

PRÁCTICA EMPRESARIAL: DISEÑO Y DESARROLLO DE TALADRO PARA  
PERFORACIÓN DE POZOS DE AGUA

FARID ARTURO MANTILLA RÍOS

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2022

PRÁCTICA EMPRESARIAL: DISEÑO Y DESARROLLO DE TALADRO PARA  
PERFORACIÓN DE POZOS DE AGUA

FARID ARTURO MANTILLA RÍOS

Trabajo de grado para optar título de Ingeniero Mecánico

Director:

Jorge Enrique Meneses Flórez

Ing. Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2022

## DEDICATORIA

*A mis padres por haber sido una fuente inagotable de apoyo y a quienes les debo gran parte de lo que soy hoy día.*

*A mis hermanos que siempre han sido fuente de inspiración tanto profesional como personal y han sido cruciales en mi formación.*

*A mis tíos y tías que también han sido un apoyo fundamental en los momentos importantes durante mi formación.*

*A la mujer que me acompañó y apoyó desde que tengo conciencia, para la cual sólo tengo palabras de agradecimiento y amor durante estos 10 años, te deseo lo mejor.*

## **AGRADECIMIENTOS**

*A mis padres por haberme formado con amor y comprensión, enseñándonos el valor del trabajo constante, la responsabilidad y sinceridad.*

*A la gerencia de INDUSTRIAS IMR por haberme permitido tener la oportunidad de aplicar mi formación como ingeniero en la asesoría de proyectos de ingeniería, apoyándome en mis aciertos y también en mis fallos.*

*A su personal técnico operativo que, desde su experiencia y pericia, me enseñaron el valor de “Ensuciarse las manos”*

*A la universidad y sus docentes que me transmitieron sus conocimientos, no sólo técnico sino también personal y profesional durante mi formación en ingeniería.*

*A la Coral Universitaria UIS por haber llenado de momentos mágicos mi paso por la universidad y complementar mi formación integral como profesional.*

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN .....	18
1. OBJETIVOS.....	19
1.1. OBJETIVO GENERAL .....	19
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	20
2.1. FUNCIONAMIENTO DE UN EQUIPO DE PERFORACIÓN .....	22
2.1.1. Acuíferos.....	22
2.1.2. Perforación.....	26
2.1.3. Equipos hidráulicos.....	32
2.2. ESTADO DEL ARTE.....	33
2.3. PROPUESTA DE DISEÑO .....	36
3. DISEÑO CONCEPTUAL.....	37
3.1. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y CONTEXTUALIZACIÓN.....	37
3.2. GENERALIDADES DE DISEÑO Y SUBSISTEMAS .....	38
3.3. CONDICIÓN DE OPERACIÓN.....	41
3.3.1. Empuje sobre la Broca.....	41
3.3.2. Velocidad de Rotación .....	44
3.3.3. Velocidad de Penetración .....	45
3.3.4. Potencia de rotación y torque .....	47
3.4. SITUACIONES DE CARGA EN OPERACIÓN DE PERFORACIÓN .....	49

3.4.1. Situación 1: Etapa de perforación.....	49
3.4.2. Situación 2: Etapa de ascenso.....	50
3.4.3. Situación 3: Etapa de descanso.....	53
3.5. REQUERIMIENTOS Y ACCERSORIOS PARA EL SISTEMA HIDRÁULICO	53
3.6. SWIVEL DE PERFORACIÓN Y SUS PARTES AUXILIARES .....	54
3.6.1. Transmisión y apoyos.....	55
3.6.2. Bastidor y soporte.....	56
3.6.3. Vista de sección del swivel de perforación.....	57
3.7. ESTRUCTURA MÓVIL .....	58
3.7.1. Canal 1: Apoyo en estructura fija .....	58
3.7.2. Canal 2: Apoyo del pistón y control de movimiento. ....	58
3.7.3. Canal 3: Soporte para el Swivel de perforación.....	59
3.7.4. Rodadura.....	60
3.8. ESTRUCTURA FIJA .....	63
4. DISEÑO AL DETALLE .....	67
4.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO .....	67
4.1.1. Selección de actuadores.....	69
4.1.2. Selección de Mando hidráulico.....	76
4.1.3. Control de caudal.....	79
4.1.4. Diseño del tanque hidráulico.:.....	81
4.1.5. Selección de mangueras y aceite hidráulico.....	83
4.1.6. Selección de bomba hidráulica.....	86

4.1.7. Filtro y Enfriador hidráulico. ....	94
4.2. SELECCIÓN DE BOMBA PARA LODO DE PERFORACIÓN .....	96
4.3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA .....	100
4.4. DISEÑO DEL SWIVEL DE PERFORACIÓN.....	104
4.4.1. Diseño de transmisión por engranajes.....	104
4.4.2. Selección de rodamientos.....	113
4.4.3. Diseño de eje. ....	120
4.4.4. Elementos auxiliares.....	133
4.5. DISEÑO ESTRUCTURAL.....	137
4.5.1. Estructura móvil. ....	137
4.5.2. Estructura fija. ....	144
5. CONCLUSIONES .....	151
6. RECOMENDACIONES.....	152
BIBLIOGRAFÍA.....	154
ANEXOS.....	157

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Composición morfológica del diseño del equipo de perforación. ....	36
Tabla 2. Partes principales Taladro de baja profundidad. ....	41
Tabla 3. Velocidad de rotación recomendada según la dureza de la roca. ....	45
Tabla 4. Valor de constante de formación. ....	48
Tabla 5. Parámetros de operación del equipo de perforación. ....	67
Tabla 6. Especificaciones del pistón hidráulico. ....	76
Tabla 7. Velocidades máximas recomendadas para el aceite hidráulico según la línea de operación. ....	83
Tabla 8. Caída de presión de los accesorios del sistema hidráulico. ....	87
Tabla 9. Especificaciones de bomba hidráulica EATON modelo 26003. ....	93
Tabla 10. Velocidad de circulación en función del tipo de fluido de barrido. ....	97
Tabla 11. Medidas de bandas para transmisión de potencia REXON ....	103
Tabla 12. Factor de sobrecarga $K_o$ sugerido. ....	107
Tabla 13. Factor de tamaño $K_s$ sugerido. ....	107
Tabla 14. Factor de confiabilidad $K_R$ . ....	111
Tabla 15. Números de esfuerzo admisible para materiales de engranes de acero templado. ....	112
Tabla 16. Rodamiento 30224 J2 de SKF (ISO 4FB). ....	113
Tabla 17. Resumen de la simulación por carga estática y fatiga en el eje. ....	133

Tabla 18. Resumen de simulación por carga estática y fatiga en bastidor swivel.  
.....136

