de austenita durante temperaturas críticas y que una vez enfriado el material, se tiene un equivalente en carbono elevado [51].



**Figura 1.28** Evolución de la microestructura y difusión de carbono durante la transformación de fases a diferentes temperaturas a) 730°C, b) 770°C, c) 810 °C d) 850 °C

Fuente: Influencia del contenido de carbono equivalente en la transformación de fase [51].

## 1.8 Variable Costo - Performance para el diseño

Para el éxito de un proyecto se debe tener claro la gestión del mismo, hace 50 años el triángulo de acero es usado para identificar las variables claves que se deben tomar en cuenta a fin de cumplir con los requerimientos del cliente. El tiempo, costo y alcance es tan cercanamente relacionados [55].

El triángulo de acero originalmente fue concebido como la herramienta de los gerentes para poder evaluar el balance competitivo de la demanda del costo, tiempo y la calidad en sus proyectos [55]. El triángulo de acero enfocado en el proceso de diseño ayuda a entender como una variable afecta a las otras dos en el diseño el costo puede afectar el alcance, tiempo performance del diseño que se ve reflejado en la calidad del producto final [56].

Por ejemplo, obtener un equipo malo, pero en un menor tiempo y costo es potencialmente bueno; por otro lado, si se desearía incrementar el alcance del diseño implicaría el incremento del costo y tiempo; Por último, si se desea reducir el tiempo esto generaría un mayor costo y el alcance podría disminuir.

## **CAPÍTULO II**

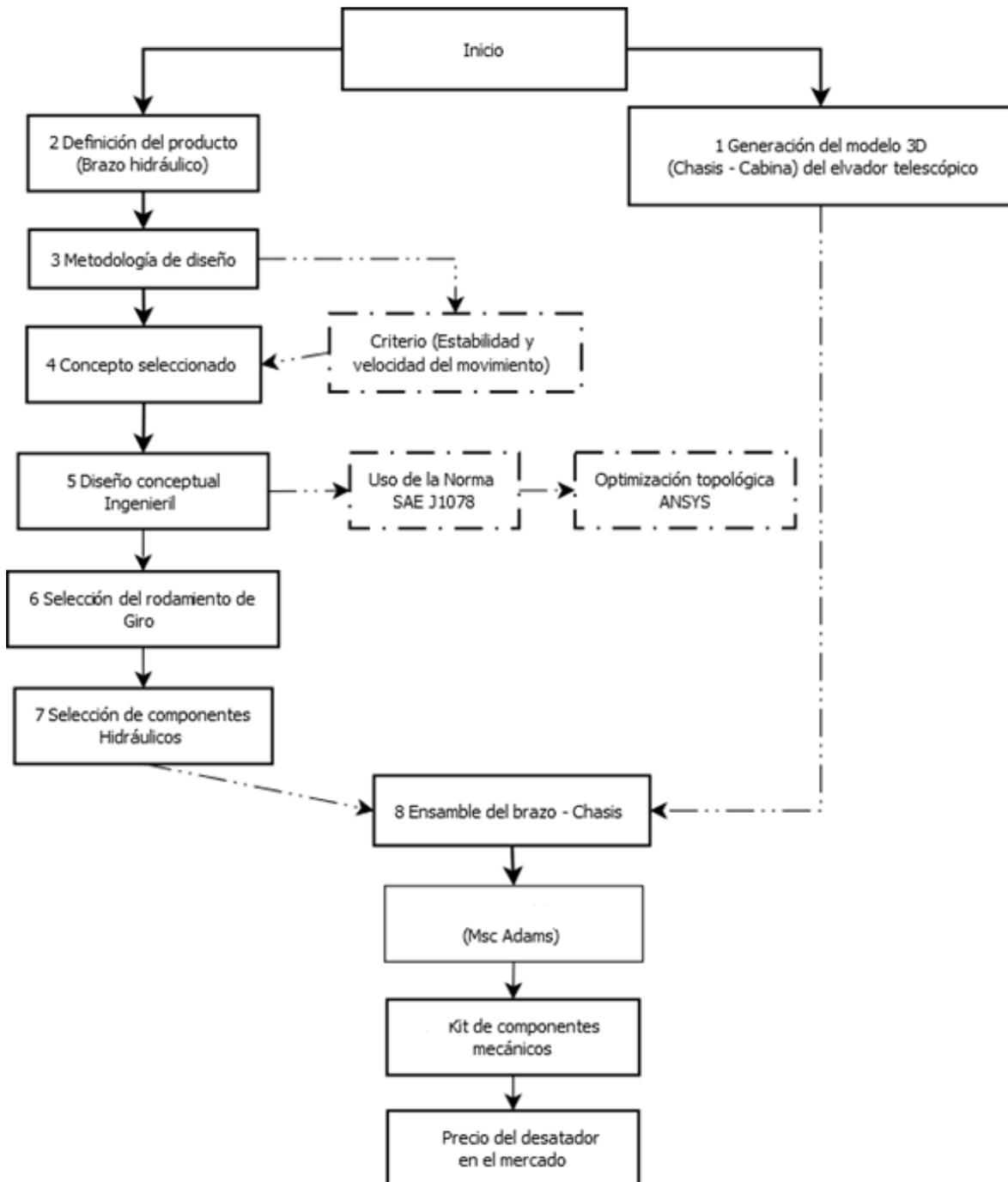
### **METODOLOGÍA**

El presente capítulo describe el procedimiento realizado para obtener los resultados, normas utilizadas, programas computacionales empleados y el análisis de costos de los componentes seleccionados.

El diseño del nuevo desatador de rocas se enfocó en el diseño de un brazo hidráulico diferente al brazo de fábrica del elevador telescópico; la cabina de conducción, chasis y el sistema de transmisión no se modificaron. El trabajo consistió en el diseño estructural del nuevo brazo hidráulico teniendo como referencia la norma SAE J1078 y programas computacionales como: Solidworks, Ansys, Matchad y Adams, la selección de los componentes hidráulicos necesarios en función a la estructura del brazo y el diseño del circuito hidráulico con la ayuda del programa FluidSim y Automation Studio. También se hizo un estudio de estabilidad del equipo mediante el programa Adams y por último se calculó el costo total de los componentes del kit para la conversión, estimando de esa manera el costo total del nuevo equipo.

De acuerdo al alcance de la tesis, en la

**Figura 2.1** se presenta un flujograma de los pasos que se realizaron para obtener el nuevo brazo hidráulico, los mismos que serán descritos en el presente capítulo.

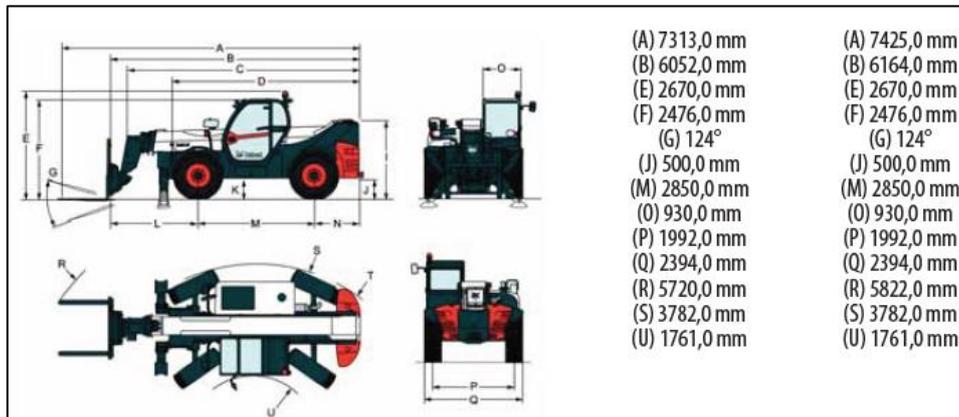


**Figura 2.1** Flujograma del diseño y selección de los componentes del brazo hidráulico.  
Fuente: Elaboración propia.

## 2.1 Generación de modelo 3D del elevador telescópico.

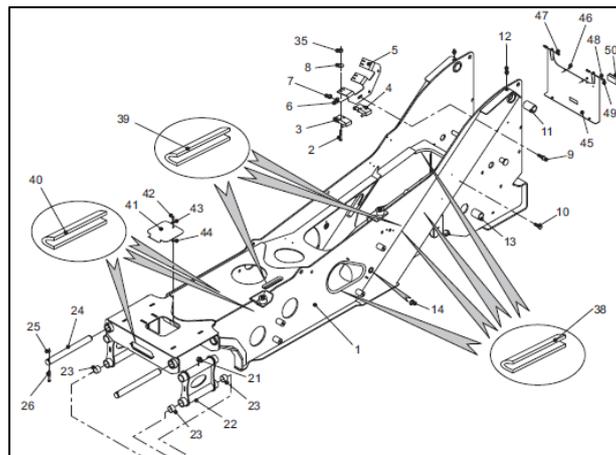
El modelado del elevador telescópico se realizó utilizando el programa SolidWorks. Para establecer las medidas principales del equipo se utilizaron las

dimensiones que aparecen en el manual del equipo como se aprecia en la **Figura 2.2** y el manual de componentes del modelo TL40140, donde se puede apreciar la geometría de los componentes a detalle, tal como se muestra en la **Figura 2.3**. Estas dos informaciones sirvieron para obtener un modelo 3D en el programa SolidWorks.



**Figura 2.2** Medidas del elevador telescópico Bobcat TL40140.

Fuente: Manipuladores Telescópicos Bobcat 40140 – 40180 IIIA [22].



**Figura 2.3** Chasis del elevador telescópico TL40140.

Fuente: Manual de partes Bobcat 40140 [57].

Dado que no se contó con el equipo real para poder medir todos los componentes y realizar un levantamiento de plano, se usaron las dimensiones mostradas en las imágenes y luego se escalaron las longitudes faltantes en función a las medidas acotadas sobre el equipo. Con esto se encontró la relación de longitud real y longitud sobre el manual, ratio que sirvió para establecer las dimensiones faltantes que no se especificaban en el catálogo del producto con lo que se aproximó un modelo 3D a la realidad.

## 2.2 Definición del Diseño del brazo hidráulico

Para la definición del concepto final del nuevo equipo se utilizó la metodología de diseño como se muestra en la **Figura 2.4**. Esta metodología empieza con entender la funcionalidad, aplicación y problemática ocurrida en el equipo para establecer oportunidades de mejora. Para fines de la presente tesis, se utilizó la metodología de diseño obviando las dos primeras etapas correspondientes al “descubrimiento del producto” y al “planeamiento del proyecto”; ya que estas se desarrollaron en la parte introductoria. La metodología aplicada se puede usar para el diseño de sistemas mecánicos, subsistemas, acoples y componentes, en nuevos diseños o para modificaciones de los productos existentes [58]. En la siguiente figura se muestra el diagrama general de la metodología.



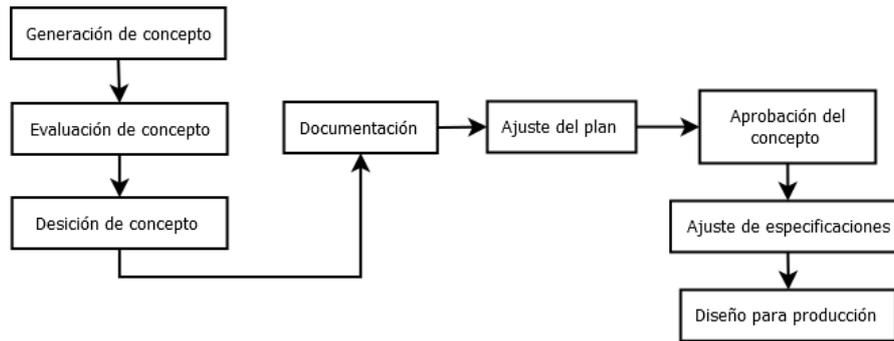
**Figura 2.4** Proceso de diseño

Fuente: Proceso de diseño mecánico [58].

### 2.2.1 Metodología de Diseño

Para la selección del diseño conceptual, se siguieron los pasos presentados en el diagrama de flujo de la **Figura 2.5**. La generación de concepto, inició realizando una lista de exigencias y características deseadas, seguida de la realización de la caja negra, estructura de funciones, matriz morfológica y por último la representación básica a mano alzada de las soluciones para su posterior evaluación.

Una vez escogido el concepto final, se hizo uso de modelos matemáticos y softwares computacionales para tener un diseño ingenieril mecánico del mismo; obteniendo como producto una documentación ingenieril para su posterior manufacturación. Esta técnica respalda una filosofía de diseño convergente-divergente, proponiendo diferentes maneras de obtener un concepto antes de escoger una solución final de diseño.

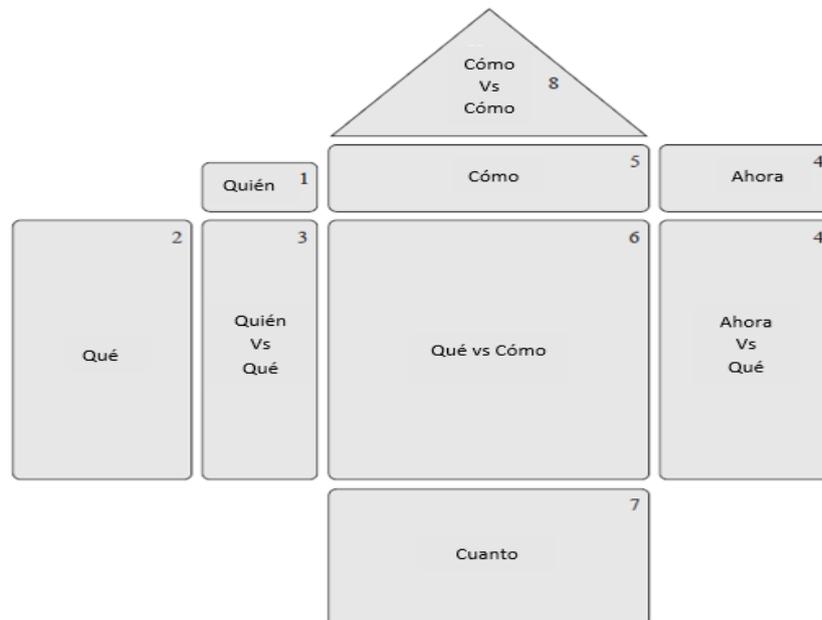


**Figura 2.5** Diagrama para la generación de conceptos.  
Fuente: Proceso de diseño mecánico [58].

### 2.2.1.1 Lista de exigencias y Especificaciones técnicas

Para determinar los sistemas claves en el diseño del desatador y establecer las especificaciones técnicas del nuevo diseño, se aplicó el despliegue de funciones de calidad (QFD, por sus siglas en inglés), el cual está enfocado en organizar la principal información que requiere el diseño y entender la verdadera causa del problema.

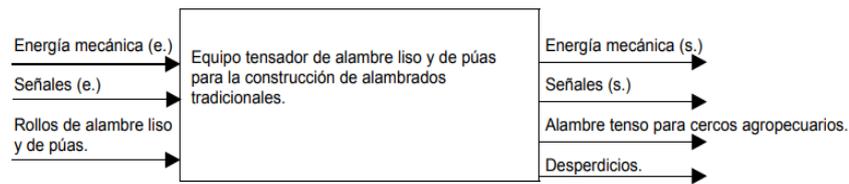
Para aplicar el QFD se construyó una casa como se muestra en la **Figura 2.6**, siendo el “Qué” y el “Cómo” las principales características de esta metodología. Con ello se pudo establecer los sistemas claves a ser tomados en cuenta para la modificación del desatador, todo esto con el objetivo de tener un producto competitivo en el mercado.



**Figura 2.6** El diagrama despliegue de funciones de calidad QFD.  
Fuente: Proceso de diseño mecánico [58].

### 2.2.1.2 Caja Negra

La realización de la caja negra sirvió para el análisis de la transformación de la energía, materiales y/o señales en el ingreso y salida; data necesaria como información de entrada para entender la función del componente que se desea diseñar entendiendo los requerimientos del cliente. Esto se aplicó a los sistemas claves del diseño como el brazo, rodamiento de giro y actuadores hidráulicos. La **Figura 2.7** muestra un ejemplo de caja negra.

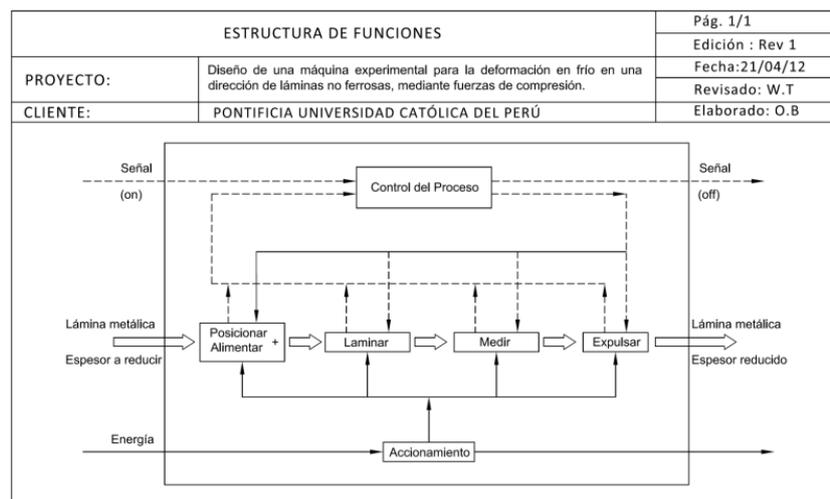


**Figura 2.7** Esquema de caja negra

Fuente: Diseño y fabricación de un equipo tensor de alambre liso y/o de púas para la instalación de alambrados tradicionales [59].

### 2.2.1.3 Estructura de Funciones

Las funciones principales que el equipo debe cumplir con el objetivo de lograr su función principal, se establece a partir de la estructura de funciones la **Figura 2.8** muestra un ejemplo de formato para la estructura de funciones; para la presente tesis la estructura de funciones tuvo el enfoque en relación a la función principal de retirar roca inestable.



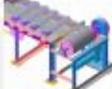
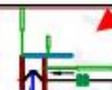
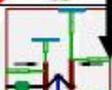
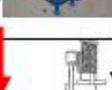
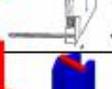
**Figura 2.8** Estructura de funciones.

Fuente: Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión [60].

### 2.2.1.4 Matriz Morfológica

Para la generación del concepto óptimo con identificación de elementos mecánicos en los diferentes componentes, se aplicó la técnica de la matriz morfológica (ver **Figura 2.9**), la cual utiliza las combinaciones de componentes mecánicos para fomentar distintas ideas de solución. Esta técnica consiste en la aplicación de los siguientes pasos:

1. Enumerar las funciones descompuestas que deben lograrse.
2. Encontrar tantos conceptos que puedan proporcionar cada función identificada.
3. Combinar estos conceptos individuales en la construcción de un concepto general que cumpla con todos los requisitos funcionales, el conocimiento ingenieril, tecnológico y creativo es crucial en esta parte.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
CARGA					
ALIMENTACION					
AVANCE					
PLEGADO					
AVANCE					
CORTE					
ACABADO DE ARISTAS					

**Figura 2.9** Matriz morfológica para la generación de conceptos.

Fuente: Diseño de una máquina plegadora de paneles corrugados para intercambiadores de calor en transformadores [61].

### **2.2.1.5 Generación de conceptos y esquemas**

La matriz morfológica ayudó a encontrar diversas alternativas de solución, generándose diferentes conceptos de diseño. A fin de visualizar las características de cada alternativa, se procedió a esquematizar estas soluciones a mano alzada sobre un papel, esquematizando tres equipos diferentes con su ensamble final y con sus características de diseño de manera generales.

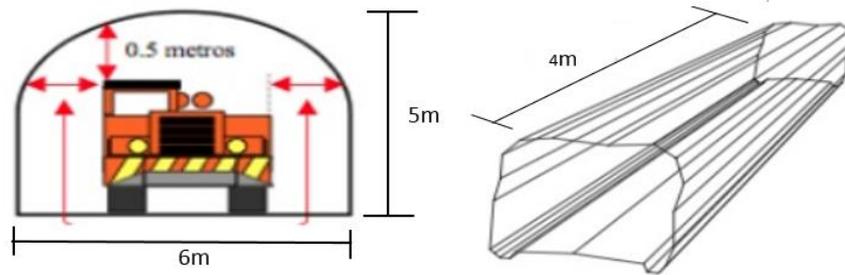
### **2.2.1.6 Evaluación de concepto y selección**

Una vez definidas las características del diseño, se procedió a evaluar las diferentes alternativas. Los esquemas hicieron posible la visualización de las diferentes soluciones planteadas para el diseño haciendo uso de un criterio ingenieril para su evaluación.

Asimismo, se realizó una evaluación técnico - económica de las alternativas, utilizando el formato establecido en las recomendaciones de VDI 2225 [60]. Los criterios evaluados fueron: Seguridad, Manufactura, Ensamble, Mantenimiento, Confiabilidad y Operación.

## **2.3 Diseño Conceptual Ingenieril del brazo hidráulico**

El brazo telescópico tiene una tarea importante en el equipo desatador, el diseño del brazo influye en la distribución de carga sobre el chasis y la estabilidad del equipo. Las dimensiones del brazo se diseñaron en función al alcance máximo del desatador (Scaler) para operar en una mina cuyas dimensiones de sección se encuentran entre 4m x 4m y 6m x 6m como máximo, como se observa en la **Figura 2.10**, realidad que se da en minas subterráneas de pequeña y mediana minería. Por otro lado, conociendo que la distancia de avance después de realizar una voladura en minería subterránea es de 4m, se limitó el alcance máximo del brazo a 6.5m [62].



**Figura 2.10** Dimensiones de la sección de galería en minería subterránea.  
Fuente: Carguío y transporte subterráneo [63].

### 2.3.1 Diseño Estructural del brazo telescópico

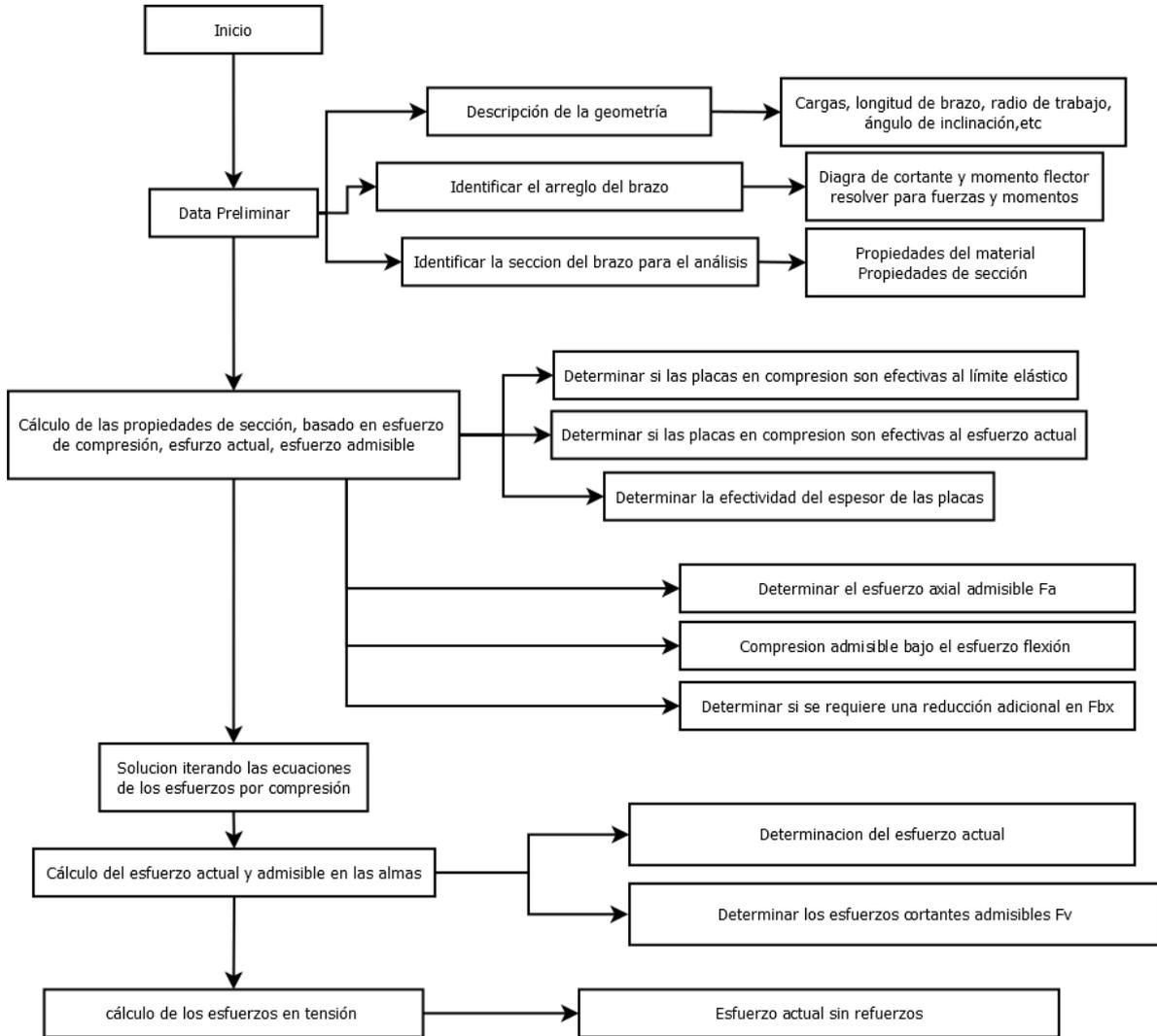
Una vez seleccionado el concepto del brazo, se procedió a modelarlo en el programa computacional Solidworks, dándole un espesor de plancha de  $\frac{1}{2}$  in. Para modelar la estructura del brazo de sección cuadrada, las dimensiones de las tres partes del brazo telescópico se escogieron de tal manera que la suma de las mismas y el martillo, tengan un alcance de 6.5 m, disminuyendo en longitud de cada parte desde el brazo principal, cuya longitud fue mayor que las demás.

Al diseño se le ensambló el rodamiento de giro y los pistones hidráulicos referenciales para tener un peso aproximado de toda la estructura. Fue necesario especificar esta información para cumplir con la Norma SAE J1078; para ello se hizo uso del programa Solidworks donde se estableció el material de cada componente y a partir de las dimensiones del mismo se obtuvo el peso de cada una de las estructuras.