Tabla 19. Esfuerzos calculados para diferentes perfiles en C. ....140

Tabla 20. Rodamiento radial de bolas para rodadura entre canales SKF 6210...144

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Taladro de perforación de pozos de agua a bajas profundidades. ....	21
Figura 2. Fases del ciclo del agua .....	23
Figura 3. Circulación de acuíferos confinados .....	24
Figura 4. Partes principales de una broca tricónica. ....	31
Figura 5. Interacción energética entre subsistemas del equipo. ....	39
Figura 6. Partes principales del taladro de baja profundidad. ....	40
Figura 7. Efecto del empuje sobre la velocidad de perforación.....	42
Figura 8. Efecto de la velocidad de rotación sobre la velocidad de penetración...	46
Figura 9. Vista Isométrica swivel de perforación.....	55
Figura 10. Vista se sección del Swivel.....	57
Figura 11. Partes de la estructura móvil. ....	60
Figura 12. Rodaduras entre canales.....	61
Figura 13. Montaje rodamiento radial de bolas en la rodadura del canal 3.....	62
Figura 14. Representación de la estructura fija.....	64
Figura 15. Distribución de anclajes de accesorios a la estructura. ....	65
Figura 16. Circuito hidráulico del sistema de potencia.....	68
Figura 17. Catálogo EATON para motor 14.9 <i>in3/rev</i> serie 2000.....	71
Figura 18. Valores de K para obtener la longitud efectiva $Le = KL$ según el apoyo de los extremos.....	75
Figura 19. Simbología del Mando hidráulico AMV502 en serie.....	77

Figura 20. Curvas de rendimiento $\Delta P$ vs Q AMV502. ....	78
Figura 21. Curvas de rendimiento reguladora de caudal SF2-3/36R.....	80
Figura 23. Diseño del tanque hidráulico.....	82
Figura 24. Circuito hidráulico en situación 1: perforación. ....	88
Figura 25. Circuito hidráulico en situación 2: Elevación.....	91
Figura 26. Curvas de desempeño para la bomba EATON modelo 26003. ....	94
Figura 27. Enfriador de Aceite ULDC07.....	95
Figura 28. Esquema de la circulación del fluido de perforación.....	97
Figura 29. Bomba BANRNE referencia 1D0021. ....	99
Figura 30. Factor J de geometría.....	106
Figura 31. Factor dinámico $K_v$ .....	109
Figura 32. Viscosidad requerida del lubricante según la velocidad de operación. .....	114
Figura 33. Lubricante según temperatura de operación. ....	115
Figura 34. Situaciones de carga sobre los rodamientos del swivel.....	117
Figura 35. Valor de ajuste SKF para la vida del rodamiento.....	119
Figura 36. Dimensionamiento del eje (cotas en milímetros). ....	121
Figura 37. Tipo de cargas aplicada en el eje. ....	122
Figura 38. Distribución de esfuerzos de Von Mises.....	130
Figura 39. Desplazamientos en el eje del swivel. ....	130
Figura 40. Factor de seguridad a carga estática.....	131
Figura 41. Factor de carga por fatiga.....	131
Figura 42. Porcentaje de daño por fatiga.....	132

Figura 43. Vida de la pieza en número de ciclos .....	132
Figura 44. Distribución de esfuerzos Von Moises para bastidor de Swivel. ....	135
Figura 45. Distribución de desplazamientos para bastidor de Swivel. ....	135
Figura 46. Distribución de factor de seguridad para bastidor de Swivel. ....	136
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del canal 3 en perforación de alta carga. ...	138
Figura 48. DCL Canal vertical en C. componente del canal 2. ....	139
Figura 49. Factor de seguridad en canal 2 para perforación de alta carga. ....	141
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre del canal 3 en elevación rápida. ....	143
Figura 51. Factor de seguridad para carga sobre la aleta del canal 2. ....	143
Figura 52. Carga sobre la estructura fija - Carga de perforación. ....	145
Figura 53. Esfuerzo de Von Mises para situación de perforación en estructura fija. .....	146
Figura 54. Factor de seguridad para situación de perforación en estructura fija.	147
Figura 55. Carga sobre la estructura fija - Carga de elevación. ....	148
Figura 56. Esfuerzo de Von Mises para situación de elevación en estructura fija. .....	149
Figura 57. Factor de seguridad para situación de elevación en estructura fija. ...	150

## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Características de la tubería de perforación.....	51
Cuadro 2. Partes de la estructura móvil.....	59
Cuadro 3. Caída de presión en las mangueras.....	86

## LISTA DE FOTOGRAFÍAS

	pág.
Fotografía 1. Rin de rueda para carreta, alternativa práctica para el equipo. ....	66
Fotografía 2. Motor Diesel con su placa técnica. ....	100

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. Planos del equipo de perforación.....	157
ANEXO B. Litología presente en el municipio de Puerto Parra, Santander. ....	158
ANEXO C. Factores de concentración de esfuerzos $Kt$ para tubos a tensión con filete. ....	159
ANEXO D. Sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado. ....	160
ANEXO E. Parámetros del factor de modificación superficial de Marín, ecuación ....	161
ANEXO F. Factor de temperatura de operación $Kd$ .....	161
ANEXO G. Factores de confiabilidad $ke$ correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	162
ANEXO H. Cotización Equipo de perforación. ....	163
ANEXO I. Propiedades Acero AISI 1045 .....	164
ANEXO J. Ficha técnica Taladro de Perforación de Pozos de Agua. ....	165

## **RESUMEN**

**TÍTULO:** PRÁCTICA EMPRESARIAL: DISEÑO Y DESARROLLO DE TALADRO PARA PERFORACIÓN DE POZOS DE AGUA\*

**AUTOR:** FARID ARTURO MANTILLA RÍOS\*\*

**PALABRAS CLAVE:** TALADRO, PERFORACIÓN, AGUA, DISEÑO, ACUÍFEROS

**DESCRIPCIÓN:** Se realizó el diseño de un equipo de perforación con el propósito de mejorar el abastecimiento de agua en zonas aledañas donde no llega el sistema municipal de acueducto local, o para quienes deseen tener otra fuente de agua.

El diseño cuenta con accionamiento de potencia hidráulica, donde se calculó y seleccionó cada uno de los componentes que se utilizan con el fin de cumplir los requerimientos de la perforación. También cuenta con un sistema de bombeo hacia el swivel y luego al pozo para el barrido del detritus. Se calculó y seleccionó los elementos de máquina tales como ejes, tornillos, rodamientos, engranajes, bandas, etc. Un motor Diesel de 30 HP alimenta la potencia necesaria para el sistema de bombeo y de potencia oleo hidráulica. Finalmente se diseñó su estructura con el propósito de permitir el movimiento vertical de la perforación de manera segura para los operarios. Se analizó la carga sobre la estructura con SolidWorks 2020.

El diseño se pensó para perforaciones con 8" de diámetro de hasta 100 metros de profundidad en suelos de hasta 50 MPa de resistencia a la compresión.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Enrique Meneses Flórez Ing. Mecánico.

## **ABSTRACT**

**TITLE:** BUSINESS PRACTICE: DESIGN AND DEVELOPMENT OF DRILL FOR WATER WELL DRILLING\*

**AUTHOR:** FARID ARTURO MANTILLA RÍOS\*\*

**KEY WORDS:** DRILL, DRILLING, WATER, DESIGN, AQUIFER

**DESCRIPTION:** A drilling rig was designed to improve water supply in neighboring areas where the local municipal water system does not reach, or for those who wish to have another water source.

The design has hydraulic power drive, where each of the components used was calculated and selected in order to meet the drilling requirements. It also has a pumping system to the swivel and then to the well for detritus sweeping. Machine elements such as shafts, screws, bearings, gears, belts, etc. were calculated and selected. A 30 HP diesel engine supplies the necessary power for the pumping system and oil hydraulic power. Finally, its structure was designed with the purpose of allowing the vertical movement of the drill in a safe way for the operators. The load on the structure was analyzed with SolidWorks 2020.

The design was intended for 8" diameter boreholes up to 100 meters deep in soils up to 50 MPa compressive strength.

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Engineer. School of Mechanical Engineer. Director: Jorge Enrique Menses Florez.  
Mechanical eng.

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad se sigue realizando la extracción directa de agua potable desde las reservas naturales de agua enterradas bajo tierra en las zonas rurales donde no se cuenta con el alcance de un sistema de distribución de agua potable o acueductos. Con el apoyo de la empresa se busca cubrir el servicio de abastecimiento básico de agua en zonas no interconectadas o en comunidades que el gobierno nacional tiene descuidadas en este tipo de infraestructura, logrando así aportar en una problemática social mediante el proyecto de grado.

Así, con el proyecto de grado y, dentro del margen de la práctica empresarial, se pretende ampliar el portafolio de productos y servicios que ofrece la empresa Industrias IMR para implantar un producto piloto que pueda ofrecer información de mercado; ofreciendo también un apoyo al servicio de abastecimiento de agua en zonas rurales que se encuentren fuera del servicio municipal de distribución.

De este modo, se desarrolló un taladro de perforación de agua basado en las propiedades del terreno presente en el departamento de Santander, Colombia; lo cual se logró a partir del análisis de la información de referencia de quipos similares, obtención de valores de operación para el equipo y selección de elementos mecánicos; esto, mediante la consulta de literatura de perforación de rocas y estudios geotécnicos. Luego se hace uso de conceptos de ingeniería para el diseño mecánico y selección de los componentes que permitan la operación del equipo de perforación. El proceso es apoyado en todo momento por el uso del software SolidWorks que permite la simulación de la situación de manera muy similar a la que en realidad se sometería al equipo, así esta información ayuda a la comprobación del análisis realizado. Finalmente se selecciona los componentes hidráulicos requeridos para ofrecer la potencia necesaria en operación.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1. OBJETIVO GENERAL**

Brindar conocimiento y soluciones a las diferentes necesidades para la industria en el campo de la distribución de agua potable, contribuyendo con la misión de la Universidad Industrial de Santander, mediante el desarrollo de un taladro para perforación de pozos de baja profundidad.

### **1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Realizar el diseño de un taladro de perforación de pozos de baja profundidad que cumpla con los siguientes requerimientos específicos para su diseño:
  - Realizar perforaciones de 8 pulgadas de diámetro.
  - Ser portable en vehículos convencionales.
  - Realizar perforaciones de hasta 100 metros de profundidad.
  
- Realizar el diseño apoyado de la implementación de herramientas computacionales CAD (SolidWorks)

## **2. METODOLOGÍA DE DISEÑO**

En este capítulo se planteará la metodología y el enfoque que se le otorgó al desarrollo del proyecto, partiendo del funcionamiento básico de un equipo de perforación con el fin de entender los elementos o subsistemas requeridos para desarrollar correctamente la perforación, así mismo se planteará el estado de un acuífero y las características del suelo que son de interés al momento de realizar la excavación. Finalmente se evalúa el estado del arte en los equipos de perforación actuales que se asemejen a las características y especificaciones de lo que se plantea para este proyecto.

Teniendo en cuenta esta información se realizará la propuesta de diseño para el equipo, basado en la practicidad y disponibilidad de elementos en la ciudad. En la figura 1 se ilustra el equipo para perforación de pozos de agua en baja profundidad que se plantea como resultado de este proyecto, donde se observa la comparativa con una persona de talla promedio de 1.75 metros de altura. La propuesta de diseño se describe en el final del capítulo.

Figura 1. Taladro de perforación de pozos de agua a bajas profundidades.



Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021

## 2.1. FUNCIONAMIENTO DE UN EQUIPO DE PERFORACIÓN

**2.1.1. Acuíferos** Un acuífero es el conjunto de rocas que permiten la permeabilidad del agua y la pueden acumular en sus poros o grietas. A esta agua retenida en las estructuras rocosas se la conoce como agua subterránea y puede llegar a presentar manifestaciones de hasta dos millones de kilómetros cuadrados de tamaño.

Las rocas que permiten la permeabilidad del agua presentan denominadores comunes, pero no son iguales, así encontramos rocas sedimentarias como la arenisca, la arcilla y la caliza o de pequeño tamaño como la grava.