#### 2.3.1.1 Uso de norma SAE J1078

La norma SAE J1078 es usada como método estándar de diseño de un brazo telescópico. Para este caso, la norma necesita de datos como la geometría de la estructura de brazo telescópico, en donde debe establecerse el ancho de plancha, longitud del brazo, propiedades mecánicas del material y centro de gravedad como datos de entrada. Estos datos se extrajeron del programa SolidWorks, proponiendo una geometría y material para la primera iteración.

El procedimiento establecido por la norma sirvió para calcular el espesor de la plancha mínima y las longitudes óptimas para cada parte del brazo, como se muestra en la **Figura 2.11**.



**Figura 2.11** Cálculo analítico para el diseño del brazo telescópico.

Fuente: Método recomendado para determinar analíticamente el diseño de brazo telescópico [64].

### 2.3.2 Selección del rodamiento de giro

La selección del rodamiento de giro se realizó principalmente por la capacidad de soportar la carga axial, radial y momento que produce la reacción del impacto del martillo y la tercera parte del brazo; por ello fue necesario calcular estas cargas para la correcta

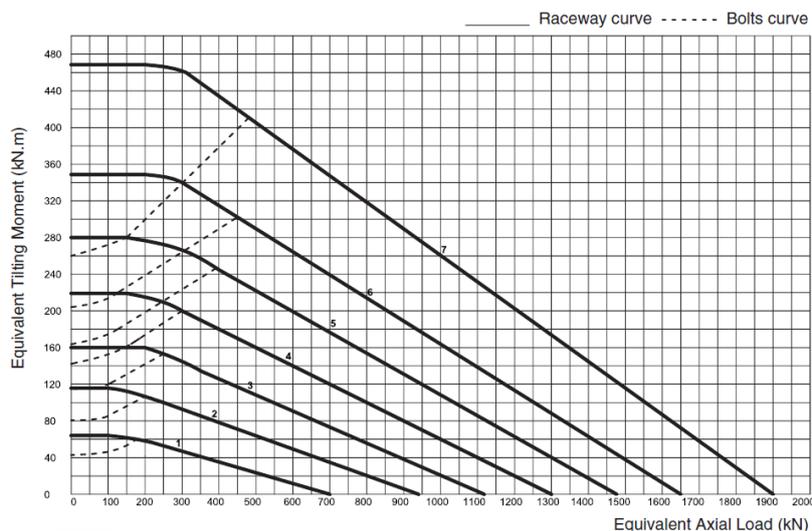
selección del diámetro del rodamiento y el número de elementos rodantes especificando un modelo seleccionado.

Otra de las variables fue el tipo de aplicación, donde se empleó el rodamiento de giro. En la **Tabla 2.1** se muestra todos los factores de seguridad en función de la aplicación de los rodamientos, en nuestro caso se utilizó el criterio de vibración con un factor correspondiente a 1.25.

Application	Application criteria	Application factor
Casting	Extreme application	1.5
Machines for building / cranes	Extreme application	1.25
Vehicles and mounting on vehicles	Extreme application	1.25
Forklifts / Bulldozers	Light shocks	1.1
Treatment plants	Vibrations	1.25
Wind turbines	Danger of streaking	2.0
Robots	Rigidity	1.25

**Tabla 2.1** Factor de seguridad según la aplicación del rodamiento de giro.  
Fuente: Catálogo de rodamiento de giro [66].

Por otro lado, al ser el diagrama de carga limitado por pernos de ensamble, el grado de dureza utilizado para la sujeción del rodamiento fue de 10.9, lo cual fue recomendado por el fabricante. La **Figura 2.12** muestra el diagrama de carga que se usó para seleccionar el rodamiento de giro.

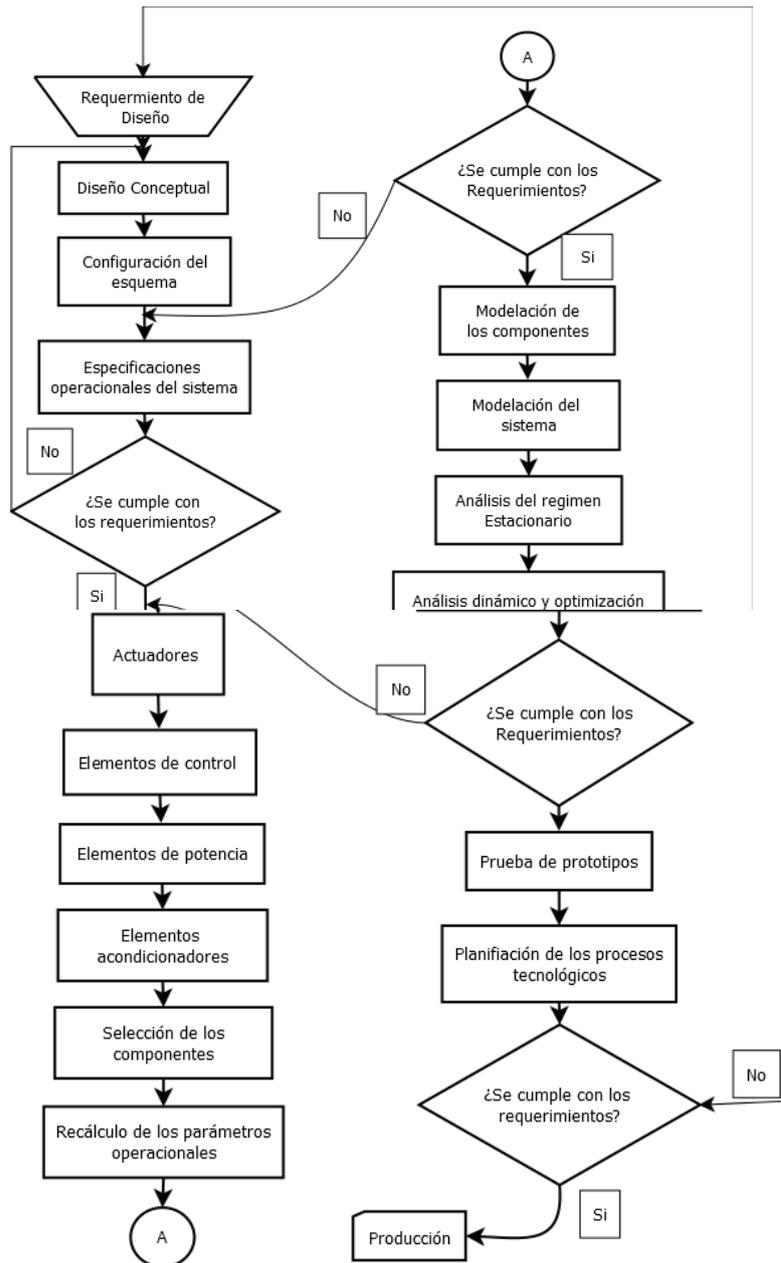


**Figura 2.12** Factor de seguridad según la aplicación del rodamiento de giro.  
Fuente: Catálogo de rodamiento de giro [66].

### 2.3.3 Selección de componentes Hidráulicos

La selección de los componentes hidráulicos forma parte del kit de componentes mecánicos; estos están conformados principalmente por bombas, motores, pistones, válvulas, mangueras, filtros y tanque hidráulico, los cuales hacen posible el movimiento del brazo.

Inicialmente se tuvieron que describir las características técnicas del equipo y hacer un esquema cinemático del brazo, con esto se realizó un esquema hidráulico principal para establecer los componentes necesarios que dan movimiento al brazo, seguidamente se hizo uso de las cargas que deben mover los actuadores (pistones y motor), analizando la parte estructural para seleccionar los pistones teniendo en cuenta el esfuerzo nominal y esfuerzo máximo. Por otro lado, se calculó la potencia y revolución por minuto (rpm) de giro necesario para el motor hidráulico y por último se establecieron cuáles fueron las exigencias complementarias de accionamiento. A continuación, se muestra un algoritmo para el diseño de un sistema hidráulico en la **Figura 2.13**.



**Figura 2.13** Algoritmo para el diseño de sistemas hidráulicos.  
Fuente: Metodología de diseño de los sistemas hidráulicos [67].

### 2.3.3.1 Selección de componentes hidráulicos

Los principales componentes del sistema hidráulico son los actuadores (pistones y motor hidráulico). Para la presente tesis se usaron 3 pistones hidráulicos de diferentes tamaños y 2 de igual tamaño, los cuales fueron seleccionados de acuerdo a la masa que deben mover y las condiciones de trabajo que debe cumplir: Dos pistones cumplieron la

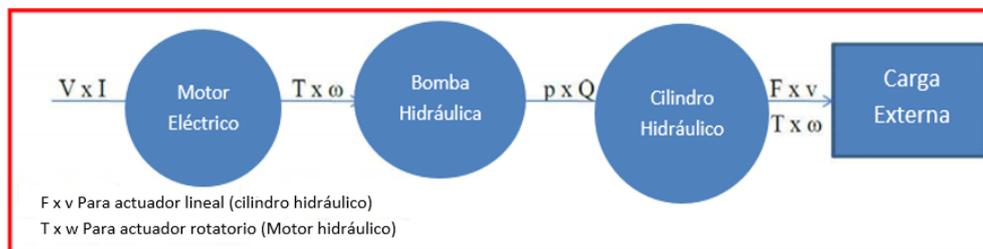
función de hacer rotar la estructura de brazo principal y un pistón hizo rotar el martillo hidráulico. Por otro lado, dos pistones se usaron para realizar un movimiento longitudinal para mover el segundo brazo y tercer brazo. Estos se caracterizaron por tener una carrera larga.

Por último, el motor hidráulico se usó para mover el rodamiento de giro, siendo ensamblado al eje sin fin del rodamiento. Con esto se obtuvo una transmisión robusta y de pequeño tamaño, disminuyendo así el peso sobre el brazo y haciendo posible aumentar la velocidad de giro del tercer brazo.

Los componentes como pistones, válvulas, bombas hidráulicas y demás componentes necesarios para el diseño del circuito hidráulico fueron calculados en función a las cargas que se requiere desplazar y una vez obtenido estas cargas se procedió a diseñar el circuito haciendo uso de los softwares FluidSim y Automation estudio para el análisis y comprobación del funcionamiento del circuito.

### 2.3.3.2 Generación del circuito hidráulico

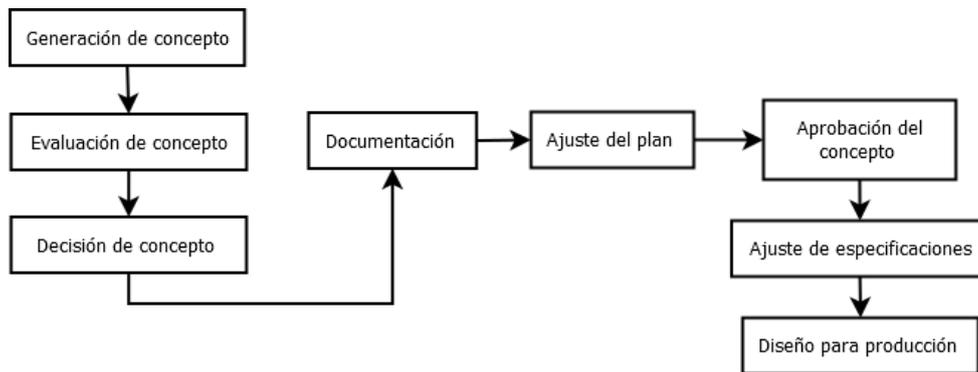
Los circuitos hidráulicos sirven para representar esquemáticamente los componentes conectados entre sí, cuyo propósito es transformar la energía hidráulica en mecánica como se observa en la **Figura 2.14**. Para obtener el circuito hidráulico se hizo uso del programa FluidSim, desarrollado por la compañía Festo, cuya marca tiene una diversidad enorme de componentes hidráulicos y neumáticos. Este programa ayudó a simular el circuito con los componentes bajo la norma DIN/ EN 81346-2 o ISO 1219-1 [68].



**Figura 2.14** Transformación de la energía en un circuito hidráulico.  
Fuente: Metodología de diseño de los sistemas hidráulicos [67].

### 2.3.3.3 Análisis Dinámico-Cinemático del brazo hidráulico

Con el análisis del comportamiento del brazo en desplazamiento, se pudo entender y medir las velocidades, aceleraciones, fuerzas, etc. del brazo. Esta data es muy importante para la parte hidráulica, ya que determina la selección de componentes requeridos para realizar esa función a escala real. En la **Figura 2.15** se muestra un flujograma para el análisis dinámico en el entorno Solidworks motion.



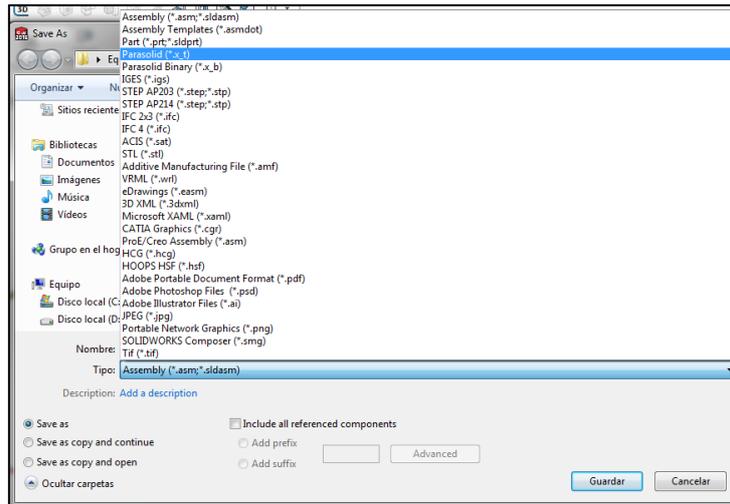
**Figura 2.15** Flujograma para el uso de SolidWorks Motion.

Fuente: Introducción a las aplicaciones de análisis de movimiento con SolidWorks Motion [69].

## 2.4 Análisis de fuerzas y estabilidad usando Adams

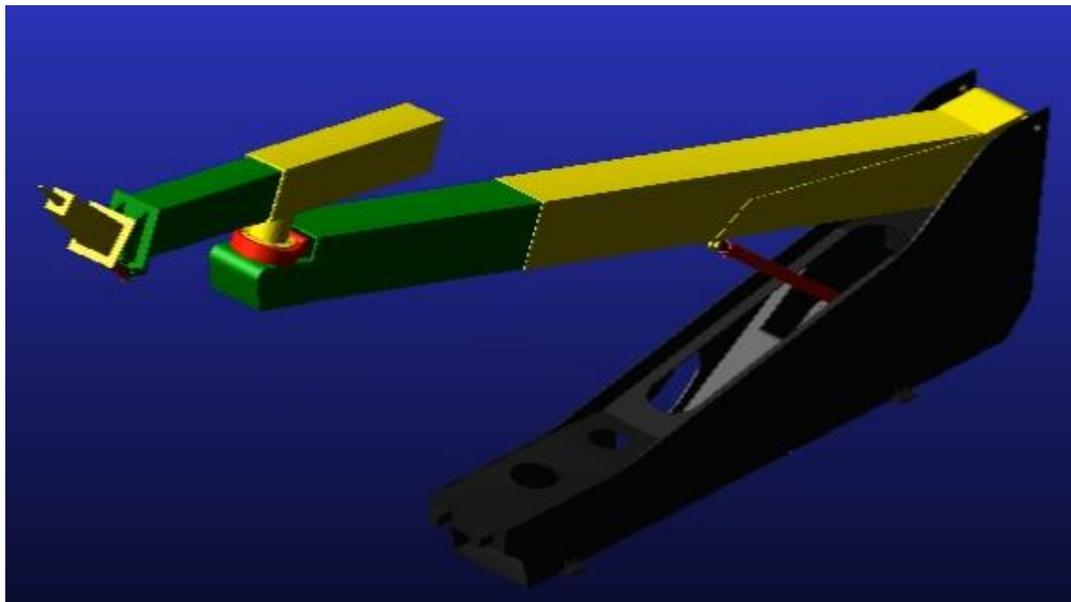
Adams es un programa que fue de mucha ayuda para encontrar las fuerzas de trabajo del brazo en función al tiempo y de esta manera, determinar las posiciones críticas para el análisis tanto analítico como por elementos finitos. A continuación, se muestra la metodología de uso del programa y cómo a través del mismo se pueden encontrar las fuerzas sobre las articulaciones en función al tiempo.

Primero se importó el CAD generado en SolidWorks, guardando el documento CAD en el formato Parasolid como se observa en la **Figura 2.16**, para luego abrirlo desde Adams y tener la geometría en el entorno de Adams.



**Figura 2.16** Formato de guardado en SolidWorks para exportar a Adams.  
Fuente: Creación propia.

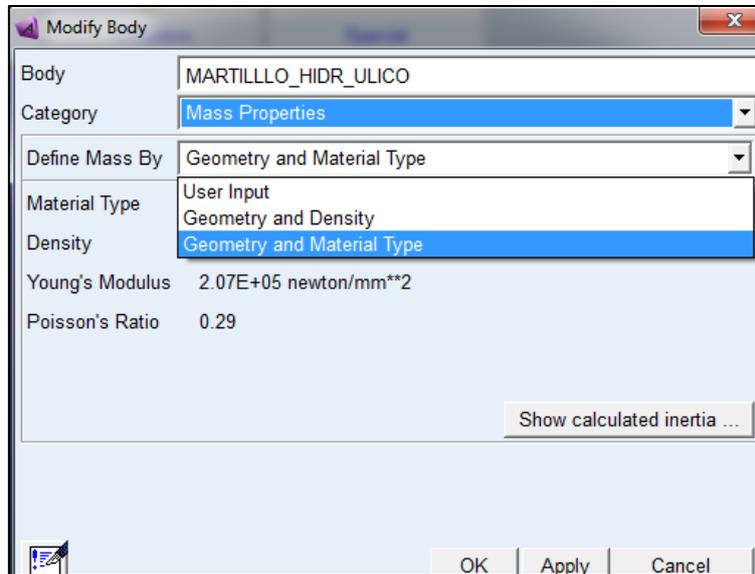
Una vez obtenido el cuerpo 3D en el software Adams (como se muestra en la **Figura 2.17**), se empieza a especificar el material a cada sólido importado, siendo en nuestro caso el acero.



**Figura 2.17** Formato CAD SolidWorks en el entorno Adams.  
Fuente: Creación propia.

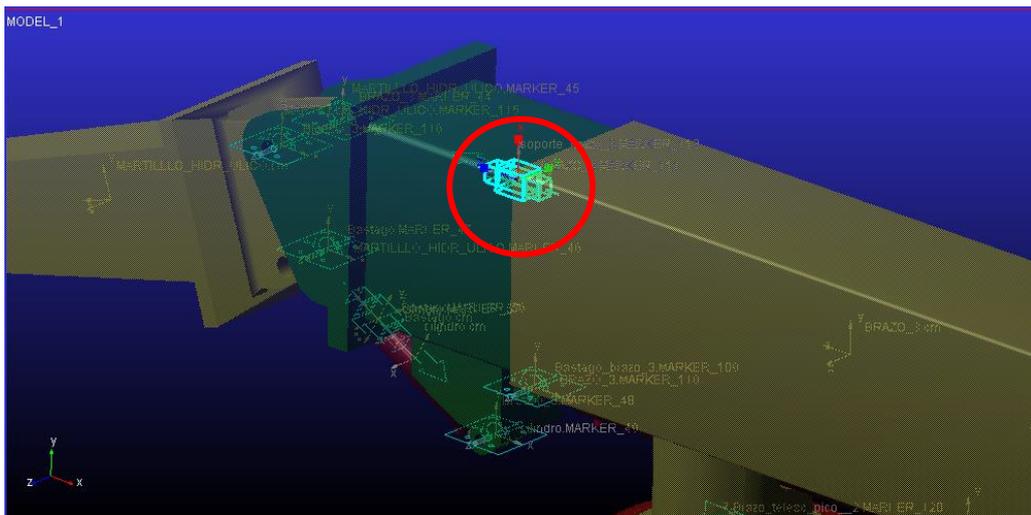
Una vez establecido el material, el programa define un peso a cada componente, factor que influirá en los resultados que arroje la simulación. Para ello se deben seguir los

pasos que se muestra en la **Figura 2.20**. Se realizó clic derecho en cada cuerpo que lee Adams y clic en apariencia después se define el material y se acepta.



**Figura 2.18** Generación de material a cada componente.  
Fuente: Creación propia

Después se establecieron las conexiones del brazo haciendo uso de los conectores articulación (joint), traslación (translational) y fijo (fixed), según el trabajo que realiza cada componente, como se muestra en la **Figura 2.19**; seguido a ello, se estableció los movimientos como: rotación y/o traslación dependiendo del movimiento de cada componente.



**Figura 2.19** Generación de material a cada componente.  
Fuente: Creación propia.

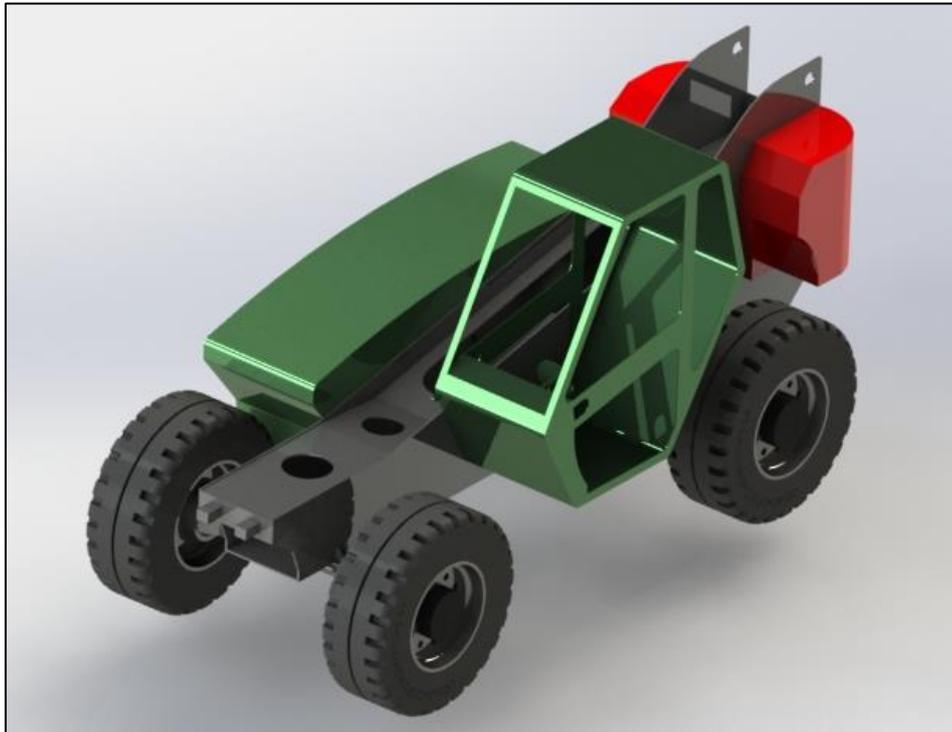
## CAPÍTULO III

### RESULTADOS

El presente capítulo muestra el diseño ingenieril conceptual del nuevo brazo hidráulico, con sus componentes y características, obteniendo de esa manera un equipo de menor costo para operar en la pequeña y mediana minería subterránea.

#### 3.1 Modelo 3D del elevador telescópico Bobcat TL40140

El modelo del equipo TL40140 de la marca bobcat se muestra en la **Figura 3.1**; este modelo servirá para ensamblar el nuevo brazo hidráulico con el equipo modelado en 3D a partir de los planos de detalle recopilado del manual de partes del elevador TL40140. La **Tabla 3.1** muestra la lista de dimensiones principales del modelo CAD y en el **Anexo 1** el plano mecánico.



**Figura 3.1** Modelo CAD del elevador telescópico base.  
Fuente: Elaboración propia.

N°	Nombre	Distancia en mm
1	Distancia entre ejes	2825
2	Ancho del equipo	2394
3	Distancia del piso al chasis	500
4	Largo del equipo	4520

**Tabla 3.1** Distancia principales del equipo Bobcat 3D.

Fuente: Elaboración propia.

## 3.2 Diseño del brazo hidráulico definido

### 3.2.1 Especificaciones de ingeniería para el brazo hidráulico

Las necesidades del cliente (compañía minera) se muestran en la **Tabla 3.2** y las especificaciones del producto en la **Tabla 3.3**. Por otro lado, la **Tabla 3.4** muestra una valorización de comparación entre las marcas disponibles en el mercado en función al porcentaje de satisfacción que actualmente tienen frente a los requerimientos planteados por el usuario, dando como resultado la identificación el tamaño del brazo hidráulico como componente diferenciador pensado en los requerimientos del cliente y como éste es un sistema crítico en el equipo desatador de roca. Por este motivo surgió, la necesidad

de generar un diseño innovador del brazo hidráulico, pensado en la operación que va realizar dentro de minería subterránea.

Necesidades del consumidor	
N°	Descripción
1	Fácil Manejo
2	Rapidez de maniobra
3	Buena visibilidad del martillo
4	Alcance del brazo de acurdo a la sección de avance
5	Velocidad adecuada para operación en mina
6	Repuestos económicos
7	No generar mucho polvo durante el desatado

**Tabla 3.2** Necesidades del consumidor.

Fuente: Elaboración propia.

Especificaciones del producto		
N°	Descripción	
1	Velocidad de movimiento del martillo	8 m/s
2	Velocidad de giro del rodamiento	0.5 m/s
3	Tipo de sección para el brazo	Rectangular
4	Distancia de alcance del desatador	5 m
5	Velocidad del equipo	15 km/h
6	Presión hidráulica de trabajo del martillo	180 bar

**Tabla 3.3** Especificaciones del producto.

Fuente: Elaboración propia.

Para la realización de la **Tabla 3.4** se usó una escala del 0 – 4 para evaluar el nivel de satisfacción para cada criterio en función a los antecedentes de los equipos y requerimientos del usuario.