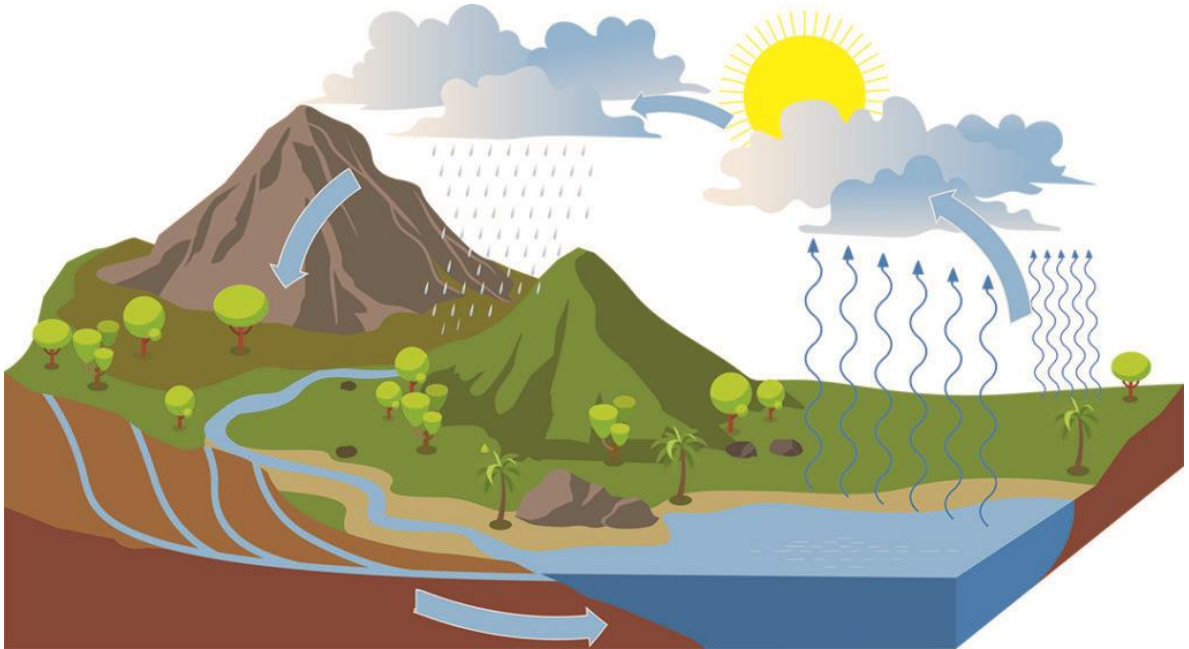
Según datos de Centro Internacional de Evaluación de Recursos de Aguas Subterráneas (IGRAC), la superficie de la Tierra alberga una cifra próxima a los 1.386 millones de kilómetros cúbicos de agua. De estos 1.386 millones de km<sup>3</sup> de agua, un 96,5% es agua salada. La cantidad de agua dulce que hay en la Tierra representa tan solo el 3.5% del total. Un 90% de estos recursos se encuentran en la Antártida en estado congelado. Del restante, solo el 0.5% de agua dulce se encuentra en depósitos subterráneos y el otro restante (0.01%) en ríos y lagos<sup>1</sup>.

Las aguas subterráneas surgen debido al filtrado de las precipitaciones de agua a través de los poros del terreno. Estas precipitaciones pueden ser de lluvia o nieve. Cuando la lluvia cae al suelo, una parte de esta agua fluye, siguiendo el ciclo del agua (ver figura 2), a través de las corrientes por la superficie terrestre hasta llegar a ríos y lagos. Sin embargo, otra parte de esta precipitación humedece el suelo filtrándose a través de este. Esta agua filtrada se recoge en los acuíferos.

---

<sup>1</sup> FUNDACIÓN AQUAE [Sitio web] ¿Qué son las aguas subterráneas? [Consultado: 11 junio de 2022] <https://www.fundacionaquae.org/wiki/las-aguas-subterranas/>

Figura 2. Fases del ciclo del agua



Fuente: FUNDACIÓN AQUAE [Sitio web] ¿Qué son las aguas subterráneas? [Consultado: 11 junio de 2022] Disponible en la web: <https://www.fundacionaquae.org/wiki/las-aguas-subterraneas/>

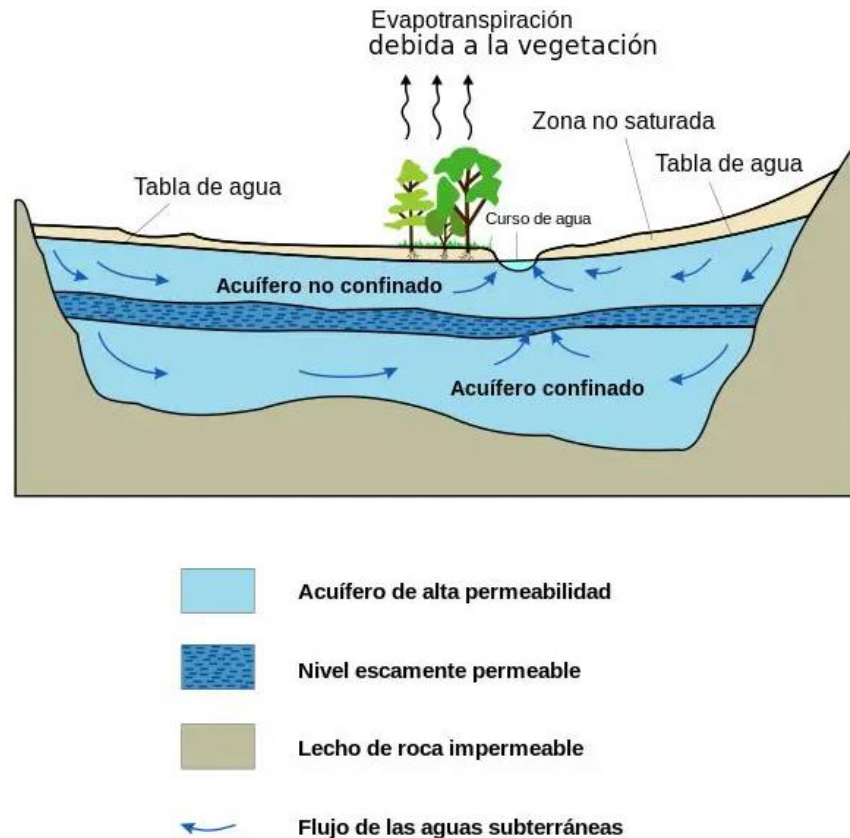
Este tipo de aguas pueden mantenerse ocultas durante millones de años y según su profundidad es más o menos sencillo localizarlas y acceder a ellas. Además, son útiles para la industria y la agricultura, y tienen capacidad para poder albergar numerosas formas de vida.

Aunque todos los acuíferos presentan la misma naturaleza, se pueden clasificar en distintos tipos atendiendo a su estructura, su textura o su comportamiento.

Tipos de acuíferos según su estructura: desde este punto de vista se puede hablar de acuíferos libres y confinados. Los acuíferos libres presentan espacio físico entre las aguas subterráneas y la superficie, el llamado nivel freático; los acuíferos confinados por su parte almacenan aguas subterráneas a presión.

Tipos de acuíferos según su textura: en esta clasificación se encuentran acuíferos porosos y acuíferos fisúrales. El primer apartado responde a los acuíferos que presentan pequeños pero numerosos poros conectados unos con otros, aunque con leve permeabilidad. Los fisúrales por su parte presentan pequeñas fisuras las cuales también se encuentran comunicadas entre sí, pero con una diferencia respecto al otro grupo, en este las aguas subterráneas fluyen heterogéneamente debido a su distribución.

Figura 3. Circulación de acuíferos confinados



Fuente: INGEOEXPERT [Sitio Web] ¿Qué es un acuífero y cómo se forma?  
 [Consultado: 11 junio de 2022] Disponible en la web:  
<https://ingeoexpert.com/2018/08/24/acuífero-aguas-subterráneas/>

Tipos de acuíferos según su comportamiento: según su comportamiento podemos verlos desde un punto de vista hidrodinámico, es decir, de la movilidad del agua, donde encontramos acuíferos, que son almacenes y transmisores de aguas subterráneas, acuitardos, buenos almacenes de aguas subterráneas, aunque malos transmisores, acuicludos, solo almacenes y acuífugos, aquellos que no permiten ni el almacenaje de agua ni la transmisión.

Para tener acceso a los acuíferos mediante excavaciones, es necesario conocer la formación presente en la región con el fin de estimar las cargas que serán necesarias para atravesar las rocas que puedan estar presentes en el terreno. Las principales propiedades físicas de las rocas que influyen en los mecanismos de penetración y consecuentemente en la elección del método de perforación son: (Dureza, Resistencia, Elasticidad, Plasticidad, Abrasividad, Textura, Estructura, Características de rotura)

De estas resaltan la dureza y la resistencia. Se entiende por dureza la resistencia de una capa superficial a la penetración en ella de otro cuerpo más duro. La dureza de las rocas es el principal tipo de resistencia a superar durante la perforación, pues cuando se logra la penetración del útil el resto de las acciones se desarrollan más fácilmente. Las rocas se clasifican mediante su dureza por medio de la "escala Mohs", en la que se valora la posibilidad de que un mineral pueda rayar a todos los que tienen un número inferior al suyo. Por otra parte, se llama resistencia mecánica de una roca a la propiedad de oponerse a su destrucción bajo una carga exterior, estática o dinámica. Las rocas oponen una resistencia máxima a la compresión; comúnmente, la resistencia a la tracción no pasa de un 10 a un 15% de la resistencia a la compresión.

En la resistencia de las rocas influye la profundidad a la que se formaron y el grado de metamorfismo. Así, la resistencia de las arcillas yacentes cerca de la superficie

terrestre puede ser de 2 a 10 MPa, mientras que las rocas arcillosas, que fueron sometidas a un cierto metamorfismo pueden alcanzar los 50 – 100 MPa<sup>1</sup>.

**2.1.2. Perforación.** La Perforación es la concentración de una gran cantidad de energía en un punto, con la intención de crear un agujero o túnel dentro de un cuerpo, en este caso una roca. Por ello, la perforación va ligada con varios factores, como la resistencia de la roca, los materiales de la máquina perforadora y el tipo de perforación a usar.

Teniendo en cuenta esto, es indispensable hacer un estudio completo de la zona a perforar, consultando la plancha 134 del instituto colombiano de geología y minería (INGEOMINAS) para conocer la formación geológica presente conociendo la dureza de las rocas.

#### **Formaciones geológicas en la ficha 134**

**-Formación MESA:** Bancos muy gruesos de arenitas arcósicas a conglomeráticas con delgadas capas de arcillolitas. Edad: N2

**-Grupo real:** Conglomerados de guijos líticos, areniscas conglomeráticas y litoarenitas. Edad: N1

**-Formación colorado:** Alternancia de areniscas cuarzosas de grano fino a medio, lodolitas y arcillolitas rojizas. Edad: E3-N1

**-Formación mugrosa:** Alternancia de arcillolitas y lodolitas grises y areniscas cuarzosas de grano fino a medio. Delgados niveles fosilíferos hacia la parte media y alta. Edad: E3

---

<sup>1</sup> INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.58 ISBN 84-505-7007-7

- Formación esmeraldas:** Predominio de lodolitas y arcillolitas abigarradas alternadas con capas delgadas de areniscas cuarzosas de grano fino. Edad: e6-e7
- Formación la paz:** Alternancia de secuencias grano decrecientes desde conglomerados de guijos hasta arcillolitas. Edad: E2
- Formación lisina:** Alternancia de areniscas cuarzosas de grano medio lutitas verdes y moradas. Edad: E1
- Formación umir:** Alternancia de lodolitas, arcillolitas y mantos de carbón. Niveles fosilíferos. Edad: k5-k6
- Formación la luna:** Alternancia de calizas, arcillolitas, lodolitas negras y chert. Niveles fosilíferos. Edad: k2-k3
- Formación simití:** Lodolitas y limolitas negras, con intercalaciones de arenitas y calizas de poco espesor, niveles fosilíferos. Edad: b6-k1
- Formación tablazo:** Alternancia de capas gruesas de arenitas, calizas, lodolitas, niveles fosilíferos. Edad: b6
- Formación paja:** Lodolitas y arcillolitas negras, en la parte inferior a media concreciones calcáreas, láminas de yeso y niveles fosilíferos. Edad: b3-b6
- Formación rosa blanca:** Calizas y arcillolitas calcáreas grises oscuras, con intercalaciones de lodolitas negras y algunos niveles fosilíferos. Edad: b2
- Formación cumbre:** Areniscas cuarzosas de grano fino, grises oscuros a verdes, con intercalaciones de lodolitas y limolitas negras. Edad: b1
- Formación arcabuco:** Arenitas cuarzosas de grano fino a medio, blanco-amarillentas a rojizas, macizas, con intercalaciones de lodolitas rojizas. Edad: b1

Para la maquinaria de perforación hay diferentes elementos que se deben resaltar: **Sistemas de rotación:** Las perforadoras llevan un sistema de rotación para lograr transmitir el par y hacer girar las barras.

Este sistema puede estar constituido por dos tipos de motores diferentes, **eléctrico** que es el más utilizado en las máquinas grandes ya que aprovecha fácilmente de la regulación de los motores de corriente continua, logrando obtener un intervalo de 0 a 100 r.p.m. En los diseños más antiguos se empleaba el sistema Ward Leonard y en los más modernos se usan thyristores o rectificado en estado sólido y **hidráulico** que consiste en un circuito cerrado con una bomba de presión constante ligado a un convertidor de par lo que permite variar la velocidad de rotación del motor hidráulico. Este sistema es muy popular en las máquinas de pequeño y mediano tamaño.

Para poder perforar la roca, es necesario una buena velocidad de penetración, esto depende de la resistencia de la roca como del diámetro del barreno que se pretende perforar. Debido a que el peso de las barras no es suficiente para obtener dicha velocidad, es necesario aplicar fuerzas adicionales que son casi exclusivamente obtenidas por energía hidráulica.

Existen básicamente cuatro **sistemas de empuje y elevación**, a) Cremallera y piñón directo, b) Cadena directa, c) Cremallera y piñón con cadena y d) constituido por uno o dos cilindros accionados hidráulicamente.