Necesidades del consumidor	Modelo A	Modelo B	Modelo tesis
Fácil Manejo	2	3	4
Rapidez de maniobra	4	3	5
Buena visibilidad del martillo	3	3	5
Alcance del brazo de acurdo a la sección de avance	3	4	5
Velocidad adecuada para operación en mina	4	4	5
Repuestos económicos	4	3	4
No generar mucho polvo durante el desatado	3	5	5

**Tabla 3.4** Valoración de satisfacción entre modelos referentes y el modelo a diseñar.

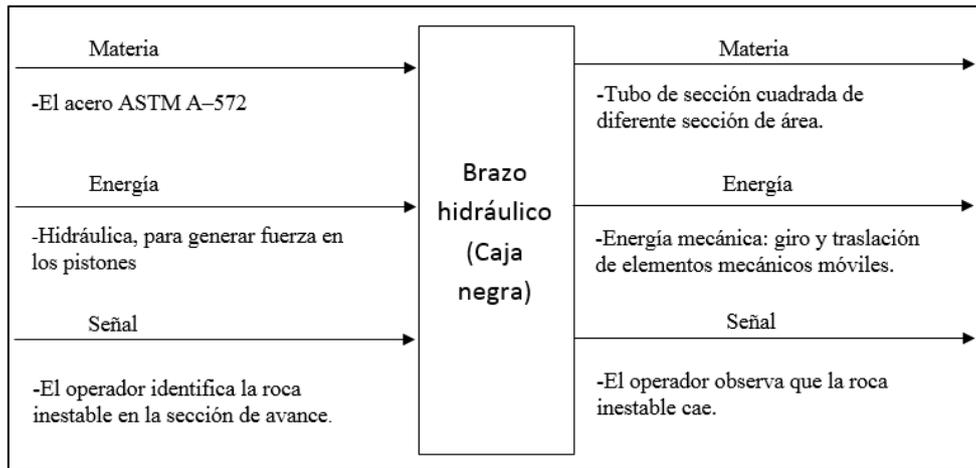
Fuente: Elaboración propia.

Con la data obtenida de la **Tabla 3.2**, **Tabla 3.3** y **Tabla 3.4**, se generó la casa de calidad o despliegue de funciones de calidad haciendo uso del programa QFD Professional Edition 4.0, dando como resultado la información mostrada en la **Figura 3.2**, donde se aprecia al alcance de trabajo máximo de trabajo de 5 m como la mayor especificación diferenciadora del brazo, haciendo que el diseño del brazo sea un factor muy importante para el nuevo desatador, pensado en los clientes de pequeña y mediana minería.



### 3.2.2 Caja Negra

La caja negra obtenida se muestra en la **Figura 3.3**. dicha caja está enfocada en el diseño del brazo hidráulico, dado que este es el componente crítico para realizar la función principal como es el desatado realizando el trabajo de transportar y posicionar el martillo.



**Figura 3.3** Caja negra para el brazo hidráulico.

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar en la **Figura 3.3**, la caja negra determina al acero ASTM A-572 (acero comercial en el Perú) como materia principal necesaria para obtener las partes del brazo estructural después de realizar un proceso metal mecánico. Asimismo, se identifica la energía hidráulica como la fuente principal de energía por sus características robustas para realizar el desplazamiento del brazo; esta se transforma en energía mecánica al realizar un movimiento. Por último, la señal está relacionada con el operador del equipo, es decir, con la observación que realiza el operador antes, durante y después de realizar el desatado. Toda esta información se resume en la elaboración de la caja negra.

### 3.2.3 Estructura de funciones

Las funciones identificadas para el brazo hidráulico se presentan a continuación:

#### 1. Función principal

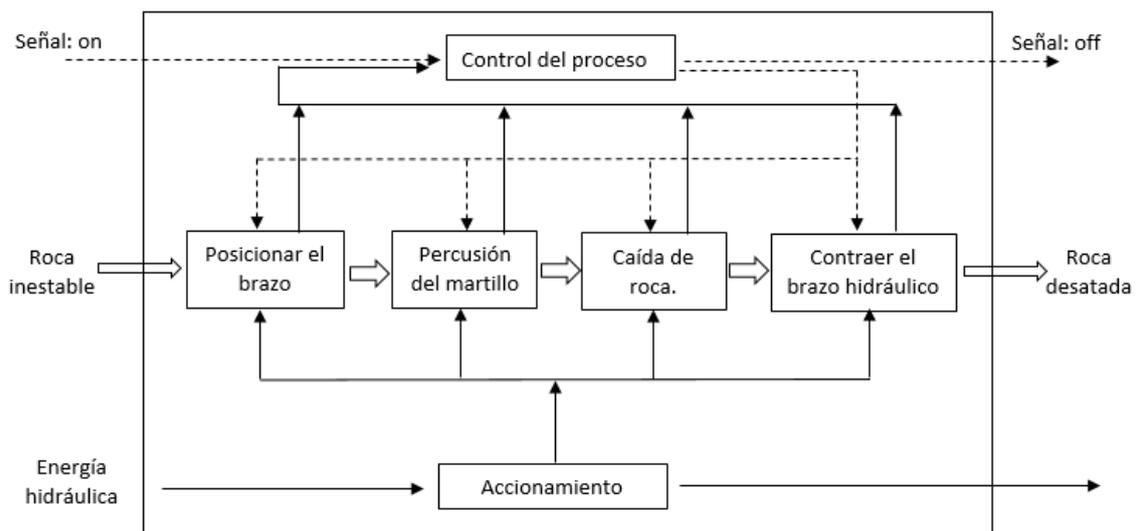
La función principal del brazo hidráulico es posicionar el martillo hidráulico en la zona inestable de la sección de avance para realizar el desatado de roca.

## 2. Funciones parciales

Las funciones parciales del brazo hidráulico son:

- a) Soportar el peso del martillo: El brazo debe soportar el peso de martillo hidráulico y posibles rocas que caigan sobre el brazo.
- b) Soportar las cargas de impacto: El brazo debe soportar las cargas de impacto producto de las fuerzas de reacción cuando el martillo percute sobre la roca durante el desatado.
- c) Conectar el martillo hidráulico con el chasis: El brazo debe ensamblarse con el chasis para poder trasladar el martillo hidráulico y realizar el desatado en diferentes frentes de avance.

La **Figura 3.4** muestra la estructura de funciones durante el desatado de rocas.



**Figura 3.4** Estructura de funciones en el desatado de rocas.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2.4 Matriz Morfológica

La matriz morfológica tuvo como resultado la obtención de conceptos de solución en base a la función que realiza el brazo y las necesidades del usuario.

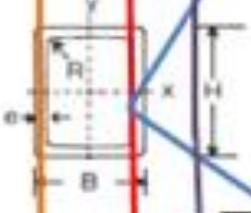
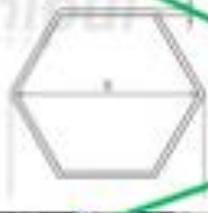
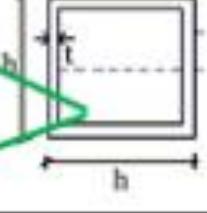
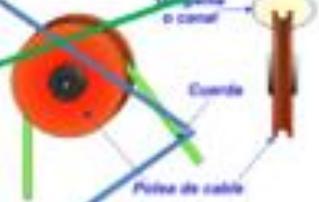
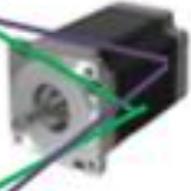
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Tipo de Brazo			
Movimiento rotacional del brazo			
Perfil del brazo hidráulico			
Actuador lineal			
Desatador			
Actuador rotacional			
Conductores de fluidos			

Figura 3.5 Matriz morfológica para generación de concepto.

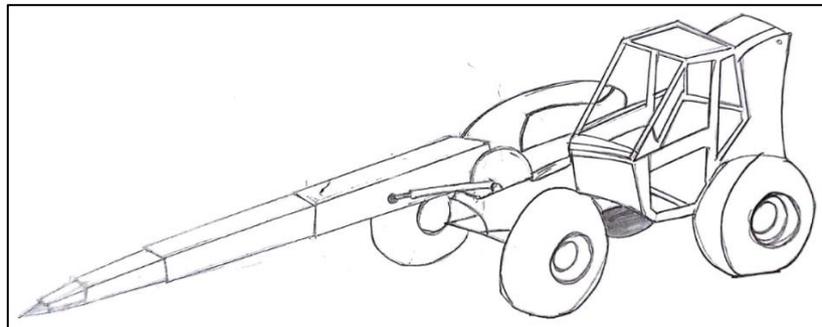
Fuente: Elaboración propia.

La matriz morfológica ayuda a plantear diferentes alternativas de componentes mecánicos para poder generar diferentes diseños que cumplan la función principal que es el desatado, dando características en los conceptos generados que se esquematizarán más adelante.

### 3.2.5 Generación de concepto

Debido a la diversidad de componentes mecánicos alternativos y al funcionamiento del equipo durante el desatado, en la **Figura 3.6** y **Figura 3.7** se muestran los dos conceptos generados para el brazo telescópico.

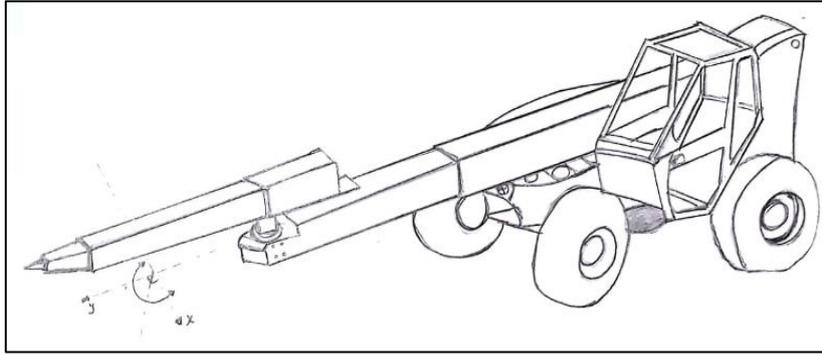
En el primer concepto, el brazo es telescópico está ubicado en la parte frontal central del elevador y tiene una distancia horizontal máxima de 5 m. Todo el brazo está ensamblado sobre el rodamiento de giro, con una conexión de pistones hidráulicos sincronizados para dar giro al rodamiento. El brazo está compuesto por tres secciones, los pistones están ubicados dentro del brazo y realizan la función de desplazar las partes, de esta manera el martillo hidráulico tiene una versatilidad de posiciones.



**Figura 3.6** Desatador de roca – concepto 1.

Fuente: Elaboración propia.

El segundo concepto, describe un brazo posicionado en la parte posterior del elevador, con tres secciones de brazo y dos de traslación. El diseño muestra la posición del rodamiento de giro sobre el segundo brazo con un ángulo de barrido de 60°. Los dos conceptos tienen 5 actuadores hidráulicos para realizar el movimiento del brazo.



**Figura 3.7** Desatador de roca – concepto 2.

Fuente: Creación propia.

### 3.2.6 Evaluación de concepto

El concepto final fue elegido dando una valoración a ciertos criterios recomendados por la VDI 2225 [60], sumados al criterio de estabilidad, dado que es muy importante para el presente diseño. A continuación, se describen los criterios evaluados.

- a) **Confiabilidad:** La confiabilidad está en función a la probabilidad de que un elemento o sistema cumpla una función determinada bajo condiciones fijadas durante un tiempo determinado.
- b) **Seguridad:** La máquina debe cumplir los estándares de seguridad para operar dentro de mina y para dar seguridad al operador, es por ello el buen análisis que se debe realizar a un elemento mecánico.
- c) **Manufactura:** Transformar la geometría, apariencia o propiedades mecánica del material se encuentran dentro del concepto manufactura este es un factor muy importante porque limita el diseño conceptual a uno aplicable con las herramientas existentes en el mercado valorizando con este parámetro si es manufacturarle la idea de diseño que se tiene.
- d) **Operación:** Este criterio sirve para identificar los riesgos que existe en la operación y como se relaciona
- e) **Ensamble:** Al término de la manufactura de los componentes estos deben estar diseñados de tal forma que al instalarlos realicen un movimiento sistematizado.
- f) **Mantenimiento:** El diseño final debe tener un fácil mantenimiento debido a que el equipo debe cumplir un tiempo de trabajo.

g) Estabilidad: El equipo debe ser estable tanto en operación como en desplazamiento de posición esto asegura la seguridad del operador evitando de esta manera accidentes fatales

A continuación, se muestra la **Tabla 3.5** y **Tabla 3.6**, donde se hace una evaluación de los conceptos bajo los criterios sugeridos por **VDI 2225** desde un enfoque económico y técnico respectivamente [70].

Dentro de una escala del 0-4 siendo 0: No satisface y 4: Muy bien se da un puntaje a cada criterio representado por la letra p. Dando a cada criterio un peso, representado por la letra g, se realizaron las siguientes tablas.

N°	Variantes de concepto Criterios de evaluación	Solución S1			Solución S2		Solución Ideal	
		g	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Costos de material	2	3	6	4	8	4	8
2	Costos de fabricación	3	3	9	4	12	4	12
3	Costos de mantenimiento	4	4	16	2	8	4	16
4	Costos de mano de obra	2	3	6	3	6	4	8
5	Costos de componentes mecánicos	4	4	16	3	12	4	16
6	Costos de componentes hidráulicos	4	4	16	3	12	4	16
Puntaje máximo $\Sigma$		19	21	69	19	58	24	76
Valor económico Yi		90.79			76.32			

**Tabla 3.5** Evaluación económica del concepto de solución.

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la **Tabla 3.5**, el valor económico es menor en el concepto número 2, estableciéndose una variación del 14.47% más económico la propuesta número 2, el porcentaje del valor económico está en función al valor económico ideal, siendo el costo ideal el costo máximo para nuestro caso de 76; con ello se obtiene para la solución 1 una costo representativo del 90.79 y para la solución 2 un costo representativo de 76.32.

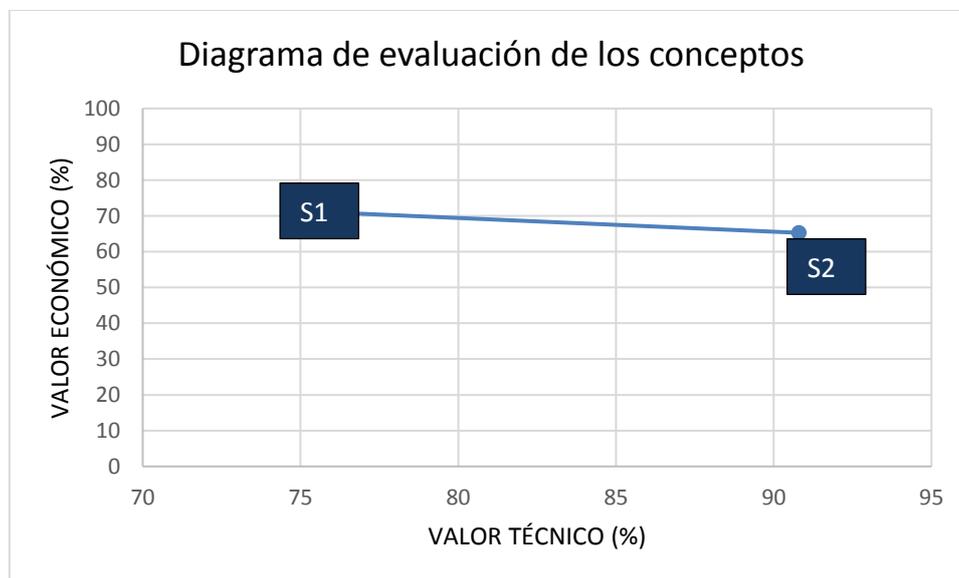
N°	Variantes de concepto Criterios de evaluación	Solución S1			Solución S2		Solución Ideal	
		g	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Confiabilidad	4	3	12	3	12	4	16
2	Seguridad	4	2	8	3	12	4	16
3	Manufactura	3	3	9	2	6	4	12
4	Operación	2	3	6	3	6	4	8
5	Ensamble	2	3	6	3	6	4	8
6	Mantenimiento	3	2	6	3	9	4	12
7	Estabilidad	4	2	8	3	12	4	16
Puntaje máximo $\Sigma$		22	18	47	20	51	28	72
Valor económico $Y_i$		65.28			70.83			

**Tabla 3.6** Evaluación técnica del concepto de solución.

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la **Tabla 3.6**, El concepto de solución 2 tiene un valor técnico mayor al primer concepto generado; esto también se obtiene de la comparación entre la solución planteada y la solución técnica ideal.

A continuación, se muestra en la **Figura 3.8** donde se presenta la comparación del aspecto técnico y económico de los conceptos 1 y 2 .



**Figura 3.8** Evaluación técnica – económica del brazo hidráulico.

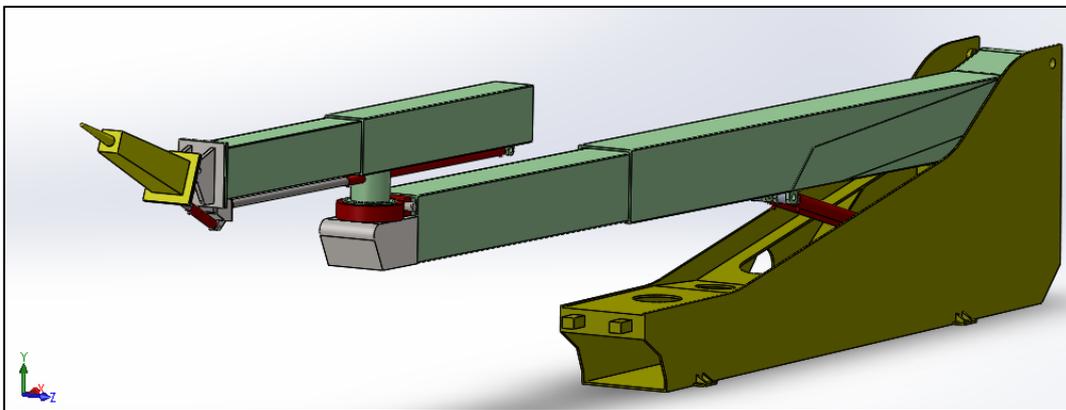
Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos tanto económicos como técnicos, dan como resultado diseñar el brazo hidráulico del concepto número 2; porque presenta un mayor valor técnico y menor valor económico.

### 3.3 Diseño conceptual ingenieril

El concepto seleccionado modelado en el programa SolidWorks se muestra en la **Figura 3.9**. Como se puede apreciar, este consta de un partillo hidráulico en la parte frontal del brazo, el cual realiza un giro en el plano XY con el desplazamiento del vástago del pistón hidráulico. Esta parte del sistema se conecta al brazo de sección cuadrada dentro una estructura de soporte, la cual se ensambla al rodamiento de giro; con esto es posible tener un movimiento en el plano XZ de esta parte del brazo para cubrir el área de trabajo de la sección de avance.

El rodamiento de giro se conecta al segundo brazo, el cual se desplaza sobre el primer brazo. Este último pivota sobre el chasis con las conexiones en la parte posterior y los pistones hidráulicos de soporte que se ensamblan entre el chasis y la parte inferior del primer brazo (Brazo madre).



**Figura 3.9** Evaluación técnica – económica del brazo hidráulico.  
Fuente: Elaboración propia.

#### 3.3.1 Martillo hidráulico seleccionado

El martillo hidráulico seleccionado pertenece a los productos que ofrece la empresa Epiroc cuyo modelo es el SB 202, como se muestra en la **Figura 3.10**. La marca fue

seleccionada por el éxito que tiene en el mercado y su confiabilidad. El tamaño y peso, se relacionan con el peso del equipo al cual va ser ensamblado por recomendación de Epiroc. Las dimensiones quedan acotadas por las distancias A y B como se muestra en la **Figura 3.11**.

SB range		SB 52	SB 102	SB 152	SB 202	SB 302	SB 452	SB 552	SB 702	SB 1102
Carrier weight class <sup>1)</sup>	t	0.7-1.1	1.1-3	1.9-4.5	2.5-6	4.5-9	6.5-13	9-15	10-17	13-24
Service weight <sup>2)</sup>	kg	55	90	140	200	300	440	520	720	1.060
Tool diameter	mm	40	45	50	65	80	95	100	105	120
Max. hydraulic input power	kW	7	9	11	17	20	25	29	34	40
Oil flow rate	l/min	12-27	16-35	25-45	35-65	50-80	55-100	65-115	80-120	100-135
Operating pressure	bar	100-150	100-150	100-150	100-150	100-150	100-150	100-150	120-170	130-180
Impact rate	bpm	750-1.700	750-2.300	850-1.900	850-1.800	600-1.400	550-1.250	650-1.150	600-1.050	550-850
Sound power level guaranteed <sup>3)</sup>	dB(A)	117	115	114	118	119	122	126	122	123
<b>A</b>	mm	444	571	686	727	807	849	919	1.012	1.166
<b>B</b>	mm	255	265	280	330	400	470	495	520	610

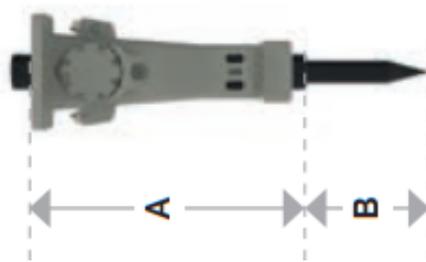
<sup>1)</sup> Weights apply to standard carriers only. Any variances must be agreed with Epiroc and/or the carrier manufacturer prior to attachment.

<sup>2)</sup> Attachment with standard working tool & average-sized adapter plate.

<sup>3)</sup> EN ISO 3744 in accordance with directive 2000/14/EC

**Figura 3.10** Especificaciones técnicas de martillos hidráulicos de la empresa Epiroc.

Fuente: Especificación técnica de martillo hidráulicos (Epiroc) [71].



**Figura 3.11** Dimensiones principales del martillo hidráulico.

Fuente: Especificación técnica de martillo hidráulicos (Epiroc) [71].

### 3.3.2 Análisis de fuerzas sobre la estructura del brazo hidráulico

Uno de los problemas para el diseño óptimo de la estructura es encontrar la posición crítica (donde las cargas sobre los componentes son máximas). Es por ello que se hizo uso del software Adams para establecer las fuerzas sobre las conexiones en un periodo de tiempo al realizar una simulación de la operación de desatado en interior de mina. La **Figura 3.12** muestra la identificación de las conexiones de análisis a lo largo

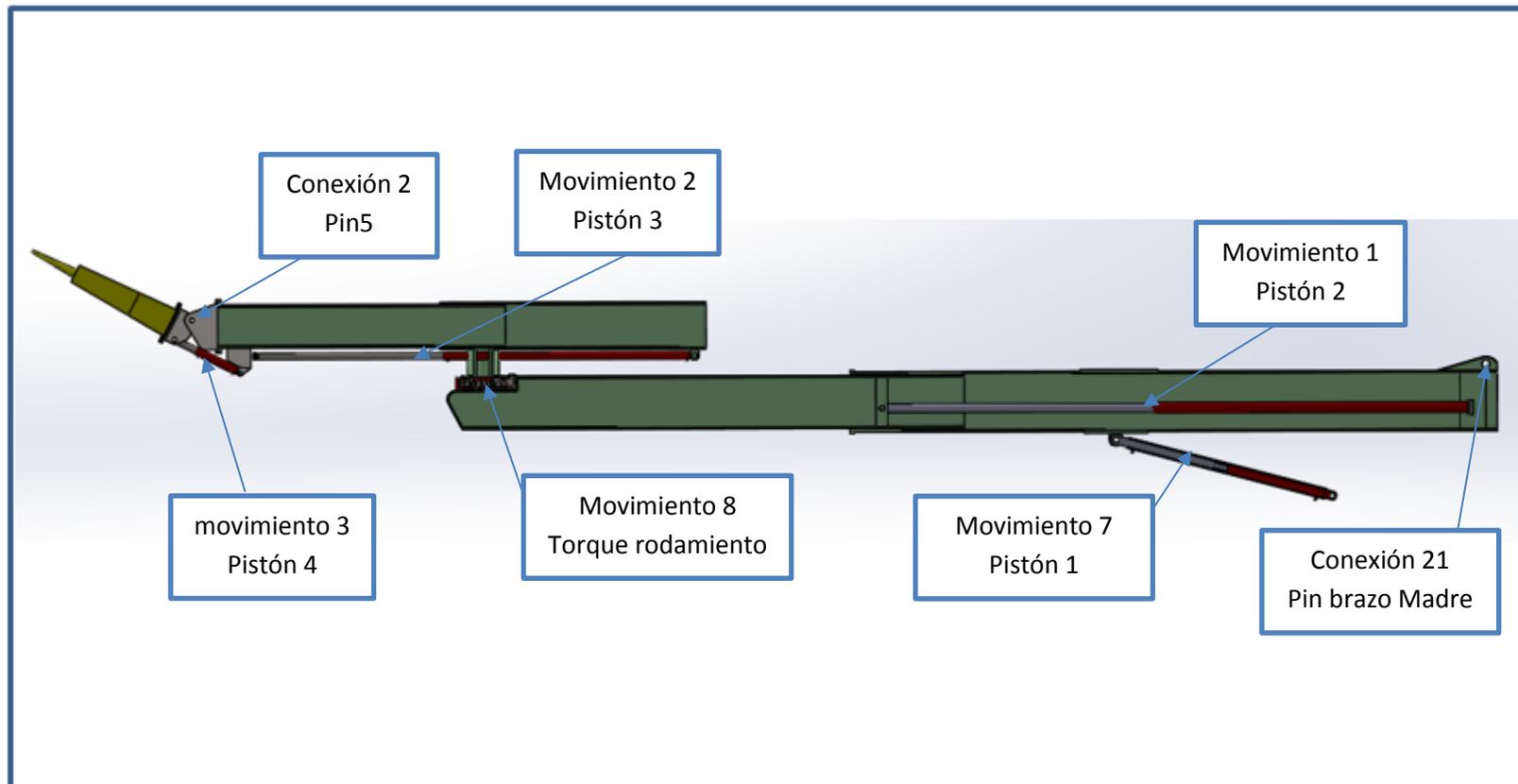
del brazo hidráulico, mientras que la **Figura 3.13** muestra la imagen de la simulación en el entorno de Adams.

Con el uso del software Adams se pudo determinar la reacción de las fuerzas en cada una de las conexiones móviles del brazo telescópico y como éstas varían cuando la posición del brazo cambia, la herramienta ayuda a tener una visión global de los puntos críticos del sistema (brazo hidráulico) o instantes de tiempo donde las fuerzas alcanzan sus puntos máximos, teniendo una magnitud y dirección de acción sobre cada punto de análisis.

Para realizar el análisis computacional, se debe mencionar que la generación del sólido se puede realizar en el mismo entorno Adams o ser importado de otro software computacional, para la presente tesis se modeló el brazo en el entorno de SolidWorks y después se importó la estructura 3D al entorno Adams.