Estos mecanismos de empuje permiten suministrar un esfuerzo de empuje perfectamente controlado e izar las barras que constituyen la sarta de perforación.

Adicionalmente el peso de todo el conjunto actúa como reacción contra el empuje aplicado a la boca, de donde se deduce que el peso de la perforadora debe ser superior y normalmente el doble de la carga máxima que se pretende conseguir.

La estructura del **mástil** debe estar diseñada para resistir las flexiones debidas al peso, el esfuerzo de empuje y las tensiones originadas por el par de rotación. Los

diseños más frecuentes son los de tipo reticular, de sección normal o tubular. Actualmente los diseños más modernos disponen de una estructura de vigas cajón para poder emplear mayores longitudes de mástil y altos pares de rotación.

Para los traslados importantes se hace necesario de cilindros hidráulicos o tubos telescópicos, con el fin de bajar el centro de gravedad de la máquina. Los tiempos de elevación del mástil oscilan entre 2 y 5 minutos.

Pese a que el proceso recomendado es que se seleccione una máquina capaz de perforar las rocas con una sola barra, hay que prever la necesidad de abrir barrenos de mayor longitud, por lo que se vuelve indispensable un mástil que lleve un sistema porta barras, así como un mecanismo de accionamiento de las mismas para su colocación o desacoplamiento.

La **cabina de mando**, presurizada y climatizada, contiene todos los controles e instrumentos requeridos en las maniobras durante la perforación. Es sugerido que su ubicación sea cercana al mástil, para poder observar todos los movimientos realizados con las barras durante el trabajo.

En la **sarta de perforación** encontraremos, el acoplamiento de rotación, las barras, el tricono y el estabilizador.

**Acoplamiento de rotación.** Es el encargado de transmitir el par de rotación a la sarta, generado por la cabeza.

**Barra.** Su función es transmitir el empuje sobre la boca y canalizar en su interior el aire comprimido que se usa para la limpieza del barreno y enfriamiento de los cojinetes.

Suelen estar construidas de acero con un espesor de 25mm y en ocasiones de hasta 38mm.

**Estabilizador.** Ubicado encima de la boca de perforación, su propósito es evitar que el tricono gire de forma errática, logrando así evitar oscilaciones y pandeo del varillaje de perforación.

Debe tener un diámetro próximo al del barreno, normalmente 3mm más pequeño que el tricono.

Los sistemas de perforación han sido clasificados por orden de su aplicación y son:

- Mecánicos.
- Percusión
- Rotación
- Rotopercusión
- Térmicos.
- Hidráulicos.
- Sónicos.
- Químicos.
- Eléctricos.
- Sísmicos.
- Nucleares.

Incluso con tanta variedad en los sistemas de perforación actualmente la mayoría de las perforaciones utilizan la energía mecánica. Por esto profundizaremos un poco más en esto.

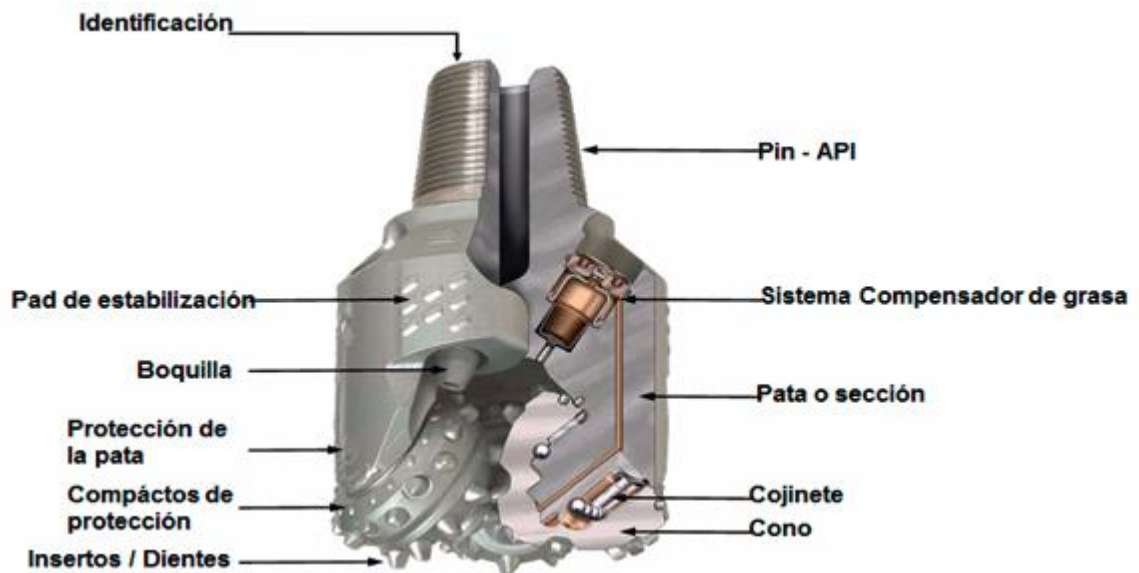
Los componentes principales de la perforación con energía mecánica son: la perforadora, el varillaje, la boca y el fluido de barrido.

**Método rotopercutivo.** Siendo los más utilizados en la mayoría de las rocas, tanto si el martillo está situado en cabeza como en el fondo del barreno.

**Método rotativo.** Este método se subdivide a su vez en dos grupos, penetración por trituración, empleando triconos, o por corte utilizando bocas especiales. El primer sistema se aplica en rocas de dureza media a alta y el segundo en rocas blandas.

El trabajo de un tricono (ver Figura 4) se basa en la combinación de dos acciones, **identación**, en el que los dientes o insertos del tricono logran penetrar en la roca gracias al empuje sobre la roca y **corte**, en el que los fragmentos de roca se forman debido al movimiento lateral de los conos al girar sobre el fondo del barreno, aunque en la realidad es una compleja combinación de trituración y cizalladura por lo que solo se produce en rocas blandas.

Figura 4. Partes principales de una broca tricónica.



Fuente: RAMOS RAMOS Jorge Luis. Estado del arte de brocas de perforación. *Revista de investigación*. 2011, vol. 4, nro. 2 p. 9.

Para lograr eficiencia en el proceso de perforación es necesario la limpieza del pozo, esto se logra evacuando el detritus justo después de su formación. Si esto no se realiza el trabajo de perforación se vuelve más desgastante y consumiría mucha más energía triturando dichas partículas.

El barrido de los barrenos se realiza con un fluido inyectado a presión a través de un orificio central del varillaje y de unas aberturas practicadas en las bocas de perforación.