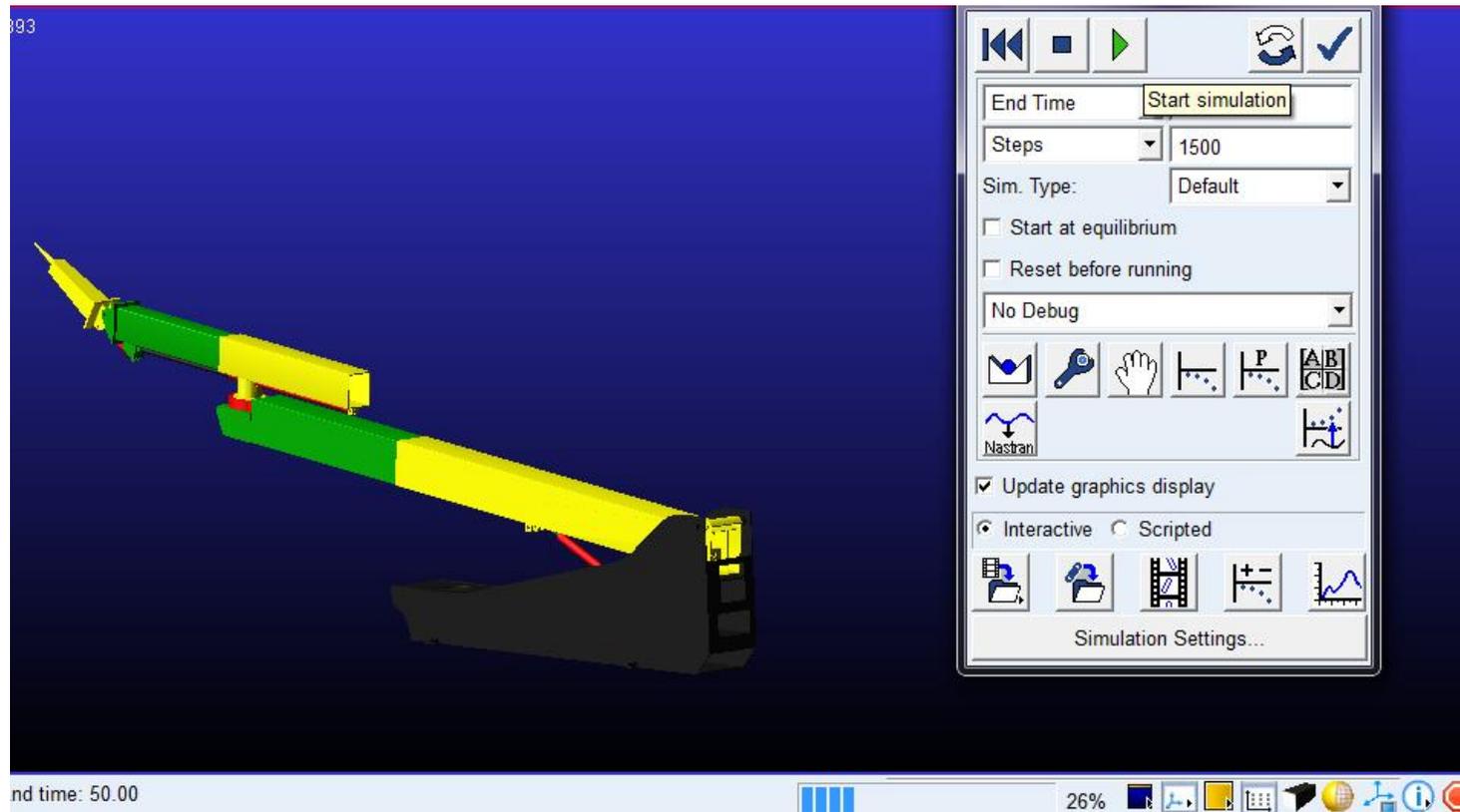
A continuación, se muestra la simulación del funcionamiento del brazo telescópico en el entorno del Software Adams. La simulación se realizó en un tiempo de 50 segundos, con 1000 steps. La fuerza que actuó sobre la estructura fue de 4kN, la misma que actuó en diferentes posiciones de trabajo para poder aproximar el funcionamiento real del brazo. La magnitud de 4kN representa el 20% de la fuerza de empuje que realiza el martillo hidráulico cuando el sistema hidráulico ejerce una fuerza sobre la punta del martillo .

Las conexiones mencionadas en la **Tabla 3.7** se detallan en la **Figura 3.2**, donde se ubica cada uno de los componentes analizados con el software Adams durante la operación del brazo hidráulico.



**Figura 3.12** Identificación de los elementos de análisis a lo largo del brazo telescópico (plano de corte).

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 3.13** Simulación del funcionamiento del brazo hidráulico.

Fuente: Elaboración propia.

Al realizar la simulación se obtuvieron las fuerzas en cada conexión en función al tiempo, con ello se obtiene un análisis correcto de los esfuerzos a la cual está sometido el brazo en la posición crítica, de esa manera se puede establecer las características geométricas de la estructura que garantice el funcionamiento del brazo sin que éste falle.

La **Tabla 3.7** Resume las fuerzas máximas halladas por la simulación en Adams en función al tiempo, y la máxima magnitud encontrada con sus componentes vectoriales en cada instante de tiempo bajo una posición determinada; todo ello se determinó al realizar la simulación que asemeja un ciclo de operación de desatado en minería subterránea.

Fuerzas máximas en función al tiempo sobre los componentes del brazo												
Lista de componentes		Time	Fx (N)	Time	Fy (N)	Time (s)	Fz (N)	Time	Mag (N)	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
		(s)		(s)				(s)				
Movimiento 7	Fuerza del pistón 1	10	43300	22	21500	21.95	3896.4	10	44943	-43289	1155	2359
Movimiento 1	Fuerza del pistón 2	10	6774	10	1925	10	0.1	38	7042	6774	-1925	0
Movimiento 2	Fuerza del pistón 3	10	4647	10	2325	22	132	38	4825	4647	2325	100
Movimiento 3	Fuerza del Pistón 4	10	-5569.2	37.85	3837.7	22	3217	10	6218.4	-5578.6	2726.2	-223.45
Conexión 2	Pin 5	3	-2143.4	10	-410.75	24.9	-1535.6	3	2173.5	-2143	-361.57	-5
movimiento 8	Torque rodamiento	22	5.48*10 <sup>5</sup>	22	1.82*10 <sup>6</sup>	22	0	22	1.9*10 <sup>6</sup>	5.48*10 <sup>5</sup>	1.82*10 <sup>6</sup>	0
Conexión 21	Pin Brazo madre	10	41496	22	11546.5	22	2996	10	41617.5	41496	2200	2360

**Tabla 3.7** Fuerzas máximas sobre los componentes del brazo hidráulico.

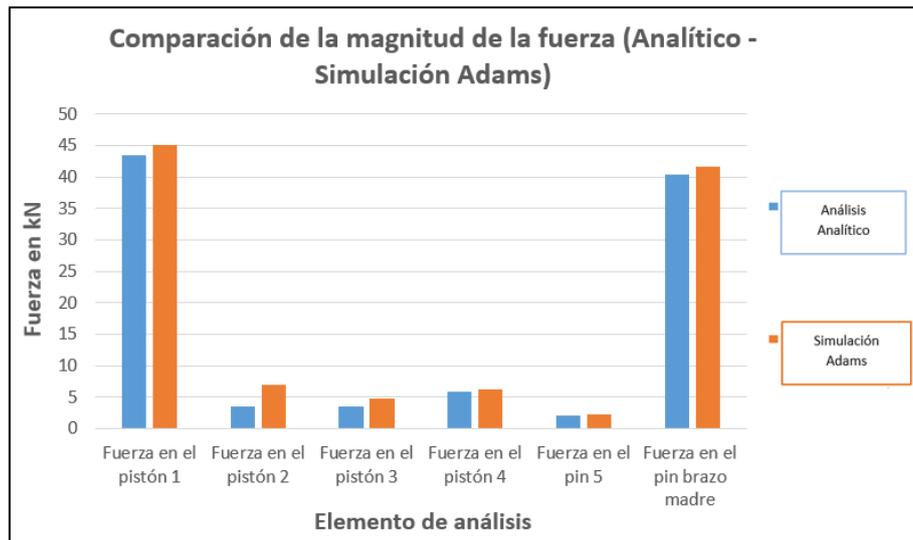
Fuente: Elaboración propia.

A fin de validar las fuerzas calculadas por el programa Adams, se realizó un cálculo analítico, el cual, se adjunta en el Anexo 3. En la **Tabla 3.8** se muestra la comparación entre las magnitudes obtenidas de manera analítica en la posición crítica y la simulación realizada por el programa Adams, las mismas que fueron calculadas en la posición horizontal con el máximo alcance del brazo.

Componentes	Fuerza en (kN) Analítico
Fuerza en el pistón 1	43.5
Fuerza en el pistón 2	3.6
Fuerza en el pistón 3	3.6
Fuerza en el pistón 4	5.9
Fuerza en el pin 5	2.1
Fuerza en el pin brazo madre	40.3

**Tabla 3.8** Fuerzas calculadas en las conexiones del brazo en la posición horizontal extendida.  
Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestran la **Figura 3.12** donde se realiza la comparación entre las magnitudes obtenidas de manera analítica en la posición horizontal con el brazo totalmente extendido; porque en esa posición se registra la mayor magnitud de fuerza después de haber realizado la simulación con el software Adams. Entonces se comparó el cálculo analítico calculado en la posición crítica establecida por el software Adams con la magnitud obtenida por el software.



**Figura 3.12** Comparación de la magnitud de la fuerza (analítico y simulación).  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.3 Especificaciones del material para el brazo estructural

El material seleccionado para el brazo estructural fue el acero ASTM A-615 grado 75 por sus propiedades mecánicas favorables al diseño y debido a que es comercializado en el Perú por la empresa AFIDERSA S.A.C. Las propiedades mecánicas del material se muestran en la **Tabla 3.9**, las mismas que fueron recopiladas del manual ASTM de la página web MatWeb como se muestra en el **Anexo 1**.

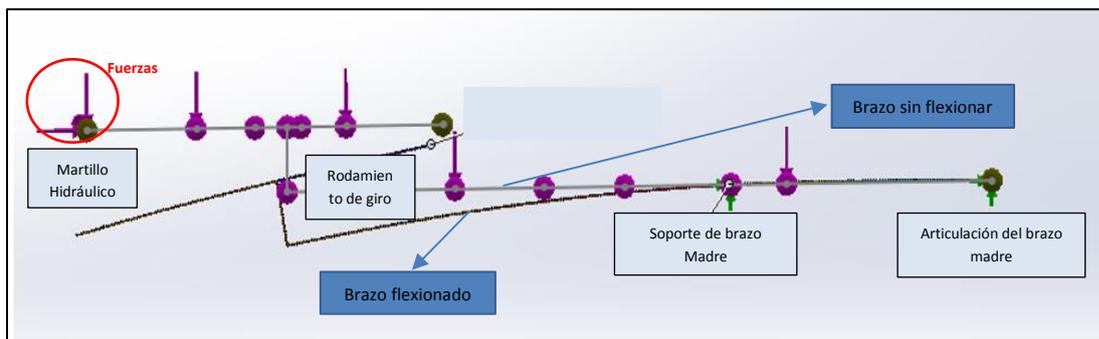
Propiedades mecánicas		
Nº	Denominación	Magnitud
1	Densidad	7900 kg/m <sup>3</sup>
2	Esfuerzo de Fluencia	75 ksi
3	Esfuerzo de Tracción	90 ksi
4	Coefficiente de poisson	0.29

**Tabla 3.9** Propiedades mecánicas del acero A-615.

Fuente: Handbook ASM internacional 10<sup>th</sup> 1990.

### 3.3.4 Diagrama de cortante y momento flector

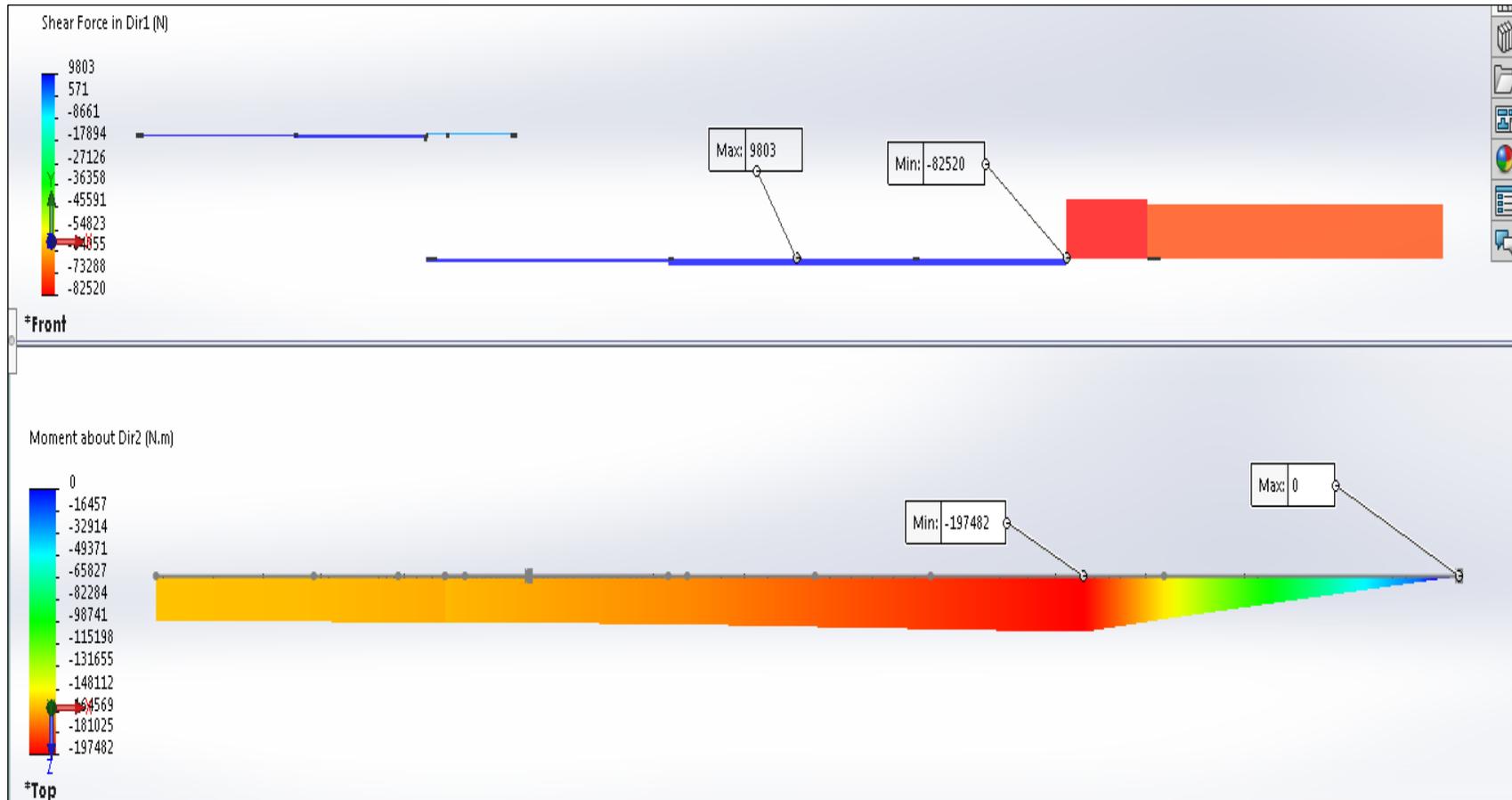
El comportamiento del brazo hidráulico se muestra en la **Figura 3.13**. Se observa que cerca de la conexión entre el pistón 1 y el brazo madre se producen los máximos esfuerzos (cortante y momento). La **Figura 3.13** es un modelo cuyo propósito es representar como se flexiona el brazo al recibir la fuerza producto del impacto que provoca el martillo hidráulico al realizar un desatado, no muestra la magnitud sino el comportamiento del brazo esto se realizó con el programa SolidWorks idealizando al brazo hidráulico como una viga.



**Figura 3.13** Comportamiento del Brazo Hidráulico al realizar desatado de roca.

Fuente: Elaboración propia.

Por otro lado, el diagrama cortante y momento flector se muestran en la **Figura 3.14**. Se observa una cortante máxima de 8520N y un momento flector de 197.482kN.m en la conexión 18 (pistón número 1 – Brazo madre).



**Figura 3.14** Diagrama de cortante y momento flector del brazo hidráulico.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.5 Cálculo de las propiedades de sección

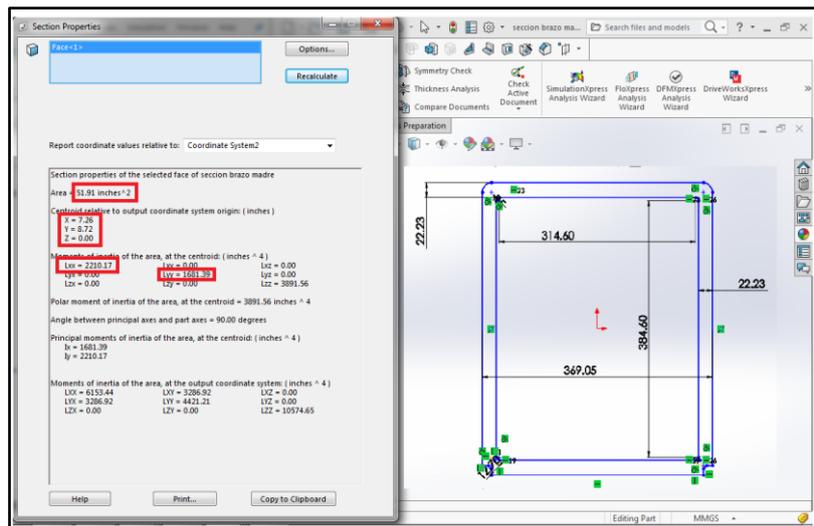
El diagrama de fuerza cortante y momento flector (**Figura 3.14**) sirven para establecer la zona crítica de análisis, resultando el Brazo Madre (principal) para el análisis estructural dado que se puede concluir que es en esta zona donde se encuentran los mayores esfuerzos.

La **Tabla 3.10** muestra las propiedades de la sección final luego de haber realizado varias iteraciones analíticas ver **Anexo 5**, las cuales son necesarias para el cálculo. Asimismo, en la **Figura 3.15** Sección del brazo madre no reforzado. se muestra la sección crítica donde se realizó el análisis.

Propiedades Mecánicas de la Sección		
Área de la sección	A	52 in <sup>2</sup>
Centro de masa	Y	8.72 in
	X	7.26 in
Momento de Inercia	Ixx	1681.39 in <sup>4</sup>
	Iyy	2210.17 in <sup>4</sup>
Módulo de sección	Sx	253.46 in <sup>3</sup>
	Sy	231.6 in <sup>3</sup>
Esfuerzo de fluencia	Fy	75 ksi

**Tabla 3.10** Propiedades Mecánicas de la sección.

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 3.15** Sección del brazo madre no reforzado.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.6 Validación de la sección según recomendación SAE J1078

La norma SAE J1078 se usa para el diseño de una grúa telescópica, en esta se establece el correcto análisis estático y las comprobaciones de los esfuerzos actuales y admisibles de la estructura en unos pasos necesarios para comprobar y asegurar que la estructura no falle, teniendo como referencia esta norma la **Tabla 3.11** muestra un resumen de los cálculos realizados mostrado en el **Anexo 5**.

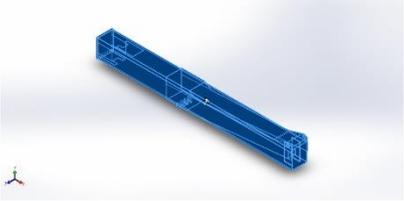
Datos	Descripción	Magnitud	Unidades
Par	Carga	1583	lbf
A1	Área Sección	52	in <sup>2</sup>
Ix	Momento inercia x-x	2210	in <sup>4</sup>
Iy	Momento inercia y-y	1681	in <sup>4</sup>
Sx	Módulo de sección	253	in <sup>3</sup>
Sy	Módulo de sección	231	in <sup>3</sup>
J	Momento Polar	2242.7	in <sup>4</sup>
Fy	Esfuerzo de fluencia	75	Ksi
Cumple los Estándares de la Norma			
Condición			
	Esfuerzo debido a la compresión	$b/t < 184/v_f$	Cumple
	Al esfuerzo actual las alas	$b/t < 184/v_{fa}$	Efectivo
	Al esfuerzo actual las almas	$b/t < 184/v_{fa+fb}$	Efectivo
	Esfuerzo admisible	$KL/r > C_c$	Efectivo
	Deflexión admisible	$F_y > KL/requiv$	Efectivo
	Cortante admisible	$F_v < 0.4F_y$	Efectivo

**Tabla 3.11** Comprobación de esfuerzos usando la norma SAE J1078.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.7 Análisis por elementos finitos del brazo madre

Debido al análisis analítico se determinó que la estructura crítica es el brazo madre; por ello, se realiza un análisis por el método de elementos finitos a la estructura para determinar el esfuerzo máximo; para ello primero se establece el material que se está usando para el análisis de nuestro caso es AISI 1020, la **Tabla 3.12** resume las propiedades mecánicas del material seleccionado.

Modelo de Referencia	Propiedades
	<p> <b>Nombre:</b> AISI 1020  <b>Tipo de modelo:</b> Linear Elastic Isotropic  <b>Criterio de falla:</b> Max von Mises Stress  <b>Esfuerzo de fluencia:</b> 351 MPa  <b>Esfuerzo de tensión:</b> 420.5 MPa  <b>Módulo elástico:</b> 0.21 MPa  <b>Modulo de Poisson:</b> 0.29  <b>Mass density:</b> 7900 kg/m<sup>3</sup>  <b>Shear modulus:</b> 7700 GPa  <b>Coficiente de expansión Termica:</b> 1.5e-005 /Kelvin </p>

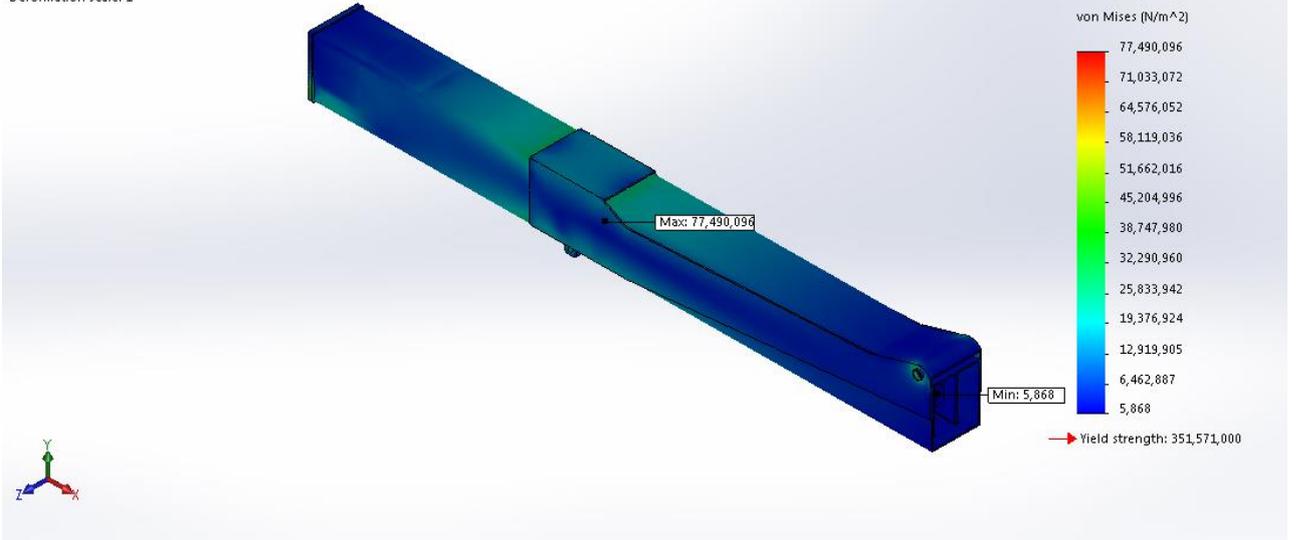
**Tabla 3.12** Propiedades mecánicas del acero seleccionado para el brazo madre.  
Fuente: Elaboración propia.

La **Figura 3.16** muestra el análisis del brazo madre con reforzamiento en la zona crítica y la **Figura 3.16** sin reforzamiento. La Norma SAE J1078 establece un factor de seguridad de brazo de 4 como mínimo para la estructura. La imagen superior tiene un esfuerzo de fluencia analizado por el criterio de Von Misses de 77.49MPa y con un factor de seguridad de 4.5 siendo aceptable, ello se obtuvo al adicionar un reforzamiento en las alas y almas de la sección rectangular.

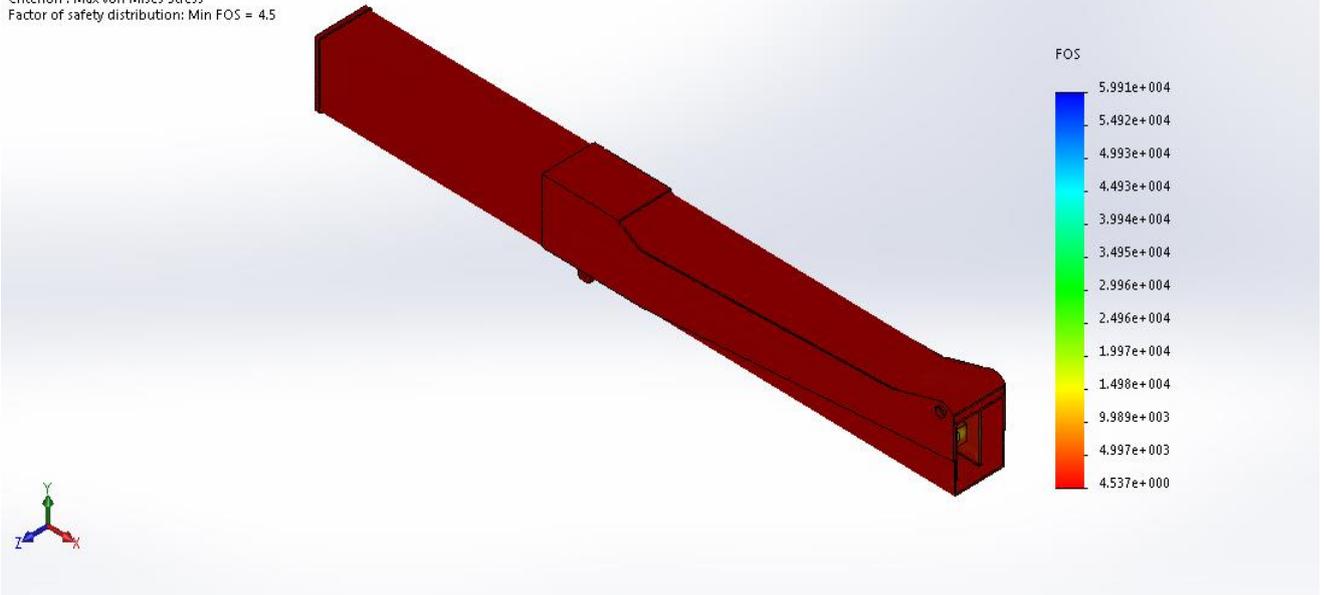
Por otro lado, la **Figura 3.17** tiene un esfuerzo a la fluencia máxima analizado por el criterio de falla de Von Misses de 96.45MPa y con un factor de seguridad de 3.6, siendo una estructura cuyo factor de seguridad está debajo de lo establecido por la norma, fue por ello que se realizó un reforzamiento a la estructura del brazo madre.

Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	0.005 MPa	77.49 MPa
Factor de seguridad		Node: 69933	Node: 70093

Model name: brazo madre final  
 Study name: Estructura brazo madre(-Predeterminado-)  
 Plot type: Static nodal stress Stress1  
 Deformation scale: 1

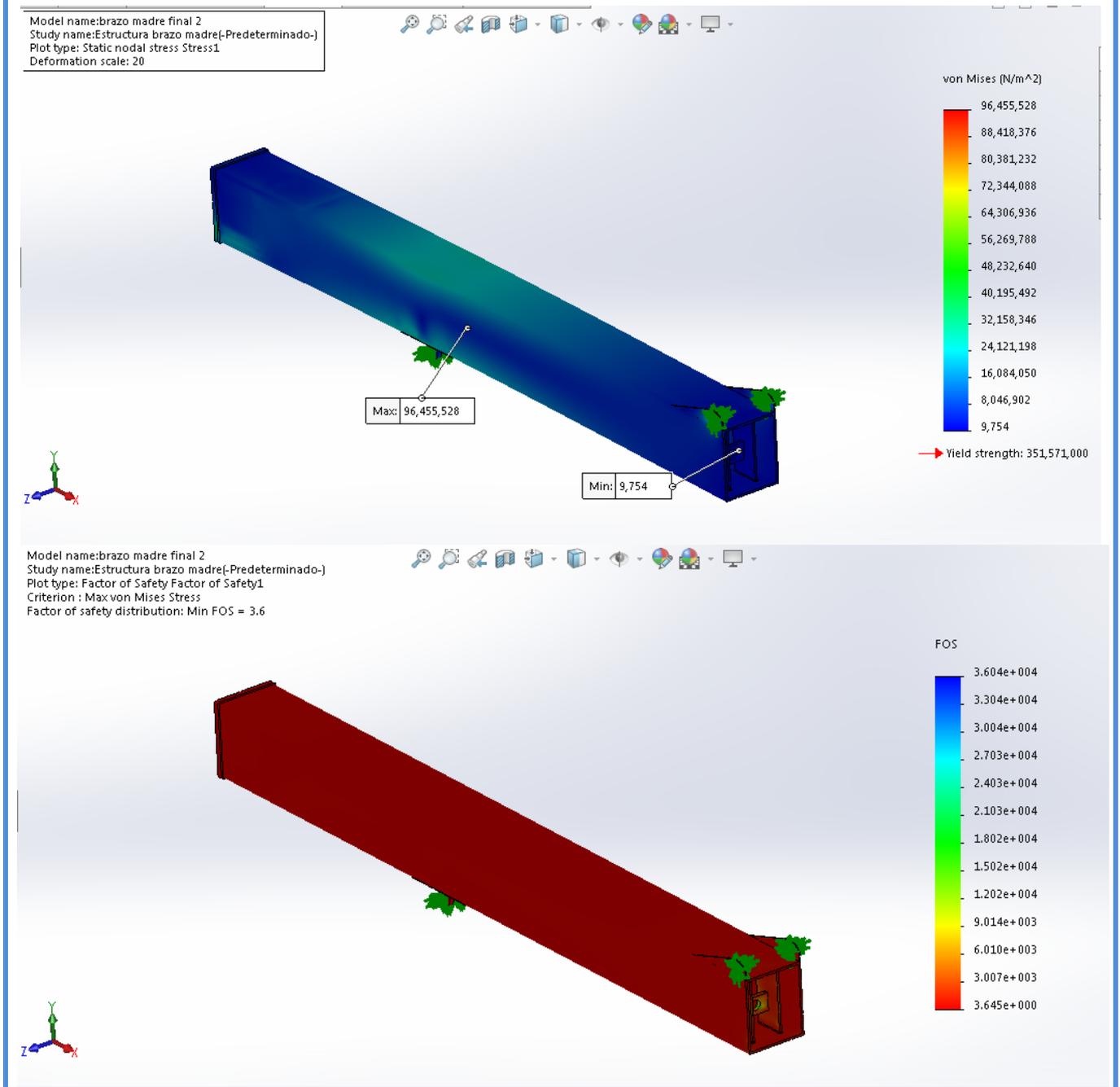


Model name: brazo madre final  
 Study name: Estructura brazo madre(-Predeterminado-)  
 Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
 Criterion : Max von Mises Stress  
 Factor of safety distribution: Min FOS = 4.5



**Figura 3.16** Sección del brazo madre Reforzado.  
 Fuente: Elaboración propia

Nombre	Tipo	Min	Max
<b>Esfuerzo</b>	Max von Mises Stress	0.004 MPa	96.45 MPa
<b>Factor de Seguridad</b>		Node: 70093	Node: 69933



**Figura 3.17** Sección del brazo madre sin Reforzamiento.  
 Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.3 Selección del rodamiento de giro

La selección del rodamiento de giro está en función de la capacidad de soportar cargas axiales, radiales, momento y torque necesarios. En la **Tabla 3.13** se resumen las magnitudes máximas durante el funcionamiento con la data obtenida de la simulación Adams.

Fuerzas sobre el rodamiento de giro		Unidades SI	Unidades inglesas
Fuerza Axial	Fx	8.39kN	1886.1bf
Fuerza Radial	Fr	7kN	1573.7 lbf
Momento	Mz	6.01kN.m	4433lb.ft
Torque	Ty	1.94kN.m	1431 lb-ft
Velocidad de giro	n	1rpm	1rpm

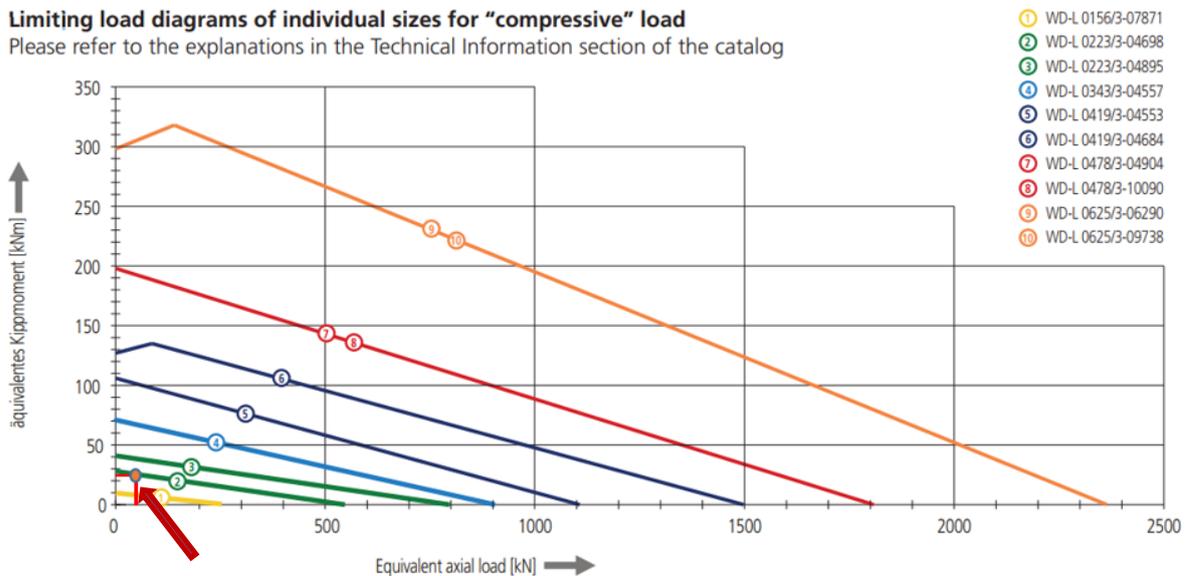
**Tabla 3.13** Cargas sobre el rodamiento de giro.

Fuente: Elaboración propia.

Para seleccionar el tamaño de rodamiento de giro se tomó como referencia el procedimiento de selección recomendado por el fabricante alemán IMO [72]. El cálculo realizado para cada paso se adjunta en el Anexo 4 y la **Figura 3.18** muestra una alternativa de rodamiento de giro de un carril de acuerdo al tamaño; para la selección se calculó el momento equivalente: 12016N.m y la fuerza axial equivalente de 25170N.

#### Limiting load diagrams of individual sizes for "compressive" load

Please refer to the explanations in the Technical Information section of the catalog

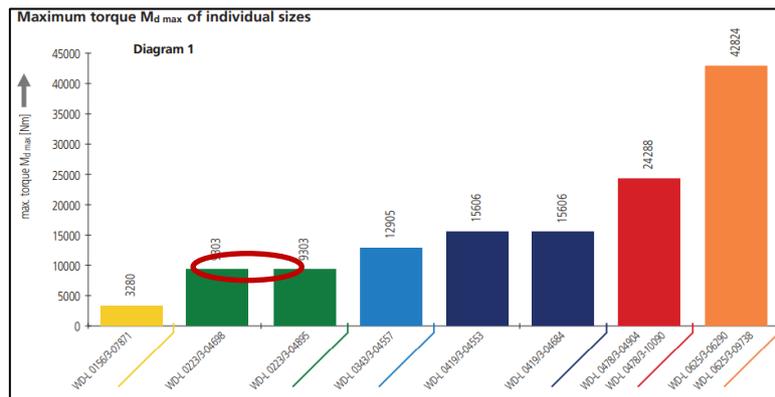


**Figura 3.18.** Curvas de variación del Momento equivalente y carga axial sobre el rodamiento.

Fuente: Elaboración propia.

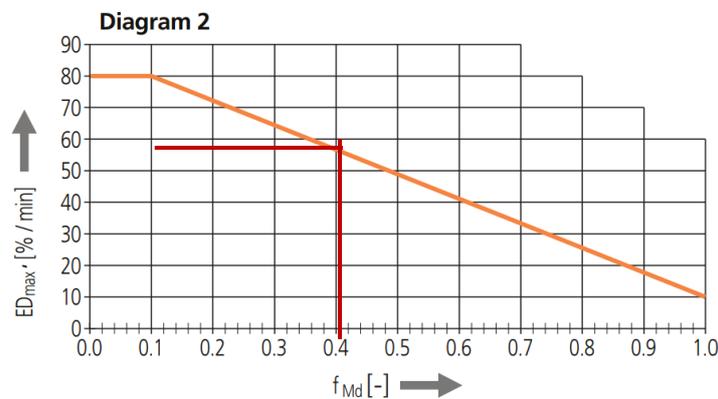
El resultado da una selección inicial del modelo WD-LA0223/3-04698 debido a que la carga equivalente axial y el momento equivalente caen dentro de la curva 1, garantizando ser el rodamiento más próximo a cumplir los requerimientos de servicio.

Por otro lado, de la Simulación con Adams se establece un torque de trabajo de 1940N.m, con ello se calculó el máximo torque de 5820N.m, como se muestra en la **Figura 3.19**.



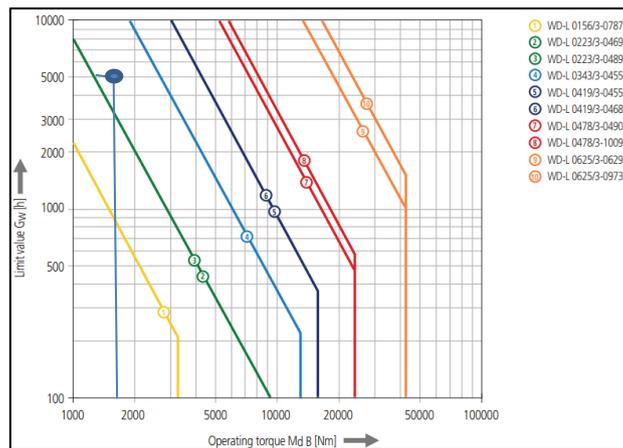
**Figura 3.19** Torque equivalente sobre el rodamiento de giro para modelos estándar.  
Fuente: Elaboración propia.

Asimismo, se determinó la capacidad de servicio referido al torque, calculando el factor  $F_{M_d}$ . a partir de la **Figura 3.20** se estableció el porcentaje máximo de  $ED_{máx}$ , para su validación  $ED_{máx} > ED_B$ . Para nuestra aplicación se obtuvo un factor  $f_{M_d} = 0.33$ , asociado a un  $ED_{máx}$  de 62%. Al ser mayor al  $ED_B = 20\%$ , se garantiza el servicio del rodamiento.



**Figura 3.20** Servicio máximo permisible por minuto en porcentaje.  
Fuente: Elaboración propia.

Además, para garantizar un tiempo de operación de trabajo considerando el desgaste que va sufrir el eje sin fin, se debe calcular valor límite  $G_w$  que relaciona el torque de operación con un número de horas de operación como se muestra en la **Figura 3.21**. El  $G_w = 5000hr$  este es mayor a las horas de operación considerando el porcentaje de uso del rodamiento dando como resultado una vida útil de 6 años para el rodamiento de giro.



**Figura 3.21** Horas límite de funcionamiento del rodamiento en función al torque de operación.  
Fuente: Elaboración propia.

Por último, para la operación del brazo hidráulico se seleccionó el modelo WD-LA0223/3-06370 cuyas características aseguran el funcionamiento y ensamble en el brazo hidráulico. A continuación, la **Figura 3.22** muestra las características técnicas del rodamiento y la **Figura 3.23** muestra el rodamiento de giro final seleccionado. Por último, el **Anexo 8** muestra el plano mecánico.

Drawing reference number WD-L 0156/3-07871		
Module	m	[mm] 5
Number of starts of the worm		[-] 1
Gear ratio	i	[-] 46
Self-locking gears		nein**
Maximum torque $s_f s = 1$	$M_{d max}$	[Nm] 3280
Nom. torque $s_f = 1$ at $n = 1$ rpm	$M_{d nom}$	[Nm] 2520
Maximum holding torque*	$M_h$	[Nm] 3280
Static load rating, radial	$C_{o rad}$	[kN] 94
Static load rating, axial	$C_{o ax}$	[kN] 253
Dynamic load rating, radial	$C_{rad}$	[kN] 83
Dynamic load rating, axial	$C_{ax}$	[kN] 97
Weight, incl. 6 kg for hydraulic motor H-159		[kg] 40

**Figura 3.22** Horas límite de funcionamiento del rodamiento en función al torque de operación.  
Fuente: Elaboración propia.

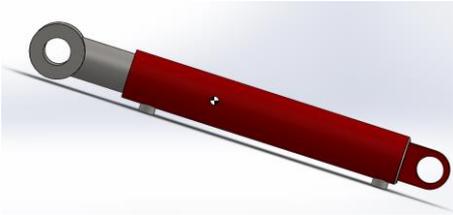


**Figura 3.23** Rodamiento de giro seleccionado.  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.8 Selección de pistones Hidráulicos

Existen 5 pistones hidráulicos a lo largo del brazo hidráulico; los cuales, se muestran en las siguientes figuras junto con sus condiciones de carrera y fuerza aplicada para poder realizar un análisis analítico y su posterior selección **Anexo 6**. Para la selección se utilizaron catálogos del fabricante Parker.

1 Pistón hidráulico 4 (movimiento 5) La **Figura 3.24** muestra los requerimientos técnicos del pistón hidráulico.

Requerimientos del sistema	Magnitud
 Distancia entre ejes min	400mm
Recorrido del vástago	171mm
Fuerza de empuje máx	6.2kN
Funcionamiento	Rotante libre

**Figura 3.24** Pistón hidráulico conexión martillo hidráulico- soporte brazo 3.  
Fuente: Elaboración propia.

Para la selección se usará el catálogo de Parker siendo el primer cilindro del estilo B, de montaje oscilante macho, las dimensiones del primer pistón están en función a la carga que debe desplazar, la presión de trabajo y la velocidad de desplazamiento del actuador, haciendo una acotación que mientras la presión de trabajo sea mayor el dimensionamiento del pistón tiende a disminuir hasta el punto en donde la manufacturación y la resistencia a los esfuerzos por la presión sean permisibles.

La **Tabla 3.14** resume las características de trabajo calculadas en el **Anexo 6**.

Característica	Magnitud	Unidades	Magnitud	Unidades
Diámetro de sección de avance	1.5	in	Presión Salida	27.2 bar
Diámetro de vástago	1	in	Presión entrada	30.6 bar
Sección de avance	22.8	cm <sup>2</sup>	Velocidad salida	85.3 mm/s
Sección de retorno	20.3	cm <sup>2</sup>	Velocidad Retorno	95.9 mm/s
Carrera	171	mm	Tiempo de salida	2.34 s
Caudal de trabajo	70	l/min	Tiempo de retorno	2.08 s

**Tabla 3.14** Características técnicas del Pistón 4.

Fuente: Elaboración propia.

2 Pistón hidráulico 3 (movimiento 2), La **Figura 3.25** muestra los requerimientos técnicos de operación.

Requerimientos del sistema	Magnitud
	Distancia entre ejes min 1828mm
	Recorrido del vástago 1419mm
	Fuerza de empuje máx 4.5kN
	Funcionamiento Longitudinal

**Figura 3.25** Pistón Hidráulico conexión soporte 3 – soporte brazo 3.

Fuente: Elaboración propia.

Como se explicó en la primera parte según los requerimientos de trabajo del cilindro hidráulico se muestra en la **Tabla 3.15** las características técnicas y el **Anexo 6** muestra el cálculo analítico.

Característica	Magnitud	Unidades	Magnitud	Unidades
Diámetro de sección de avance	1.5	in	Presión Salida	19.7 bar
Diámetro de vástago	0.5	in	Presión entrada	22.2 bar
Sección de avance	22.8	cm <sup>2</sup>	Velocidad salida	85.3 mm/s
Sección de retorno	20.3	cm <sup>2</sup>	Velocidad Retorno	96 mm/s
Carrera	1419	mm	Tiempo de salida	16.64 s
Caudal de trabajo	70	l/min	Tiempo de retorno	14.79 s

**Tabla 3.15** Características técnicas del Pistón 3.

Fuente: Elaboración propia.

3 Pistón hidráulico 2 (movimiento 1). La **Figura 3.26** muestra los requerimientos técnicos de operación.

Requerimientos del sistema	Magnitud
Distancia entre ejes min	4082mm
Recorrido del vástago	1810mm
Fuerza de empuje máx	4.05kN
Funcionamiento	Longitudinal



**Figura 3.26** Pistón Hidráulico conexión braco 2 – brazo madre.

Fuente: Elaboración propia.

La **Tabla 3.16** Muestra las características técnicas del pistón 2 y el **Anexo 6** muestra el cálculo analítico

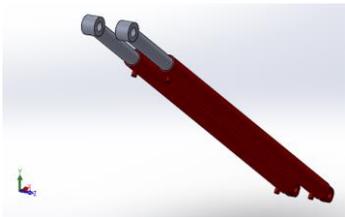
Característica	Magnitud	Unidades	Magnitud	Unidades
Diámetro de sección de avance	1.5	in	Presión Salida	17.7 bar

Diámetro de vástago	0.5	in	Presión entrada	19.9	bar
Sección de avance	22.8	cm <sup>2</sup>	Velocidad salida	116.95	mm/s
Sección de retorno	20.3	cm <sup>2</sup>	Velocidad Retorno	131.51	mm/s
Carrera	1810	mm	Tiempo de salida	15.5	s
Caudal de trabajo	70	l/min	Tiempo de retorno	13.7	s

**Tabla 3.16** Características técnicas del Pistón 3.

Fuente: Elaboración propia.

4 Pistón hidráulico principal. La **Figura 3.27** muestra los requerimientos técnicos de operación.

Requerimientos del sistema	Magnitud	
	Distancia entre ejes min	1529mm
	Recorrido del vástago	340mm
	Fuerza de empuje máx	45kN
	Funcionamiento	Longitudinal

**Figura 3.27** Pistón Hidráulico conexión brazo madre – chasis.

Fuente: Elaboración propia.

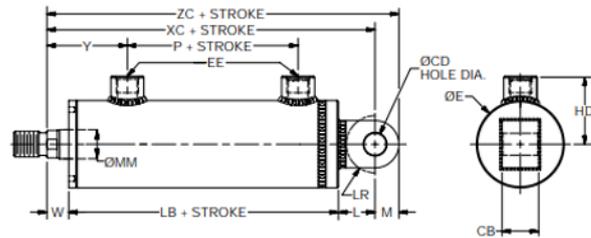
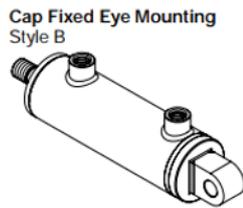
La **Tabla 3.17** Muestra las características técnicas del pistón 2 y **Anexo 6** muestra el cálculo analítico.

Característica	Magnitud	Unidades	Magnitud	Unidades
Diámetro de sección de avance	2.5	in	Presión Salida	71 bar
Diámetro de vástago	1.5	in	Presión entrada	111 bar
Sección de avance	63.3	cm <sup>2</sup>	Velocidad salida	30.7 mm/s
Sección de retorno	40.5	cm <sup>2</sup>	Velocidad Retorno	47.9 mm/s
Carrera	340	mm	Tiempo de salida	11.07 s
Caudal de trabajo	70	l/min	Tiempo de retorno	7.08 s

**Tabla 3.17** Características técnicas del Pistón 3.

Fuente: Elaboración propia.

Cada una las relaciones geométricas se encuentran normalizadas por Norma SAEJ1078 y se seleccionaron en función de las dimensiones encontradas en el catálogo Parker (Cilindros hidráulicos para equipo pesado) [73]. La **Figura 3.28** muestra las relaciones geométricas en función a las dimensiones del diámetro de cilindro, el del vástago, carrera y como todas éstas determinan un tamaño final del cilindro.



Bore Ø	Rod No.	CB	CD Ø +.002 - .000	E Ø	EE		HD	L	LR min.	M	Add Stroke	
					NPTF <sup>1</sup>	SAE <sup>2</sup>					LB	P
1.50	1 (std)	0.75	0.502	1.88	3/8	6	1.60	0.75	0.56	0.50	3.56	1.19
	2	0.75	0.502	1.88	3/8	6	1.60	0.75	0.56	0.50	3.94	1.19
2.00	All	1.25	0.752	2.38	1/2	8	2.04	1.25	0.88	0.75	4.81	1.93
2.50	All	1.25	0.752	3.00	1/2	8	2.37	1.25	0.88	0.75	5.25	1.88
3.25	All	1.50	1.002	3.88	3/4	12	2.81	1.50	1.13	1.00	6.00	2.06
4.00	All	2.00	1.377	4.61	3/4	12	3.20	2.13	1.81	1.38	6.50	2.50
5.00	All	2.50	1.752	5.75	3/4	12	3.79	2.25	1.88	1.75	7.12	2.56
6.00	All	2.50	2.002	7.00	1	16	4.58	2.50	2.13	2.00	8.37	3.00
7.00	All	3.00	2.502	8.00	1 1/4	20	5.11	3.00	2.63	2.50	9.00	3.25
8.00	All	3.00	3.002	9.25	1 1/4	20	5.76	3.25	3.00	2.75	9.50	3.25

<sup>1</sup> NPTF ports are available for no additional charge <sup>2</sup> SAE straight thread o-ring ports are standard

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	W	Y	Add Stroke	
					XC	ZC
1.50	1 (std)	0.625	0.56	2.12	4.87	5.37
	2	1.000	0.69	2.62	5.38	5.88
2.00	1 (std)	1.000	0.69	2.51	6.75	7.50
	2	1.375	0.81	2.63	6.87	7.62
2.50	1 (std)	1.000	0.69	2.69	7.19	7.94
	2	1.750	0.94	2.94	7.44	8.19
	3	1.375	0.81	2.81	7.31	8.06
3.25	1 (std)	1.375	0.81	3.06	8.31	9.31
	2	2.000	1.00	3.25	8.50	9.50
	3	1.750	0.94	3.19	8.44	9.44
4.00	1 (std)	1.750	0.94	3.40	9.56	10.94
	2	2.500	1.06	3.52	9.69	11.06
	3	2.000	1.00	3.46	9.62	11.00
5.00	1 (std)	2.000	1.00	3.70	10.37	12.12
	2	3.500	1.06	3.76	10.43	12.18
	3	2.500	1.06	3.76	10.43	12.18
	4	3.000	1.06	3.76	10.43	12.18
6.00	1 (std)	2.500	1.06	4.24	11.93	13.93
	2	4.000	1.06	4.24	11.93	13.93
	3	3.000	1.06	4.24	11.93	13.93
	4	3.500	1.06	4.24	11.93	13.93
7.00	1 (std)	3.000	1.06	4.25	13.06	15.56
	2	5.000	1.19	4.38	13.19	15.69
	3	3.500	1.06	4.25	13.06	15.56
	4	4.000	1.06	4.25	13.06	15.56
	5	4.500	1.19	4.38	13.09	15.69
8.00	1 (std)	3.500	1.06	4.44	13.81	16.56
	2	5.500	1.19	4.56	13.93	16.68
	3	4.000	1.06	4.44	13.81	16.56
	4	4.500	1.19	4.56	13.93	16.68
	5	5.000	1.19	4.56	13.93	16.68

**Figura 3.28** Especificaciones técnicas estándar de pistones hidráulicos (Parker).  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.9 Selección de motor hidráulico

El motor hidráulico va ensamblado al eje sin fin del rodamiento de giro, éste transmite el torque al rodamiento en la dirección Z, el fabricante del rodamiento de giro recomienda un motor como se describe en la **Figura 3.29**, pero haciendo uso del catálogo de Custom se seleccionó un motor hidráulico que cumple los requerimientos de trabajo como es el Torque de 5820N.m calculado por Adams. La **Figura 3.30** y **Figura 3.31** muestran las características del motor Seleccionado de la marca Custom modelo BM6.