Hay tres tipos de barrido:

- **Barrido con aire.** Se utiliza en trabajos a cielo abierto, donde el polvo producido puede eliminarse por medio de captadores.
- **Barrido con agua.** Es el más utilizado actualmente en perforaciones subterráneas que además sirve para suprimir el polvo, aunque implica una pérdida de rendimiento en un 10% a 20%.
- **Barrido con espuma.** Se emplea como complemento al aire, ya que ayuda a la elevación de partículas gruesas hasta la superficie, a su vez ejerce un efecto de sellado sobre las paredes de los barrenos cuando se atraviesan materiales sueltos.

**2.1.3. Equipos hidráulicos.** Los equipos hidráulicos son aquellos que intercambian energía con el fluido que circula por su interior. Como parte fundamental, dicho fluido se encarga de transmitir energía, para aprovecharlo de manera eficiente en los componentes que se desea.

Su base teórica está en la mecánica de fluidos y actualmente su aplicación se encuentra presente en la mayoría de las instalaciones y maquinaria industrial.

Debido a que el flujo dentro de una máquina hidráulica suele tener altos números de Reynolds, es decir, un flujo turbulento y adicionalmente tridimensional y no estacionario, los cálculos para su diseño no tiene solución numérica exacta, por eso se recurre a otros métodos, como la experimentación bajo la guía del análisis dimensional y la semejanza dinámica o analizar modelos teóricos simplificados suficientemente aproximados del comportamiento del fluido en el interior de la máquina. Por todo esto actualmente el flujo en el interior de las máquinas hidráulicas

sigue siendo materia de investigación en los campos analítico, experimental y numérico.

Una **bomba hidráulica** es una máquina que aprovecha las propiedades de los fluidos incompresibles para transformar la energía recibida en energía del fluido contenido, buscando variar la presión lo que desencadena diferentes presiones.

Un **motor hidráulico** es un actuador que transforma la energía hidráulica en un par de torsión en un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. En definición es el inverso de la bomba hidráulica y resulta ser el equivalente rotatorio del cilindro hidráulico. En comparación con el motor eléctrico, el hidráulico entrega un par muy grande a velocidades de giro pequeñas.

En un cilindro hidráulico aprovechamos la presión de un fluido mayormente aceite para entregar energía hidráulica a un **pistón** que se desplaza para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.

La ventaja de los sistemas de potencia hidráulica es que permiten controlar de manera precisa el comportamiento de los actuadores mediante la implementación de accesorios complementarios y válvulas.

## 2.2. ESTADO DEL ARTE

Las perforaciones que tomaron mayor importancia a través de la historia fueron: La primera perforación realizada por el coronel Edwin L. Drake<sup>1</sup> en 1859, logrando extraer petróleo de una profundidad de 21 metros por el método de percusión.

---

<sup>1</sup> ACADEMIA [documento en línea] Historia de la perforación petrolera. [consultado 15 de junio 2022] Disponible en la red: [https://www.academia.edu/36482234/Historia\\_de\\_la\\_perforacion\\_petrolera](https://www.academia.edu/36482234/Historia_de_la_perforacion_petrolera)

En 1861 con este método, la empresa Oils Creek fundadas por Edwin, logra hacer una perforación de 300 metros de profundidad, donde hallan petróleo con un rendimiento de 3000 barriles diarios, logro que hasta el momento superaba por mucho el rendimiento de cualquier pozo.

En 1901 en Spindletop, Texas, iniciando la tecnología de perforación rotatoria que se conoce hasta hoy, el ingeniero Anthony Lucas junto a sus compañeros, perforó un pozo con una profundidad de 1020 pies.

Un diseño para tener en cuenta es el propuesto por Dienagha<sup>1</sup> y sus colegas en Nigeria donde se tiene una perforadora portátil dispuesta en un camión, utilizando un brazo retráctil que facilita su transporte. Para fijar la máquina en su utilización el camión tiene unos soportes que sirven como anclaje logrando estabilidad y nivelación.

Este diseño también cuenta con una máquina hidráulica para generar el par, una bomba de espuma para la limpieza, y mangueras hidráulicas para los vástagos de perforación

“HAZL” es una máquina perforadora desarrollada por la empresa EXLTERRA<sup>2</sup> que aprovecha la potencia de los motores hidráulicos para disminuir el consumo energético, disminuir el espacio gastado y entregar un diseño simple y práctico para lograr perforaciones en terrenos complicados y de difícil acceso. Es una perforadora

---

<sup>1</sup> A.R.S. Dienagha, G.C. Ikenyiri y Steve Odi – Owei. Design of A Portable Hydraulic Water Borehole Drilling Rig. *innovative Systems Design and Engineering* vol.4, nro.14, 2013. ISSN 2222-2871 Disponible en la red: <https://core.ac.uk/download/pdf/234643168.pdf>

<sup>2</sup> EXLTERRA. [sitio web]. Hazel Park. USA. HAZL Drill rig showcase [Consulta: 10 de junio 2022]. Disponible en: <https://www.exlterra.com/es/hazel-drill-rig/>

montada en un vehículo con una llanta trasera que permite maniobrar fácilmente, todo esto ligado a una perforadora compacta con conexión directa a los actuadores.

Otra de las ventajas de este diseño es que tiene la opción de perforar múltiples agujeros gracias a sus 3 cabezales, sin embargo, los taladros adicionales se pueden desmontar para entregar toda la potencia al taladro central.

Su taladro principal tiene genera un diámetro de agujero de 32 a 150 mm, con una profundidad en un solo paso de 4 metros. Su motor usa refrigeración por aire.

En 2013, Pariente<sup>1</sup> propone como opción de diseño está la estructura en perfiles de acero estructural con ruedas, en el que la perforadora está situada sobre dicha estructura que permite el acoplamiento a distintos tipos de vehículos, logrando flexibilidad y practicidad. Utiliza una torre pivotada que se haya horizontal cuando el equipo no se encuentra operativo y se eleva en vertical cuando se requiere de ella.

Con este diseño, se espera obtener una perforadora hidráulica que pueda generar pozos con un diámetro promedio de 60.33 mm y con un alcance máximo de 150 m.

El diseño de una torre fija con elevación entrega mayor estabilidad para la perforadora, adicionalmente la posibilidad de graduar la elevación de la máquina perforadora. Estas características suponen una mejora en la vida útil de la máquina disminuyendo costes y tiempo. Pero a su vez, disminuye su movilidad y transporte.

---

<sup>1</sup> PARIENTE MÁLAGA, Cristian Gonzalo. Diseño y Simulación de Perforadora hidráulica para pozos de agua. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico Electricista. Piura. Universidad de Piura, 2013. [Consultado 10 de junio 2022]. Disponible en: [https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1765/IME\\_175.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1765/IME_175.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

### 2.3. PROPUESTA DE DISEÑO

Como es de esperarse, en el ámbito de la perforación existen diferentes métodos efectivos para realizar la operación dependiendo también del lugar y alcance esperado a perforar, en este caso acotados en los terrenos con acuíferos rodeados por formaciones porosas y blandas, ante este panorama, para el desarrollo del presente diseño se plantea la metodología morfológica, tomando en cuenta las diferentes opciones anteriormente mencionadas.