Selection example: performance data with hydraulic motor H-160

Pressure differential	$\Delta p$	[psi]	2,103
Oil flow	Q	[gal(US)/min]	3.70
Output speed	n	[rpm]	1
Maximum achievable torque	$M_d$	[ft-lbs]	6,861

**Figura 3.29** Características Técnicas del Motor hidráulico Recomendado por el rodamiento de giro.  
Fuente: Elaboración propia.

El motor hidráulico capaz de transmitir el torque al eje sin Fin para tener un movimiento rotacional fue seleccionado del manual Custom; para ello se garantizó el torque de 5820N.m calculado.



**Figura 3.30** Motor hidráulico seleccionado.  
Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestra en la Figura 3.29 el motor seleccionado cuyo desplazamiento es de 195 cc.

Displacement (cc)		195	245	310	395	490	625	800	985
cu.in/rev		11.8	14.9	18.9	24.0	29.8	38.1	48.7	60.0
Flow (GPM)	Cont.	40	40	40	40	40	40	40	40
	Int.	45	55	60	60	60	60	60	60
Speed (RPM)	Cont.	775	615	485	383	307	241	184	153
	Int.	866	834	698	563	454	355	276	230
Pressure (PSI)	Cont.	2975	2975	2975	2975	2450	2030	1740	1740
	Int.	4500	4500	4500	4500	3990	2465	2030	2030
Torque (in-lbs)	Cont.	5083	6497	8212	10051	10723	11731	12483	13852
	Int.	7602	10440	11934	14453	16619	12155	14551	16540

Figura 3.31 Características técnicas de los motores hidráulicos.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.10 Selección de bomba hidráulica

La bomba seleccionada es la Magnum 35 de la marca CASAPPA de procedencia italiana. Ver **Figura 3.32** y **Figura 3.33**, cuyas especificaciones fueron seleccionadas en base al caudal requerido por el sistema, la bomba es de engranajes con desplazamiento de 63.88 cm<sup>3</sup>/rev. y una presión de trabajo de 255 bar.

MAGNUM 35	Displacement	Max. continuous pressure	Max. speed
	(cm <sup>3</sup> /rev ▪ in <sup>3</sup> /rev)	(bar ▪ psi)	(min <sup>-1</sup> )
HD. 35•40	40,46 ▪ 2.47	270 ▪ 3900	3000
HD. 35•50	51,10 ▪ 3.12	270 ▪ 3900	3000
HD. 35•63	63,88 ▪ 3.90	270 ▪ 3900	3000
HD. 35•71	72,40 ▪ 4.42	250 ▪ 3600	3000
HD. 35•80	80,91 ▪ 4.94	250 ▪ 3600	3000
HD. 35•90	91,56 ▪ 5.59	230 ▪ 3350	2700
HD. 35•100	100,08 ▪ 6.10	210 ▪ 3050	2700
HD. 35•112	112,85 ▪ 6.88	190 ▪ 2750	2700
HD. 35•125	125,63 ▪ 7.66	170 ▪ 2450	2500

NOTES

HD. : HDP = pump / HDM = motor

Figura 3.32 Modelo de bomba seleccionado.

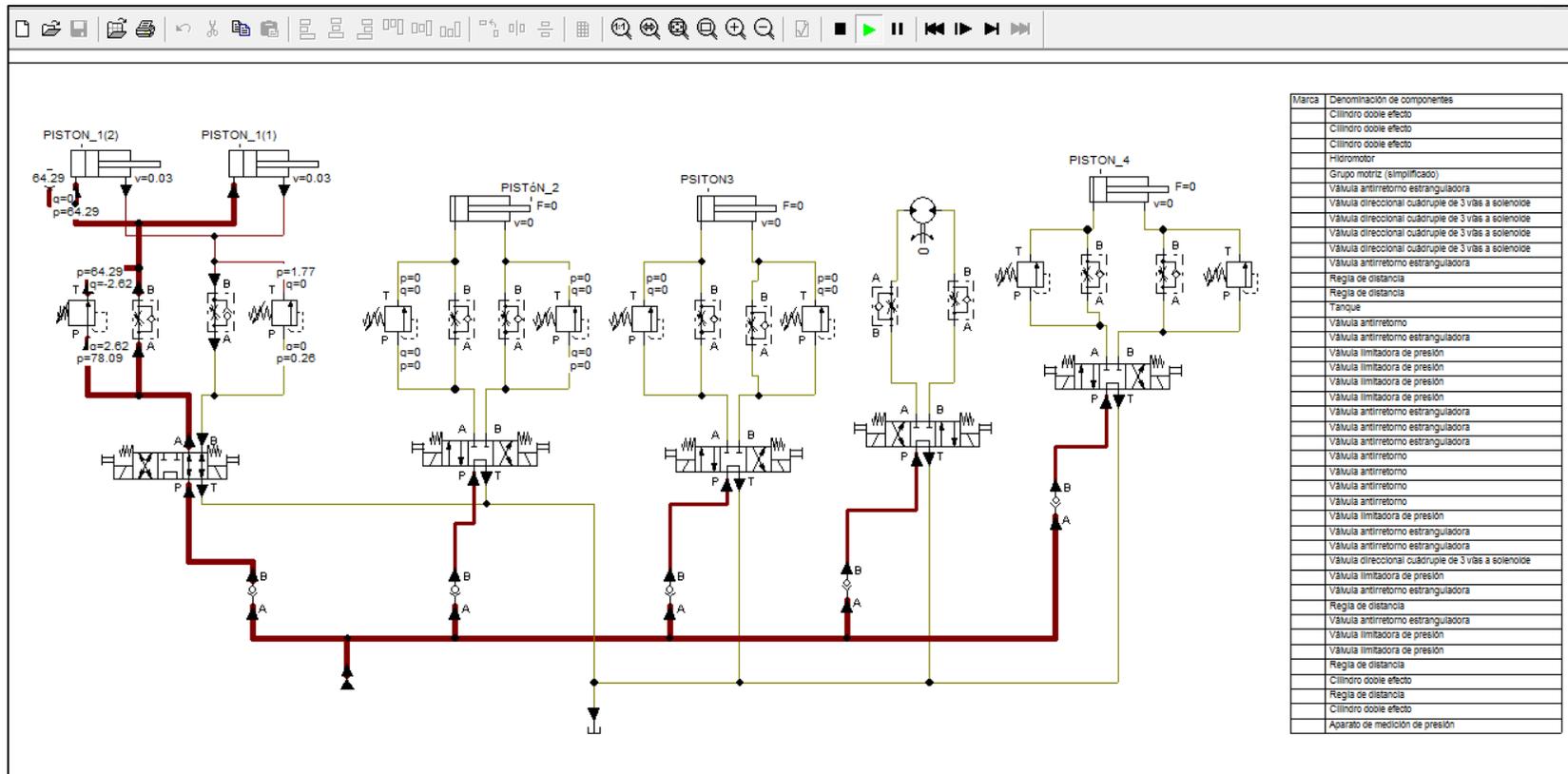
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 3.33** Imagen de la bomba de engranajes seleccionado.  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.4 Circuito hidráulico del brazo y martillo hidráulico

El circuito hidráulico se muestra en la **Figura 3.34**, se diseñó con el software FluidSim 2015, donde se puede comprobar las velocidades, presiones de trabajo, válvulas y mangueras necesarias para el funcionamiento del circuito.



**Figura 3.34** Circuito Hidráulico del brazo.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.4.1 Selección de mangueras

Según la **Figura 3.34** se puede definir la cantidad de mangueras principales en el sistema de hidráulico. Las mangueras se seleccionan a partir del caudal y presión de trabajo a ello también es importante saber el tipo de fluido que transportaran, por ello se establece que estos componentes son encargados de conducir la energía hidráulica. La **Tabla 3.18** muestra el resumen de los diámetros para cada cilindro hidráulico

	Código	Diámetro	Presión
Pistón 4	00138112	19mm	213bar
Pistón 3	00138110	15mm	242bar
Pistón 2	001722TC10	15.8mm	275bar
Pistón 1	00178C16	25mm	344bar

**Tabla 3.18** Diámetro de mangueras para los cilindros Hidráulicos.

Fuente: Elaboración propia.

Las mangueras fueron seleccionadas de los catálogos de Parker tal como se aprecia en la **Figura 3.35** es necesario saber cómo se va instalar a manguera limitando el radio de curvatura, la presión y el caudal de la manguera.

**722 TC MANGUERA SAE 100R12**



Manguera para aplicaciones hidráulicas de alta presión. Manguera con las características de una SAE 100R12 pero con la mitad del radio de curvatura de esta, lo que permite ahorrar manguera y dinero en sus instalaciones. Compatible con acoples serie 43.

**Tubo :** Hule sintético..

**Refuerzo:** 4 mallas en espiral

**Cubierta :** Hule sintético

**Factor de seguridad :** 4:1

**Temperatura :** -40°C a 125°C

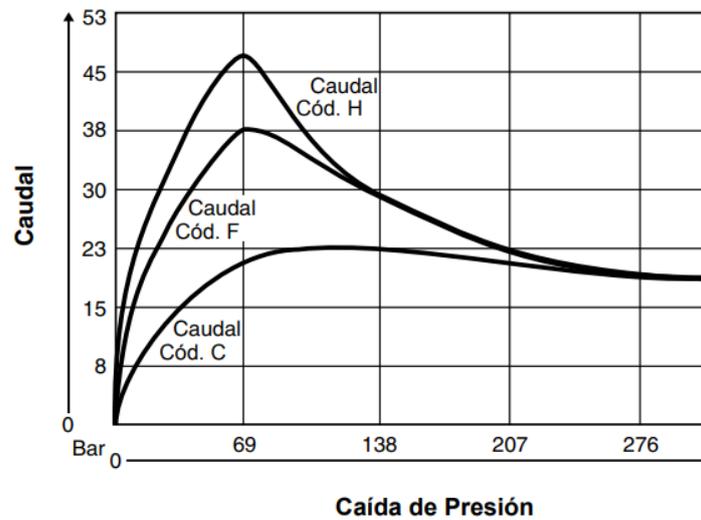
Código	Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	mm		
001722TC06	3/8"	10	4000	125
001722TC08	1/2"	12.7	4000	90
001722TC10	5/8"	15.8	4000	100
001722TC12	3/4"	19	4000	120
001722TC16	1 "	25.4	4000	150
001722TC20	1 1/4"	31.8	3000	210

**Figura 3.35** Especificaciones técnicas de las mangueras hidráulicas.

Fuente: Elaboración propia.

### 3.4.2 Selección de válvulas

Según la **Figura 3.36** para el sistema hidráulico se debe seleccionar 5 válvulas proporcionales las cuales se caracterizan por ser del tipo con circulación libre de bomba, en posiciones de reposo, posiciones de avance y retroceso; accionado eléctricamente por un solenoide. Las válvulas están limitadas por su capacidad de caudal y presión de trabajo, la **Figura 3.36** muestra la variación de caudal y presión para una válvula de distribución 4/3 seleccionada en la **Figura 3.34**.



**Figura 3.36** Variación de caudal y presión en válvula de 4/3.  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.4.3 Aproximación del costo de los componentes diseñados y seleccionados.

A continuación, la **Tabla 3.19** muestra el listado de precios de cada uno de los componentes hidráulicos y costo del brazo estructural para dar un estimado del costo total del brazo hidráulico; al cual, se le sumará el costo del equipo elevador telescópico considerando el retorno de la venta del brazo telescópico original que viene de fábrica.

<b>Descripción componente</b>	<b>Precios</b>
Motor Hidráulico	\$3,000.00
Rodamiento de giro	\$2,800.00
Brazo estructural	\$60,000.00
Pistones hidráulicos	\$10,000.00
Mangueras	\$5,000.00
Bomba hidráulica	\$3,000.00
Martillo Hidráulico	\$4,500.00
Sistema eléctrico	\$3,000.00
Otros	\$5,000.00
Equipo Bobcat	\$100,000.00
Total	\$196,300.00
<b><i>Precio Venta</i></b>	<b>\$235,560.00</b>

**Tabla 3.19** Precio de venta aproximado del equipo desatador de roca  
Fuente: Elaboración propia

## CONCLUSIONES

A continuación, se presentan las conclusiones del proyecto de tesis.

1. El costo y la complejidad de los sistemas hidráulicos son directamente proporcionales al peso de la estructura, mientras más pesado sea la estructura necesitaremos de un sistema hidráulico más robusto, dando como resultado un equipo de mayor costo, al realizar el diseño del brazo estructural se dimensionó una estructura con la distancia mínima requerida y con las propiedades mecánicas necesarias, seleccionándose un rodamiento de giro de bajo precio \$2800.00 y un precio del nuevo equipo de \$235,560.00, aproximadamente \$114,440.00 menos que el equipo actualmente comercializado en la industria minera de nuestro país.
2. Para diseñar una estructura metálica debe conocerse el tipo de carga que se aplica y el intervalo de tiempo que interactúa con el sistema de análisis, a ello se debe sumar las sobre carga que se genera al realizar un movimiento dinámico, cuyo cálculo puede ser un tanto operativo en sistemas complejos que podría llevar a un margen de error; es por ello que haciendo uso del Software Adams se obtuvo la variación de la fuerza en función al tiempo, registrándose una magnitud máxima sobre la articulación y soporte de brazo madre de 42kN y 45kN respectivamente. La variación de la fuerza durante el movimiento estableció de manera rápida la posición crítica donde las fuerzas son máximas; con ello se comparó el cálculo analítico en ésta posición con las obtenidas durante la simulación.
3. El brazo hidráulico diseñado está ensamblado en la posición trasera del equipo con el objetivo de tener un equipo con mayor estabilidad y mejor distribución de la carga sobre el chasis; por ello, se diseñó una articulación sobre el segundo brazo telescópico haciendo uso de un rodamiento de giro; el cual, es de menor tamaño. Los pistones hidráulicos se dimensionaron en función de la carga máxima de empuje y a la carrera necesaria para variar las distancias de ataque durante el desatado. Por último, se seleccionó las mangueras hidráulicas, motor hidráulico, electroválvulas y bomba hidráulica comerciales en función a las especificaciones técnicas de operación.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] M. a. Company, «An assessment of the competitiveness and Health of Peru's mining industry,» Company, McKinsey and, New York , 2013.
- [2] M. d. E. y. M. d. P. Perú, «Estadística de accidentes mortales en el sector minero,» MEM - Perú, Lima, 2018.
- [3] R. C. Candia, «Uma contribuição ao estudo de acidentes fatais por queda de rochas: o caso da mineração peruana,» Tesis doctoral, Sau Pablo, 2011.
- [4] Paus, «853-S8 Scaler,» Hp Paus, Emsbüren, 2012.
- [5] A. R. Wijaya, «Methods for Availability,» Lulea, Sweden, 2012.
- [6] A. R. Wijaya, J. Lundberg y U. Kumar, «Downtime analysis of scaling machine,» *Taylor and Francis* , vol. I, nº 1, pp. 1-17, 2011.
- [7] T. Antezano, Interviewee, *Scaler Paus*. [Entrevista]. 04 setiembre 2018.
- [8] S. G. C. R. J. T.-K. William Porter, «The effects of scaling height and scaling bar design on applied forces and bilateral muscle activity of the back and shoulders,» National Institute for Occupational Safety and Health , Pittsburgh, 2006.
- [9] M. A. H. L., «Riesgos disergonómicos por carga física en las labores de,» *Revista Del Instituto De Investigación, UNMSM*, vol. 19, nº 38, pp. 77-83, 2016.
- [10] H. Duzgun y H. Einstein, «Assessment and management of roof fall risks in underground coal mines,» *Safety Science*,, nº 42, pp. 23-41, 2004.
- [11] T. M. A. Rosales, «Costos por accidentes de trabajo en la Minería Peruana 1994-1998,» Universidad Nacional De San Marcos, Lima, 2004.
- [12] ISEM, «Seguridad Minera,» 24 Octubre 2017. [En línea]. Available: <http://www.revistaseguridadminera.com/operaciones-mineras/procedimiento-para-el-desatado-de-rocas-en-la-mineria-subterranea/>. [Último acceso: 04 Setiembre 2018].

- [13] P. Baughton, «Engineerlive,» 8 Octubre 2014. [En línea]. [Último acceso: 26 Abril 2018].
- [14] Codelco, «Mejora continua en tecnología subterránea,» Construcción Minera, Santiago-Chile, 2013.
- [15] M. d. t. y. a. s. España, «Carretillas elevadoras automotoras,» Madrid, 2000.
- [16] Resemin, «Scalemin Desatador de Roca,» Resemin, Lima, 2016.
- [17] J. a. O. C. Company, «Gama de productos,» JLG, Bilbao, 2011.
- [18] I. A. Industries, «Vibratory Pick Scaling Head,» Braker Thecnology, Canada, 2015.
- [19] A. Copco, «Martillos Hidraulicos Gama SB,» Atlas Copco, Essen, 2016.
- [20] VIBROREX, «VibroREx EIRL equipos de construcción,» VIBROREX, [En línea]. Available: <http://www.vibrorex.com.pe/martillos-hidraulico-definicion-usos/>. [Último acceso: 27 Mayo 2018].
- [21] BTI, «Direct Industry,» Astec Industry Company, Toronto, Canada, 2015.
- [22] Bobcat, «Elevadores Telescópicos,» Ingresoll Rand , Belgica , 2006.
- [23] W. W. Z. W. H. Z. H. Z. X. A. Hongfeng Yan1, «Finite Element Analysis and Stress Testing for Telescopic Boom of Telehandler,» *Applied Mechanics and Materials*, Vols. %1 de %2321-324, pp. 1757-1760, 2013.
- [24] W. J. L. C. Zhe CUI, «Analysis and Experimental Verification of the Strength of Telescopic Booms for Construction Machinery,» *ZHE CUI*, pp. 1473-8031, 2016.
- [25] G. Altare, «Analisi e Modellazione del Circuito Idraulico di un Miniescavatore,» MSc Thesis, Politecnico di Torino., 2009.
- [26] S. M. Prabhu, «Model-Based Design for Off-Highway Machine Systems Development,» *SAE Technical paper*, pp. 01-4248, 2007.
- [27] F. L. N. N. & M. R. G. Altarea, «Coupled Simulation of a Telehandler Forks Handling Hydraulics,» *International Journal of Fluid Power*, pp. 15-28, 2014.
- [28] T. BALKAN, «A LOAD CONTROL SYSTEM FOR MOBILE CRANES,» *Pergamon*, vol. 23, nº 4, pp. 395-400, 1996.

- [29] M. A. R. A. I. F. d. B. Josu Aguirrebeitia, «Theoretical calculation of general static load-carrying capacity for the design and selection of three row roller slewing bearings,» *Elsevier*, vol. 48, pp. 52-61, 2012.
- [30] M. s. I. d. B. Josu Aguirrebeitia n, «General static load-carrying capacity for the design and selection off our contact point slewing bearings:Finite element calculations and theoretical model validation,» *Elsevier*, vol. 55, pp. 23-30, 2012.
- [31] M. B. J. B. A. G. R. Duvala, «Modeling fatigue behavior of slewing rings in crane structures. Identification of influencing parameters on local stresses and fatigue damage calculations,» *Elsevier* , vol. 213, p. 323–334, 2017.
- [32] S. a. P. I. Zupan, «Carrying Angle and Carrying Capacity of a,» *Mech. Mach. Theory*, vol. 10, n° 36, p. 1087–1103, 2001.
- [33] Z. C. A. G. A. Daidié, «3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact Angle in a Slewing Ball Bearing,» *ournal of Mechanical Design,*, vol. 130, pp. 082601-1, 082601-7, 2008.
- [34] J. E. P. Brändlein, *Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application*, New York: Wiley-Interscience, 1999.
- [35] J. Aguirrebeitia, M. Abasolo, R. Avilés y I. F. d. Bustos, «Theoretical calculation of general static load-carrying capacity for the design and selection of three row roller slewing bearings,» *Elsevier*, vol. 48, pp. 52-61, 2011.
- [36] A. Daidié, Z. Chaib y A. Ghosn, «3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact,» *ASME*, vol. 130, n° 1, pp. 082601;1- 082601-7, 2008.
- [37] B. K. H. S. K.H. Kim, «Finite element analysis of externally round grooved profile ring rolling process,» *Trans. Mater. Process.*, vol. 7, n° 12, p. 631–639, 2003.
- [38] A. Jones, «Analysis of Stresses and Deflections,» *New Departure Engineering data*, Bristol, 1946.
- [39] i. O. f. Standardization, «Rolling bearings,» ISO 76, 2006.
- [40] J. Damian y A. Serna, «Design of Four Contact-Point Slewing Bearing With a New Load Distribution Procedure to Account for Structural Stiffness,» *ASME*, vol. 132, n° 2, pp. 021006,1; 021006-9, 2010.

- [41] J. F. Antoine, «A New Proposal for Explicit Angle Calculation in Angular Contact Bearing,» *ASME J*, vol. 2, n° 128, p. 468–478, 2006.
- [42] L. Houpert, «An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity -,» *ASME J*, vol. 1, n° 123, p. 582–588, 2001.
- [43] Z. A. Daidie', «3D simplified finite elements analysis of load and contact angle in a slewing ball bearing,» *ASME J. Mech. Des.*, vol. 130, p. 082601, 2008.
- [44] K. a. Sorensen, «Analysis User's Manual v6.4 - ABAQUS,» Hibbit, 2001.
- [45] L. Houpert, «An engineering approach to hertzian contact elasticity,» *ASME J*, vol. 123, n° 1, p. 582–588., 2001.
- [46] W. D. C. JR, Barcelona: REVERTÉ S.A. , Ciencia e ingeniería de los materiales .
- [47] J. E. Bringas, «Comparative World Steel Standards,» ASTM international , USA, 2004.
- [48] EXSA, Manual de Soldadura, Lima: Oerlikon S.A., 2014.
- [49] F. Belzunce, «ACEROS Y FUNDICIONES,» Universidad de Oviedo , 2001.
- [50] T. M. G. T. G. Madhusudhan Reddy, «Weldability studies of high-strength low-alloy steel,» *Elsevier*, vol. 49, pp. 213-228, 1993.
- [51] K. V. R. • C. H. • S. Pal, «Influence of Carbon Equivalent Content on Phase Transformation,» *Springer*, p. 7, 2016.
- [52] A. S. o. Mechanical, «Buttwelding Ends,» ASME B16.25, New York, 2003.
- [53] M. S. Y., «An Overview on Effect of Preheating on Cold Cracking of Low Alloy steel and Stainless Steel Weld Joint,» *IJAIEEM*, vol. 4, n° 4, pp. 2319 - 4847, 2015.
- [54] M. L. a. P. M. Halder C, «Arch Civil Mech Eng,» 96, 2014.
- [55] B. Stojcetovic, D. Lazarevic, B. Princevic, D. Stajcic y S. Miletic, «Project management: cost, time and quality,» de *Center for Quality, Faculty of Engineering, University of Kragujevac*, Serbia, 2014.

- [56] E. D. Brege, «Design and Contruction of a low Cost, Modular Autonomous Underwater Vehicle,» Massachusetts Institute Of Technology , United States , 2011.
- [57] Bobcat, «Manual de Partes,» Ingersol Rand Business , Nenzing, 2005.
- [58] D. G. Ullman, «The Mechanical Design Process,» Mc Graw Hill Education, Boston , 2010.
- [59] A. J. C. Chevarria, «Diseño y fabricación de un equipo tensador de alambre liso y/o de púas para la instalación de alambrados tradicionales,» PUCP, Lima, 2008.
- [60] O. B. Grandéz, «Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión,» PUCP, Lima, 2013.
- [61] R. A. Á. Vílchez, «Diseño de una máquina plegadora de paneles corrugados para intercambiadores de calor en transformadores,» PUCP, Lima, 2010.
- [62] C. C. Sotelo, «Control de dilución optimizando los procesos unitarios de perforación, voladura y acarreo,» PUCP, Lima, 2015.
- [63] J. R. R, «Scribd,» 8 Noviembre 2015 . [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/document/383686795/Carguio-y-transporte-subteraneo-pdf>. [Último acceso: 29 Setiembre 2018].
- [64] SAE, «A recommended method of analytically determining the competence of hydraulic telescopic cantilevered crane booms,» *Society of Automotive Engineers*, pp. 40-269, 2009.
- [65] J. Lin, «Topology Optimization in ANSYS R18,» ANSYS, Londres , 2018.
- [66] T. Technologies, «Slewing drives catalogue,» TGB group, Barcelona, 2015.
- [67] R. Perez, «Methodology of design of hidraulic systems,» *ResearchGate*, vol. 14, n° 2, pp. 18-22, 2015.
- [68] FESTO, «Manual de usuario Festo,» Art Systems, Denkendorf, 2007.
- [69] SolidWorks, «Introducción a las aplicaciones de análisis de movimiento con SolidWorks Motion,» Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, Massachusetts , 2010.

- [70] A. V. Ronald, «Diseño de una máquina plegadora de paneles corrugados para intercambiadores de calor en transformadores,» PUCP, Lima, 2012.
- [71] Epiroc, «Hydraulic Attachment Tools,» Epiroc, Essen , 2018.
- [72] IMO, «Slew Drive product Catalog,» 12 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://s3.amazonaws.com/tpacatalogs/imo/st205-us.pdf>. [Último acceso: 15 Noviembre 2018].
- [73] P. H. Corporation, «Heavy Duty Hydraulic Roundline Cylinders,» Parker, U.S.A, 2017.
- [74] PEDRO GAMIO, Manual processing xxx, Perth: Yale, 2016.
- [75] W. A. Hustrulid, Underground Mining Methods - Engineering Fundamentals and international Case Studies, Colorado: Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, 2001.
- [76] MOSHAB, «Underground Barring Down and Scaling,» Department of industry and resources , Australia, 1997.
- [77] Paus, «Direct industry,» 01 enero 2018. [En línea]. Available: [http://www.directindustry.es/prod/hermann-paus-maschinenfabrik/product-59042-1185709.html#product-item\\_1667002](http://www.directindustry.es/prod/hermann-paus-maschinenfabrik/product-59042-1185709.html#product-item_1667002). [Último acceso: 04 setiembre 2018].
- [78] H. Wan, «Stability Analysis and Calculation of Engineering Machinery,» *Construction Machinery*, n° 8, pp. 12-16, 1998.
- [79] Q. Gong, «Research on Design and Analyse of Tracked Vehicles Key Technologies,» YangZhou University:, Yang Zhou, 2008.
- [80] P. O. H. a. J. R. Lemerle, «Dynamic stability of forklift trucks in cornering situations: parametrical analysis using a driving simulator.,» *Vehicle System Dynamics*, n° 10, pp. 1673-1693, 2011.
- [81] G. e. a. Yin, «A Study on mu-Synthesis Control for Four-Wheel Steering System to Enhance Vehicle Lateral Stability,» *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 133, n° 1, p. 011002, 2011.

- [82] H. GUO, X. MU, F. DU y K. LV, «Lateral Stability Analysis of Telehandlers Based on Multibody Dynamics,» *WSEAS TRANSACTIONS on APPLIED and THEORETICAL MECHANICS*, vol. 11, pp. 2224-3429, 2016.
- [83] I. N. d. S. e. H. e. e. T. (INSHT), «Condiciones de seguridad y salud exigibles a la maquinaria de obra,» INSHT, Madrid , 2016.
- [84] M. Bronte-Stewart, «Beyond the Iron Triangle: Evaluating Aspects of Success,» *ResearchGate*, vol. 19, n° 2, pp. 19-36, 2015.
- [85] Gurjot, «Stress Analysis of a Boom of Pick-n-Carry Mobile crane,» *International Journal of Science and Research* , vol. 5, pp. 1058-1068, 2016.
- [86] EATON, «The power of one Eaton,» Eaton business worldwide, USA, 2018.

# ANEXOS

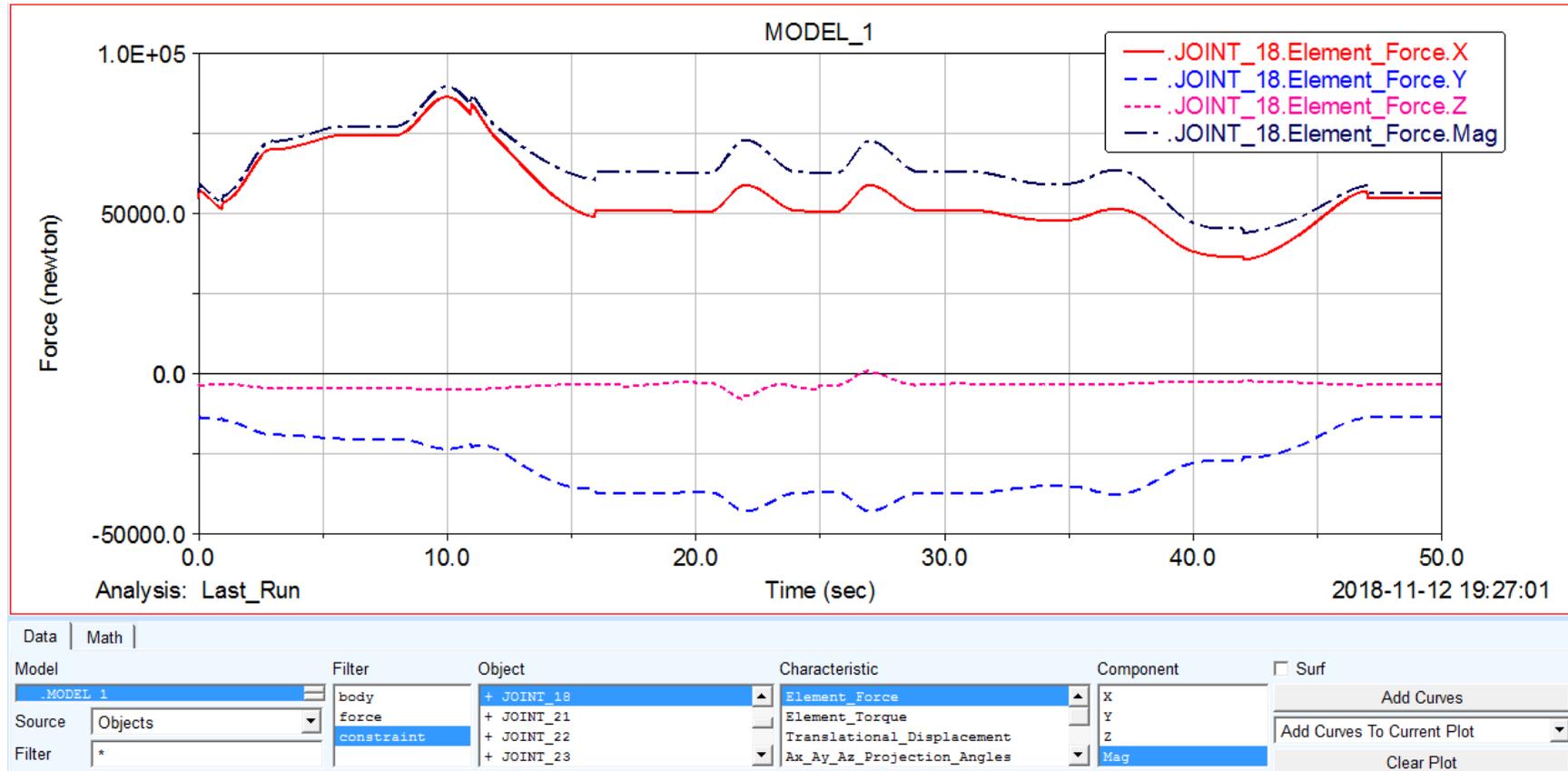
## Anexo 1: Propiedades mecánicas del acero A-572

ASTM A572 Steel, grade 50				
<b>Categories:</b> <a href="#">Metal</a> ; <a href="#">Ferrous Metal</a> ; <a href="#">ASTM Steel</a> ; <a href="#">Carbon Steel</a> ; <a href="#">Low Carbon Steel</a>				
<b>Material Notes:</b> High-strength low-alloy steel, structural quality				
<b>Vendors:</b> No vendors are listed for this material. Please <a href="#">click here</a> if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.				
<a href="#">Printer friendly version</a> <a href="#">Download as PDF</a> <a href="#">Download to Excel (requires Excel and Windows)</a> <a href="#">Export data to your CAD/FEA program</a> <span style="float: right;">Add to Folder: <input type="checkbox"/> My Folder   0/0</span>				
Physical Properties		Metric	English	Comments
Density		7.80 g/cc	0.282 lb/in <sup>3</sup>	Typical of ASTM Steel
Mechanical Properties		Metric	English	Comments
Hardness, Brinell		135	135	based on conversion from tensile strength
Hardness, Rockwell B		74	74	based on conversion from tensile strength
Tensile Strength, Ultimate		450 MPa	65300 psi	
Tensile Strength, Yield		345 MPa	50000 psi	
Elongation at Break		18 %	18 %	In 200 mm
		21 %	21 %	In 50 mm
Bulk Modulus		160 GPa	23200 ksi	Typical for steel
Shear Modulus		80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Component Elements Properties		Metric	English	Comments
Carbon, C		<= 0.23 %	<= 0.23 %	
Iron, Fe		98 %	98 %	
Manganese, Mn		1.35 %	1.35 %	
Phosphorous, P		<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Silicon, Si		<= 0.40 %	<= 0.40 %	varies with plate thickness
Sulfur, S		<= 0.050 %	<= 0.050 %	

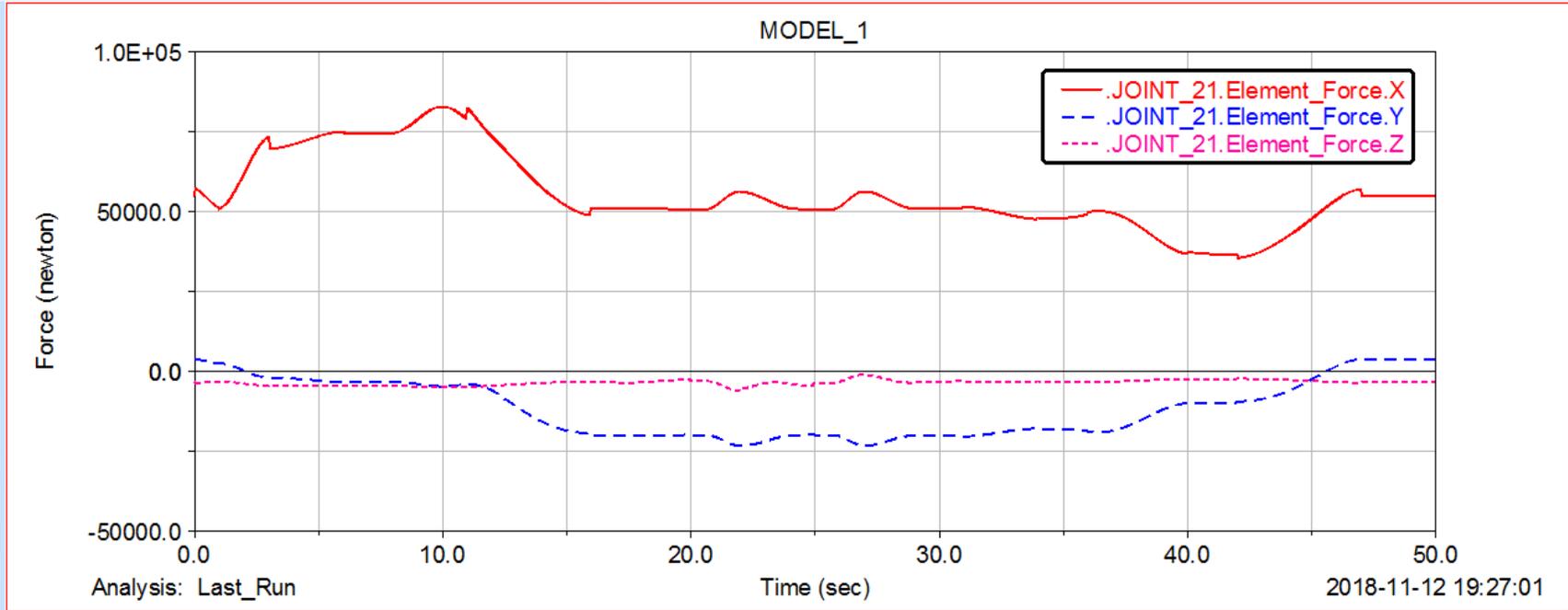
**Metals Handbook**, Vol.1 - Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys, ASM International 10th Ed. 1990 - Bethlehem Steel, 1997.

## Anexo 2: Fuerzas en cada conexión del brazo telescópico

### Conexión 18- Fuerza sobre los pistones 1

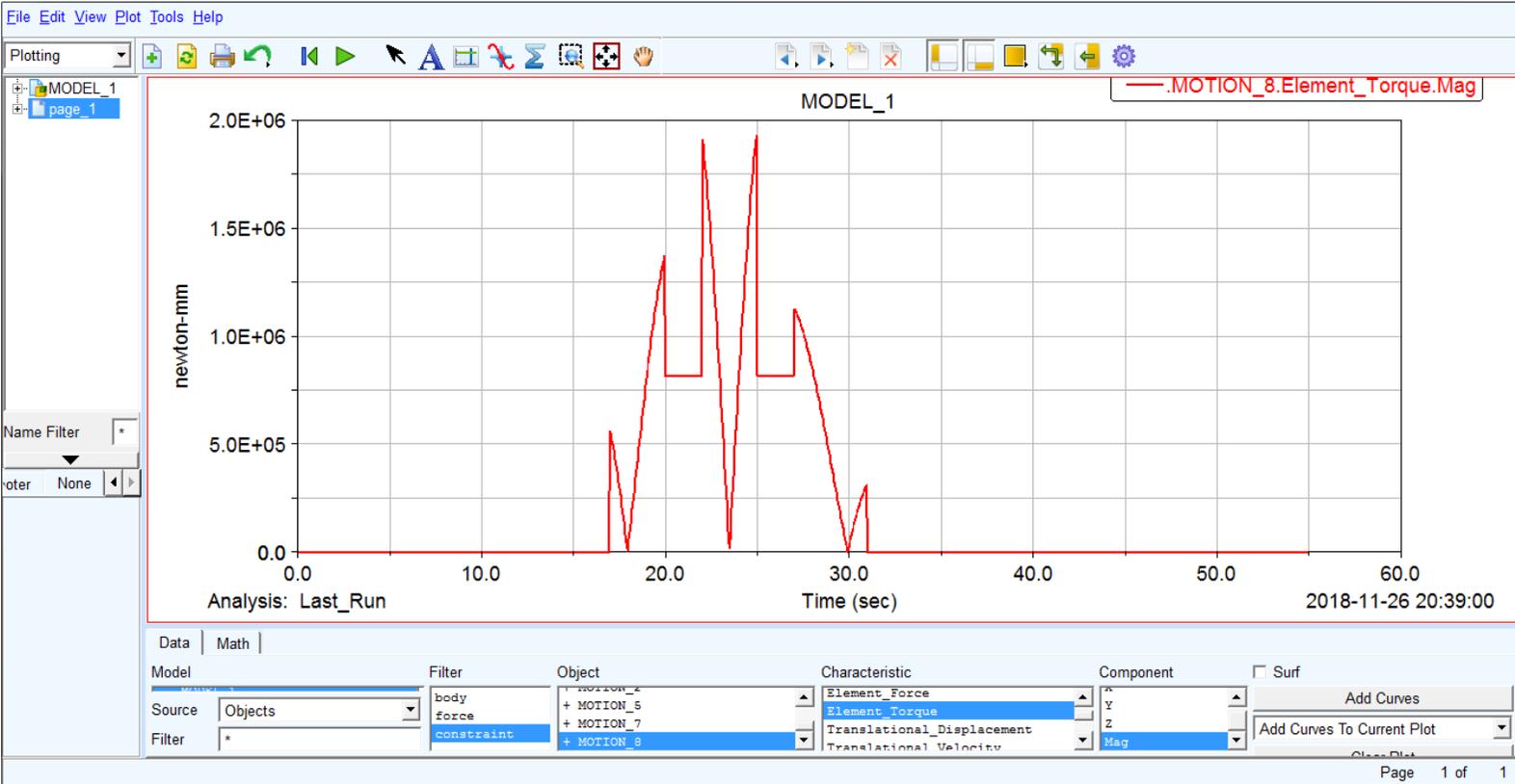


# Conexión 21-Fuerzas sobre la conexión brazo madre-Chasis



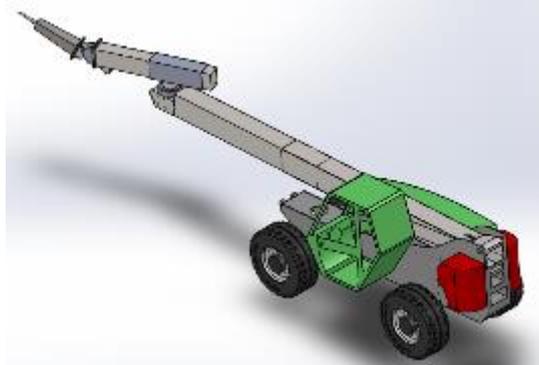
Model	Filter	Object	Characteristic	Component	Surf
.MODEL_1	body	+ JOINT_21	Element_Force	X	<input type="checkbox"/>
	force	+ JOINT_22	Element_Torque	Y	<input type="checkbox"/>
	constraint	+ JOINT_23	Translational_Displacement	Z	<input type="checkbox"/>
		+ JOINT_24	Ax_Ay_Az_Projection_Angles	Mag	<input type="checkbox"/>

# Conexión 8 – Torque en el rodamiento



## Anexo 3 Cálculo Analítico Brazo Estructural

### Diseño Estructural del Brazo Telescópico



#### Análisis estático

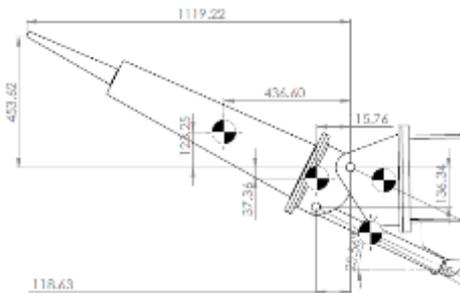
#### Martillo hidráulico

#### Brazo N3

#### Brazo N2

#### Brazo N1

#### Análisis estático martillo hidráulico



$$\rho := 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$F_1 := 4 \text{ kN}$$

$$l_1 := 1119 \text{ mm}$$

$$l_2 := 436.6 \text{ mm}$$

$$m_1 := 171.65 \text{ kg}$$

$$w_1 := m_1 \cdot g$$

$$l_3 := 115.76 \text{ mm}$$

$$l_4 := 118.63 \text{ mm}$$

$$P := 150 \text{ bar}$$

$$m_2 := 30 \text{ kg}$$

$$l_5 := 136.34 \text{ mm}$$

$$l_6 := 453.62 \text{ mm}$$

$$\theta := 25 \text{ deg}$$

$$w_2 := m_2 \cdot g$$

$$w_1 = 1.683 \text{ kN}$$

**Momentos = 0**

$$F_2 := \frac{F_1 \cdot (\sin(\theta) \cdot l_1 - \cos(\theta) \cdot l_6) + w_1 \cdot l_2 + w_2 \cdot l_3}{(\sin(\theta) \cdot l_4 + \cos(\theta) \cdot l_5)}$$

$$F_2 = 5.85 \text{ kN}$$

$$F_1 \cdot \sin(\theta) = 1.69 \text{ kN}$$

$$F_1 \cdot \cos(\theta) = 3.625 \text{ kN}$$

**Suma de fuerzas en el eje y = 0**

$$R_y := F_1 \cdot \sin(\theta) + w_1 + w_2 - F_2 \cdot \sin(\theta)$$

$$R_y = 1.196 \text{ kN}$$

$r$

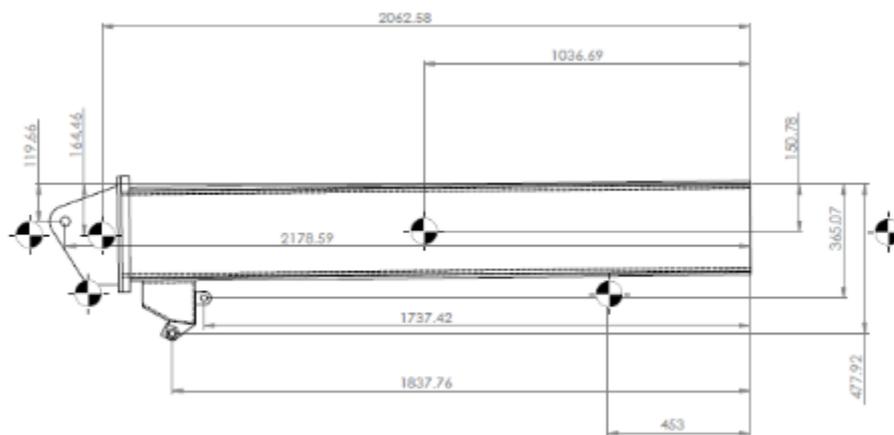
$z$

Suma de fuerzas en el eje x = 0

$z$

$$R_x := F_1 \cdot \cos(\theta) - F_2 \cdot \cos(\theta)$$

$$R_x = -1.677 \text{ kN}$$



$$l7 := 1036.69 \text{ mm}$$

$$m_3 := 207.98 \text{ kg}$$

$$l8 := 150.78 \text{ mm}$$

$$w_3 := m_3 \text{ g}$$

$$l9 := 1737.42 \text{ mm}$$

$$l10 := 365.07 \text{ mm}$$

$$m_4 := 30 \text{ kg}$$

$$l_{11} := 1837.76 \text{ mm}$$

$$w_4 := m_4 \cdot g$$

$$l_{12} := 477.92 \text{ mm}$$

$$l_{13} := 2062.58 \text{ mm}$$

$$m_5 := 5 \text{ kg}$$

$$l_{14} := 164.46 \text{ mm}$$

$$w_5 := m_5 \cdot g$$

$$l_{15} := 2178.59 \text{ mm}$$

$$l_{16} := 119.66 \text{ mm}$$

$$l_{17} := 453 \text{ mm}$$

Suma de fuerzas en el eje x = 0

$$R_{p1} := F_2 \cdot \cos(\theta) + R_x$$

$$R_{p1} = 3.625 \text{ kN}$$

Momentos = 0

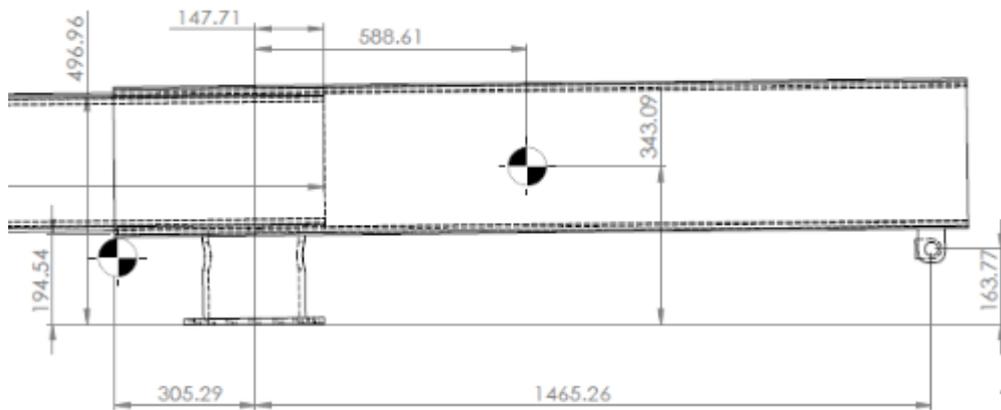
$$R_{y1} := \frac{w_3 \cdot l_7 - R_{p1} \cdot l_{10} - R_x \cdot l_{16} + F_2 \cdot \cos(\theta) \cdot l_{12} + F_2 \cdot \sin(\theta) \cdot l_{11} + w_4 \cdot l_{13} + w_5 \cdot l_{11}}{l_{17}}$$

$$R_{y1} = 25.101 \text{ kN}$$

Suma de fuerzas en el eje y = 0

$$R_{y2} := R_{y1} - (w_3 + w_4 + w_5 + R_y + F_2 \cdot \sin(\theta))$$

$$R_{y2} = 19.05 \text{ kN}$$



$$l_{18} := 163.77 \text{ mm}$$

$$l_{19} := 305.29 \text{ mm}$$

$$l_{20} := 147.71 \text{ mm}$$

$$l_{21} := 588.61 \text{ mm}$$

$$m_6 := 217 \text{ kg}$$

$$m_7 := 29.5 \text{ kg}$$

$$w_6 := m_6 \cdot g$$

$$w_7 := m_7 \cdot g$$

Suma de fuerzas en el eje x = 0

$$R_{x2} := R_{p1}$$

$$R_{x2} = 3.625 \text{ kN}$$

Momentos = 0

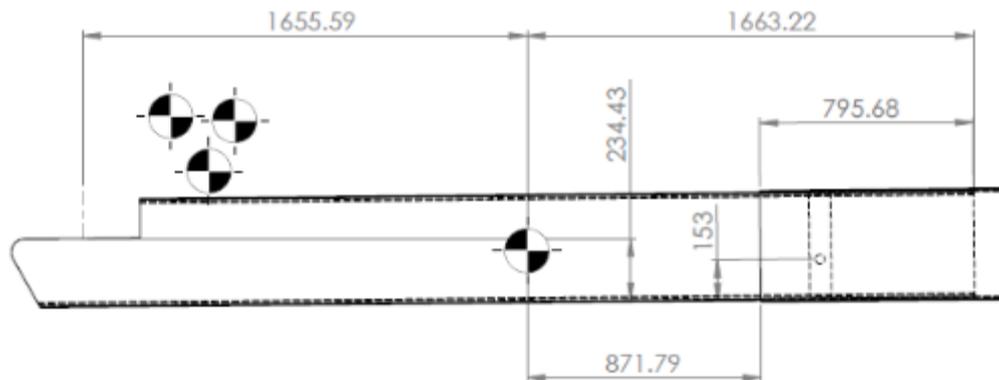
$$M_r := w_7 \cdot l_{19} + R_{y1} \cdot l_{19} + R_{y2} \cdot l_{20} - R_{x2} \cdot l_{18} - w_6 \cdot l_{21}$$

$$M_r = 8.719 \text{ m} \cdot \text{kN}$$

Suma de fuerzas en el eje y = 0

$$R_{y3} := R_{y1} - R_{y2} + w_7 + w_6$$

$$R_{y3} = 8.468 \text{ kN}$$



$$l_{22} := 153 \text{ mm}$$

$$m_8 := 482 \text{ kg}$$

$$l_{23} := 795.68 \text{ mm}$$

$$w_8 := m_8 \cdot g$$

$$l_{24} := 871.79 \text{ mm}$$

$$l_{25} := 234.43 \text{ mm}$$

$$l_{26} := 2527.38 \text{ mm}$$

Suma de fuerzas en el eje x = 0

$$F_3 := R_{x2}$$

Momentos = 0

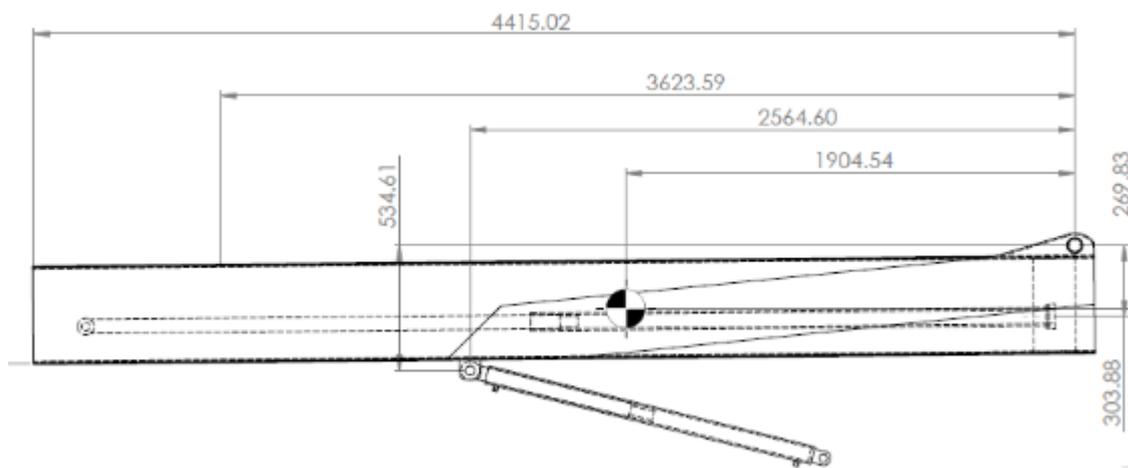
$$R_{y6} := \frac{F_3 \cdot l22 + w_8 \cdot l24 + R_{y3} \cdot l26 - R_{x2} \cdot l25 + M_r}{l23}$$

$$R_{y6} = 42.664 \text{ kN}$$

Suma de fuerzas en el eje y = 0

$$R_{y5} := R_{y3} + w_8 + R_{y6}$$

$$R_{y5} = 55.859 \text{ kN}$$



$$l27 := 4415.02 \text{ mm}$$

$$m_9 := 76 \text{ kg}$$

$$l28 := 3623.59 \text{ mm}$$

$$w_9 := m_9 \cdot g$$

$$l29 := 2073.54 \text{ mm}$$

$$l30 := 1904.5 \text{ mm}$$

$$m_{10} := 433 \text{ kg}$$

$$l_{31} := 303.88 \text{ mm}$$

$$w_{10} := m_{10} \cdot g$$

$$l_{32} := 2564.6 \text{ mm}$$

$$l_{33} := 534.61 \text{ mm}$$

$$\alpha := 15 \text{ deg}$$

Momentos = 0

$$F_4 := \frac{R_{y5} \cdot l_{27} - R_{y6} \cdot l_{28} + w_9 \cdot l_{29} + w_{10} \cdot l_{30} + F_3 \cdot l_{31}}{(\sin(\alpha) \cdot l_{32} + \cos(\alpha) \cdot l_{33})}$$

$$F_4 = 87.069 \text{ kN}$$

$$F_5 := \frac{F_4}{2}$$

$$F_5 = 43.535 \text{ kN}$$

Suma de fuerzas en el eje y = 0

$$R_{y7} := w_9 + w_{10} + R_{y5} - R_{y6} - F_4 \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_{y7} = -4.349 \text{ kN}$$

Suma de fuerzas en el eje x = 0

$$R_{x8} := F_3 - F_4 \cdot \cos(\alpha)$$

$$R_{x8} = -80.477 \text{ kN}$$

## Anexo 4 Cálculo del rodamiento de giro

Cargas sobre el rodamiento de giro

$$F_x := 5.3 \text{ kN} + 1.7 \text{ kN}$$

Carga Radial

$$F_y := 1.2 \text{ kN} + 2.46 \text{ kN} + 2.3 \text{ kN} + 0.3 \text{ kN} + 2.13 \text{ kN}$$

Carga Axial

$$S_r := (1.2 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} + 2.46 \text{ kN} \cdot 1.7 \text{ m} + 2.3 \text{ kN} \cdot 0.9 \text{ m} + 0.3 \text{ kN} \cdot 0.3 \text{ m})$$

$$M_x := 1.7 \text{ kN} \cdot 0.48 \text{ m} + 5.3 \text{ kN} \cdot 0.12 \text{ m} + 2.13 \text{ kN} \cdot 0.6 \text{ m} - S_r$$

$$M_x = -6.012 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Momento

$$T_z := 1940 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Torque

$$O_s := 1.5 \text{ rpm}$$

Velocidad de giro

$$T_o := 1500 \text{ hr}$$

Horas de operación

$$S_e r := 0.06$$

Hrs de Servicio

$$E_{DB} := 0.3$$

Servicio por minuto

$$D_l := 13.8 \text{ in}$$

$$SF := 3$$

Solución

$$F_x \leq 220 \cdot \frac{M_x}{1000} + 0.5 \cdot F_y$$

Es efectivo

$$P_r := 220 \cdot \frac{M_x}{1000 \text{ m}} + 0.5 \cdot F_y$$

$$F_x = (7 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$P_r = (2.872 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$M_{xD} := \left( M_x + 1.73 \cdot F_x \cdot \frac{D_l}{1000} \right) \cdot 2$$

$$M_{xD} = -12.016 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{ax} := F_y \cdot SF$$

$$F_{ax} = 25.17 \text{ kN}$$

$$T_{zmax} := SF \cdot T_z$$

$$T_{zmax} = 5.82 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

$$F_{Md} := \frac{T_z}{T_{zmax}}$$

$$F_{Md} = 0.333$$

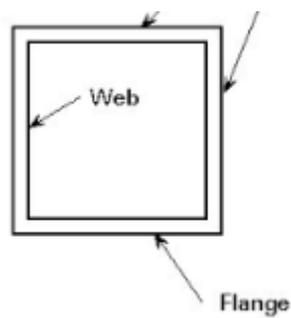
$$G_w := T_o \cdot \frac{E_{DB}}{1}$$

$$G_w = 450 \text{ hr}$$

$$5000 \geq G_w$$

Es efectivo, se cumple

## Anexo 5 Uso de la norma SAE J1078



Cálculo de resistencia de materiales

$$F_y := 70 \text{ ksi}$$

en las alas(flange) y almas(web)

$$A_1 := 52 \text{ in}^2$$

$$Z_1 := 14.152$$

alas

$$I_x := 2210 \text{ in}^4$$

$$Z_2 := 17.3$$

almas

$$I_y := 1681 \text{ in}^4$$

$$Y := 8.72 \text{ in}$$

$$\pi = 3.142$$

$$X := 7.26 \text{ in}$$

$$E := 29500 \text{ ksi}$$

$$S_x := \frac{I_x}{Y}$$

$$J := 2242.7 \text{ in}^4$$

$$S_y := \frac{I_y}{X}$$

$$\sigma_{rc} := 25 \text{ ksi}$$

$$K_t := \frac{4}{3}$$

$$Par := 1583 \text{ lbf}$$

$$M_x := 1747863 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$M_y := 102243 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Step 2

$$f_a := \frac{Par}{A_1}$$

$$f_{bx} := \frac{M_x}{S_x}$$

$$f_{by} := \frac{M_y}{S_y}$$

$$f_a = 0.03 \text{ ksi}$$

$$f_{bx} = 6.897 \text{ ksi}$$

$$f_{by} = 0.442 \text{ ksi}$$

■

Efectividad de toda la seccion a los esfuerzos actuales en compresión

$$f_{al} := f_a + f_{bx}$$

En las alas

$$f_{we} := f_a + f_{by}$$

En las almas

Si

$$B1 := \frac{184}{\sqrt{0.03}}$$

$$\frac{b}{t} \leq \frac{184}{\sqrt{f}}$$

$$B2 := \frac{184}{\sqrt{0.334}}$$

b/t en las alas

Z1

$$B3 := \frac{184}{\sqrt{0.472}}$$

b/t en las almas

**Z2**

$$f := 0.6 \cdot F_y$$

$$R1 := \frac{184}{\sqrt{45}}$$

$$R1 = 27.429$$

Comprensión axial

$$B1 = 1.062 \cdot 10^3$$

14.15 y 17.3  $\leq 1.062 \cdot 10^3$  Por lo tanto es efectivo al esfuerzo axial

Deflección X-X

$$B2 = 318.379$$

alas

$$14.15 > 318.3$$

■

Si es efectivo

Deflección Y-Y

$$B3 = 267.822$$

almas

$$17.3 < 267.8$$

Si es efectivo

Esfuerzo promedio

$$Q_a := 1$$

$$Q_s := 0.76$$

$$C_c := \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{Q_a \cdot Q_s \cdot F_y}}$$

$$C_c = 104.621$$

Si  $Q_s \cdot Q_a \leq 1$

$$R_x := \sqrt{\frac{I_x}{A_1}}$$

$$R_x = 6.519 \text{ in}$$

$$R_y := \sqrt{\frac{I_y}{A_1}}$$

$$R_y = 5.686 \text{ in}$$

usando el valor ry menor calcular KL/ry y KL/rx

$$E1 := \frac{2 \cdot 240 \text{ in}}{R_y}$$

$$E1 = 84.423$$

$$E2 := \frac{2 \cdot 240 \text{ in}}{R_x}$$

$$E2 = 73.629$$

$$F_a := \frac{Q_a \cdot Q_s \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{rc} \cdot (E1)^2}{F_y \cdot C_c^2}\right) \cdot F_y}{8 \cdot \left(3 + \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{E1}{C_c}\right) - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{E1}{C_c}\right)^3\right)}$$

$$F_a = 16.52 \text{ ksi}$$

Si  $C_c$  es mayor a  $E1$  y  $E2$  Rango inelástico es Efectivo

Esfuerzo de deflexión promedio

$$C_b := 1.75 + 1.05 \cdot \left(\frac{M_y}{M_x}\right) + 0.3 \cdot \left(\frac{M_y}{M_x}\right)^2$$

$$E_{eq} := \frac{\sqrt{\frac{5.1 \cdot K_t \cdot 240 \text{ in} \cdot S_x}{\sqrt{J \cdot I_y}}}}{\sqrt{Cb}}$$

$$E_{eq} = 10.841$$

$$Aw := \sqrt{\frac{102000 \text{ ksi}}{F_y}}$$

$$Aw = 38.173$$

Si  $Aw E_{eq}$  La seccion es efectiva, no se requiere una reducci3n

c3lculo para las almas

Esfuerzo de corte  $F_v$

$$L := \frac{384.6}{22.23}$$

$$L = 17.301$$

$$P12 := \frac{14000 \text{ ksi}}{\sqrt{F_y \cdot (F_y + 16.5 \text{ ksi})}}$$

$$P12 = 179.916$$

$$k := 4.5$$

$$C_v := \frac{4500 \text{ ksi} \cdot k}{F_y \cdot L^2}$$

$$C_v = 0.966$$

$$F_v := \frac{F_y \cdot C_v}{2.89 \text{ ksi}}$$

$$F_v = 23.409$$

Si  $F_v < 0.4 \cdot F_y$  Las almas no requiere reforzamiento

## Anexo 6 Cálculo de los pistones hidráulicos

### Cálculo del cilindro N° 1

$$Q := 70 \frac{l}{min}$$

$$F1 := 45000 \text{ N}$$

$$D1 := 2.5 \text{ in}$$

$$d2 := 1.5 \text{ in}$$

$$L := 340 \text{ mm}$$

$$S1 := \frac{\pi (D1)^2}{2}$$

$$S2 := \frac{\pi (D1^2 - d2^2)}{2}$$

$$S1 = 63.338 \text{ cm}^2$$

$$S2 = 40.537 \text{ cm}^2$$

*Solucion*

$$P := \frac{F1}{S1}$$

$$P = 71.047 \text{ bar}$$

$$P2 := \frac{F1}{S2}$$

$$P2 = 111.011 \text{ bar}$$

$$v1 := \frac{Q}{6 \cdot S1}$$

$$v1 = 30.699 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v2 := \frac{Q}{6 \cdot S2}$$

$$v2 = 47.968 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$V1 := \frac{S1 \cdot L}{10^4}$$

$$V1 = (2.154 \cdot 10^{-4}) \text{ L}$$

$$t1 := \frac{S1 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t1 = 11.075 \text{ s}$$

$$t2 := \frac{S2 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t2 = 7.088 \text{ s}$$

## Cálculo del cilindro N° 2

$$Q := 96 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$F1 := 4050 \text{ N}$$

$$D1 := 1.5 \text{ in}$$

$$d2 := 0.5 \text{ in}$$

$$L := 1810 \text{ mm}$$

$$S1 := \frac{\pi (D1)^2}{2}$$

$$S2 := \frac{\pi (D1^2 - d2^2)}{2}$$

$$S1 = 22.802 \text{ cm}^2$$

$$S2 = 20.268 \text{ cm}^2$$

*Solucion*

$$P := \frac{F1}{S1}$$

$$P = 17.762 \text{ bar}$$

$$P2 := \frac{F1}{S2}$$

$$P2 = 19.982 \text{ bar}$$

$$v1 := \frac{Q}{6 \cdot S1}$$

$$v1 = 116.95 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v2 := \frac{Q}{6 \cdot S2}$$

$$v2 = 131.568 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$V1 := \frac{S1 \cdot L}{10^4}$$

$$V1 = (4.127 \cdot 10^{-4}) \text{ L}$$

$$t1 := \frac{S1 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t1 = 15.477 \text{ s}$$

$$t2 := \frac{S2 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t2 = 13.757 \text{ s}$$

### Cálculo del cilindro N° 3

$$Q := 70 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$F1 := 4500 \text{ N}$$

$$D1 := 1.5 \text{ in}$$

$$d2 := 0.5 \text{ in}$$

$$L := 1419 \text{ mm}$$

$$S1 := \frac{\pi (D1)^2}{2}$$

$$S2 := \frac{\pi (D1^2 - d2^2)}{2}$$

$$S1 = 22.802 \text{ cm}^2$$

$$S2 = 20.268 \text{ cm}^2$$

*Solucion*

$$P := \frac{F1}{S1}$$

$$P = 19.735 \text{ bar}$$

$$P2 := \frac{F1}{S2}$$

$$P2 = 22.202 \text{ bar}$$

$$v1 := \frac{Q}{6 \cdot S1}$$

$$v1 = 85.276 \frac{mm}{s}$$

$$v2 := \frac{Q}{6 \cdot S2}$$

$$v2 = 95.935 \frac{mm}{s}$$

$$V1 := \frac{S1 \cdot L}{10^4}$$

$$V1 = (3.236 \cdot 10^{-4}) L$$

$$t1 := \frac{S1 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t1 = 16.64 s$$

$$t2 := \frac{S2 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

$$t2 = 14.791 s$$

#### Cálculo del cilindro N° 4

$$Q := 70 \frac{l}{min}$$

$$F1 := 6200 \text{ N}$$

$$D1 := 1.5 \text{ in}$$

$$d2 := 0.5 \text{ in}$$

$$L := 200 \text{ mm}$$

$$S1 := \frac{\pi (D1)^2}{2}$$

$$S2 := \frac{\pi (D1^2 - d2^2)}{2}$$

$$S1 = 22.802 \text{ cm}^2$$

$$S2 = 20.268 \text{ cm}^2$$

*Solucion*

$$P := \frac{F1}{S1}$$

$$P = 27.191 \text{ bar}$$

$$P2 := \frac{F1}{S2}$$

$$P2 = 30.59 \text{ bar}$$

$$v1 := \frac{Q}{6 \cdot S1}$$

$$v1 = 85.276 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v2 := \frac{Q}{6 \cdot S2}$$

$$v2 = 95.935 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$V1 := \frac{S1 \cdot L}{10^4}$$

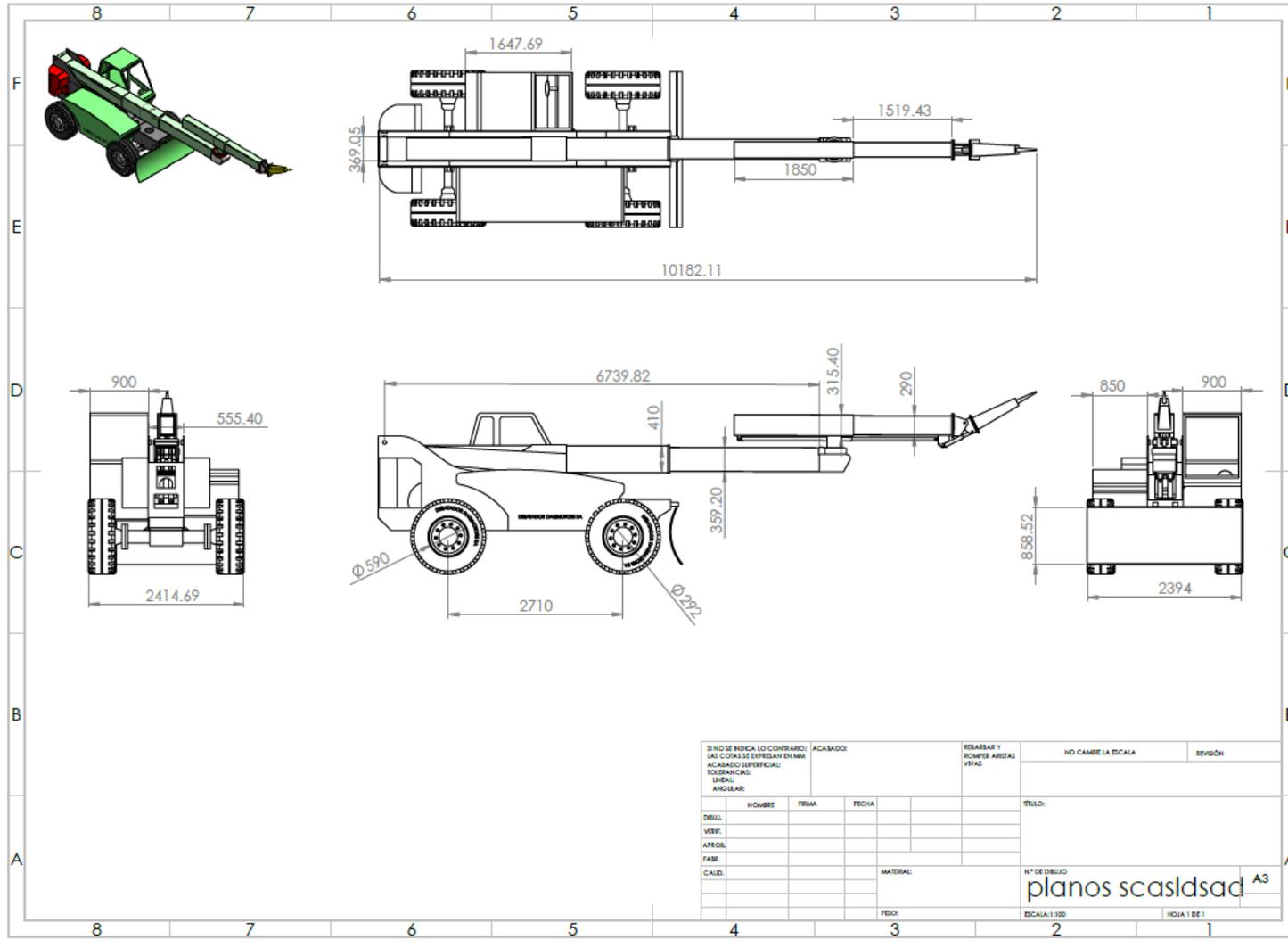
$$V1 = (4.56 \cdot 10^{-5}) \text{ L}$$

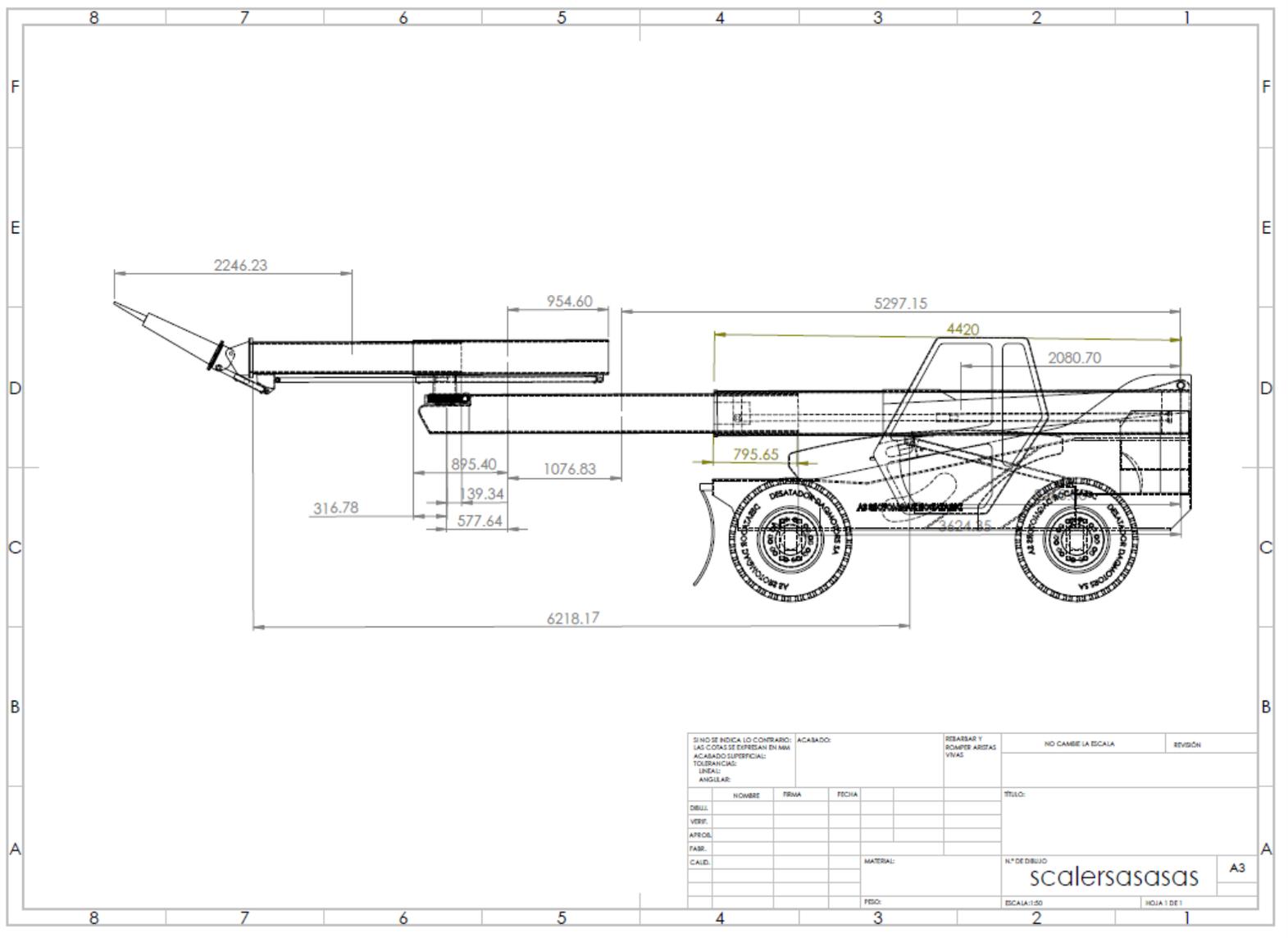
$$t1 := \frac{S1 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10}$$

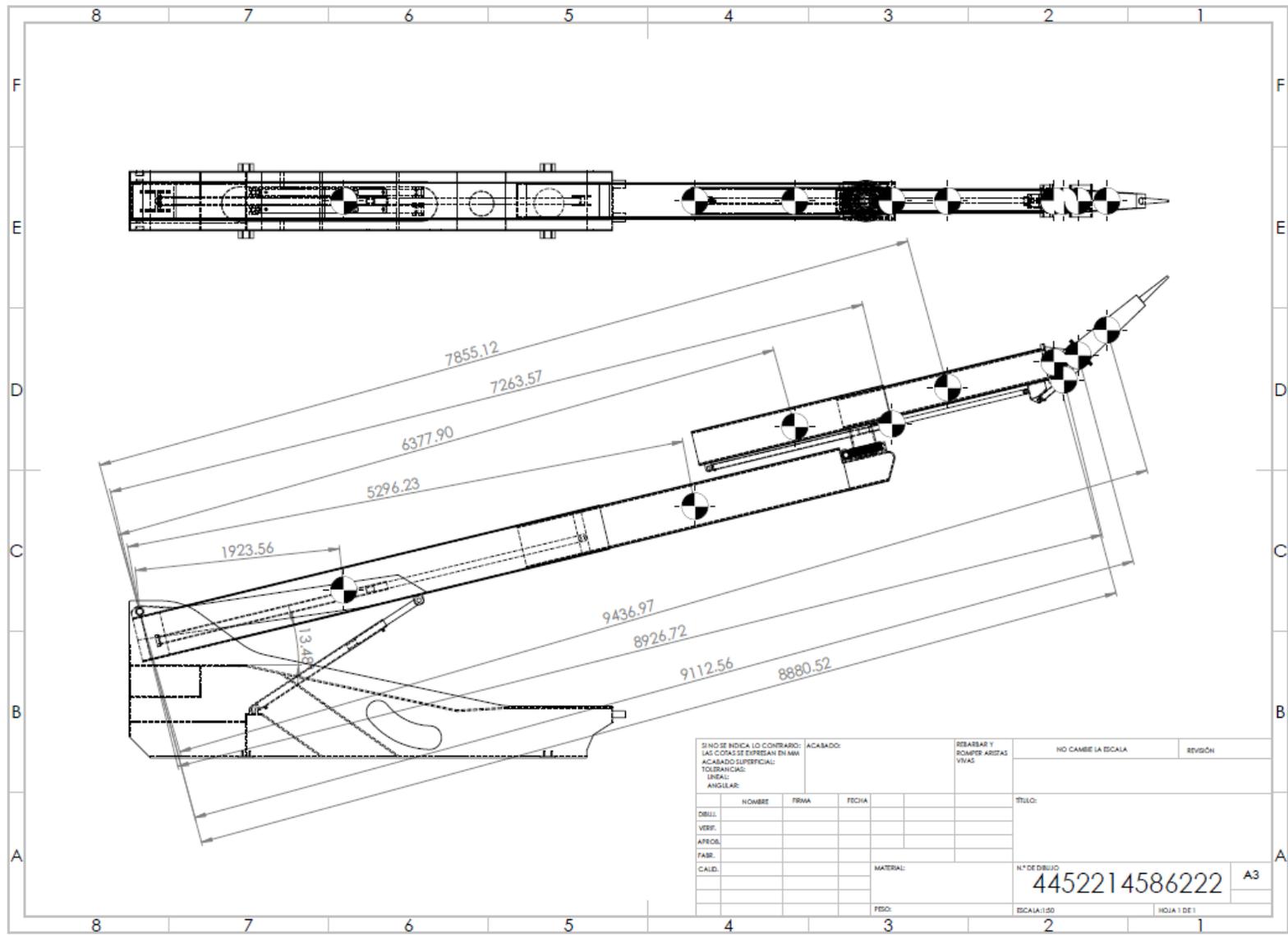
$$t1 = 2.345 \text{ s}$$

$$t2 := \frac{S2 \cdot L \cdot 60}{Q \cdot 10} \quad t2 = 2.085 \text{ s}$$

## Anexo 7 Planos de la estructura del brazo Hidráulico









## Anexo 9 Desatador Final