El diseño está enfocado a lograr un equipo que sea fácilmente transportable, para ello se busca una estructura con ruedas que sea transportable con la ayuda de un vehículo convencional y que no tenga una altura o longitud muy altos; a su vez se desea que el método de perforación sea eficaz y probado, que sea alimentado por un sistema de potencia que opere en cualquier ambiente rural.

Así, se plantea la siguiente composición de subsistemas que conformarán el equipo:

Tabla 1. Composición morfológica del diseño del equipo de perforación.

<b>SUBSISTEMAS</b>					
	Fuente de potencia	Barrido	Perforación	Potencia de operación	Estructural
<b>SELECCIÓN</b>	Motor Diesel	Recirculación de lodo	Rotativa con tricono	Motor y pistón hidráulico	Estructura fija con elevación en movimiento relativo con cadena

Fuente: Elaboración propia

A su vez, siempre se considera la practicidad de los elementos seleccionados, entrando más a detalle en el capítulo 3.

### **3. DISEÑO CONCEPTUAL**

En este capítulo se enunciará conceptualmente las razones de la forma de los elementos de máquina, los parámetros mecánicos que se deben cumplir para la operación del equipo, el planteamiento de los accesorios requeridos para el correcto funcionamiento del sistema de potencia fluida, se enunciará las etapas de operación del equipo, la distribución estructural y en general, enunciar qué se busca con cada elemento o subsistema. Todo esto fundamentado en el obtener un funcionamiento duradero del equipo.

#### **3.1. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y CONTEXTUALIZACIÓN**

Los parámetros y componentes que se definieron para el diseño del equipo se establecieron en función de las sugerencias ofrecidas por la literatura, recomendación de fabricantes de los accesorios, y el criterio del diseñador acompañado por consejo de colegas ingenieros.

Inicialmente se estableció los requerimientos para la maquinaria, especificando la profundidad que se desea alcanzar y el diámetro máximo de perforación que se desea; tomando en cuenta a su vez que el taladro debe ser fácilmente transportable a lugares urbanos y de difícil acceso en donde sea más escasa la distribución de agua. Una vez definidos los requerimientos se procedió a consultar la teoría para los parámetros de operación, identificando así las propiedades de los minerales a perforar y cómo afectan estos a la velocidad de avance en la perforación, la velocidad de rotación de la broca, la fuerza de empuje, etc. Posteriormente se realiza el diseño de los elementos de máquina y selección de equipos complementarios, en los que destaca el diseño del swivel de perforación (o junta rotativa) que permite la entrada de fluido de perforación, la selección del motor

Diesel, selección de elementos que conforman el sistema hidráulico, diseño de transmisiones de potencia entre subsistemas, entre otros. Todos estos componentes fueron diseñados y seleccionados a partir de literatura como el Diseño de Mott<sup>1</sup>, Sheagly y catálogos de fabricantes de los componentes.

El equipo, de manera general, está conformado por tornillos, tuercas, soldadura, perfilera estructural, cadena, engranajes, bandas, poleas, mangueras, rodamientos y elementos como motor Diesel, bomba centrífuga, swivel, ruedas, y accesorios hidráulicos.

Para el diseño conceptual del equipo se partió por identificar los parámetros mecánicos requeridos para la perforación como lo son, velocidad de avance, rotación de la broca, entre otros; posteriormente se definió que para cumplir estos parámetros se requiere de un sistema hidráulico y un sistema de bombeo que se potencian por un motor Diesel, todo soportado en una estructura con componentes móviles.

### **3.2. GENERALIDADES DE DISEÑO Y SUBSISTEMAS**

Para cumplir con los requerimientos mecánicos de la perforación rotatoria se implementó un sistema hidráulico capaz de aplicar el torque y fuerza de elevación necesarios durante el proceso, dicho sistema hidráulico requiere un ingreso de potencia mecánica para el funcionamiento de la bomba, por lo que se definió un motor que actúe con combustible debido a la practicidad de no requerir energía eléctrica en los lugares alejados donde se desea llegar.

---

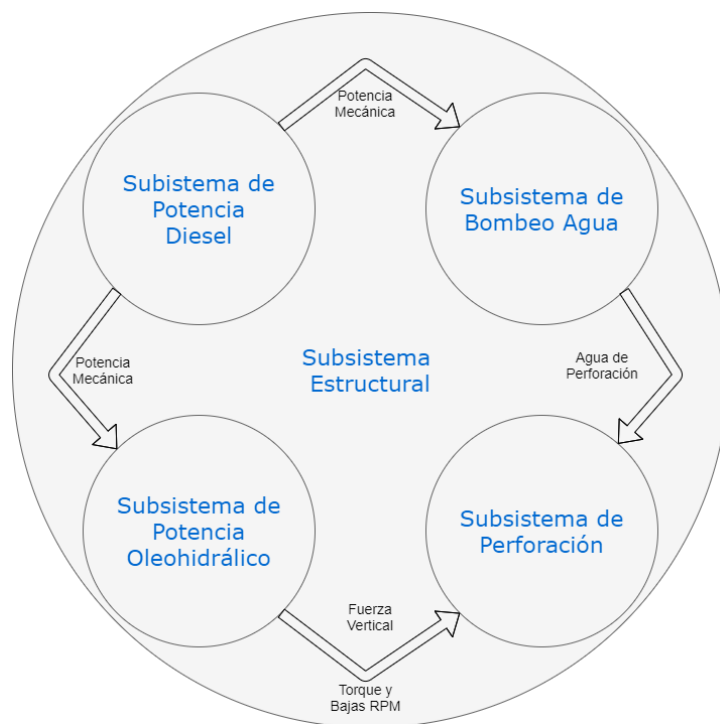
<sup>1</sup> MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquina. 4ta Ed. México: Pearson Education, 2006 ISBN 970-26-0812-0.

Así mismo, este motor alimenta el sistema de bombeo requerido para la recirculación y barrido del detritus en el pozo.

Un aspecto importante del diseño es el entendimiento del flujo de energía a medida que se transforma durante el funcionamiento del equipo, desde este punto de vista, a continuación, se presenta la figura 5, donde se representa la interacción entre los subsistemas de la máquina.

De esta forma, el taladro es un equipo mecánico que, mediante la perforación rotatoria con barreno (broca tricono), es capaz de perforar pozos de baja profundidad con los cuales se puede acceder a yacimientos de agua subterráneos en ubicaciones geográficas donde otro tipo de abastecimiento de agua resulta complicado.

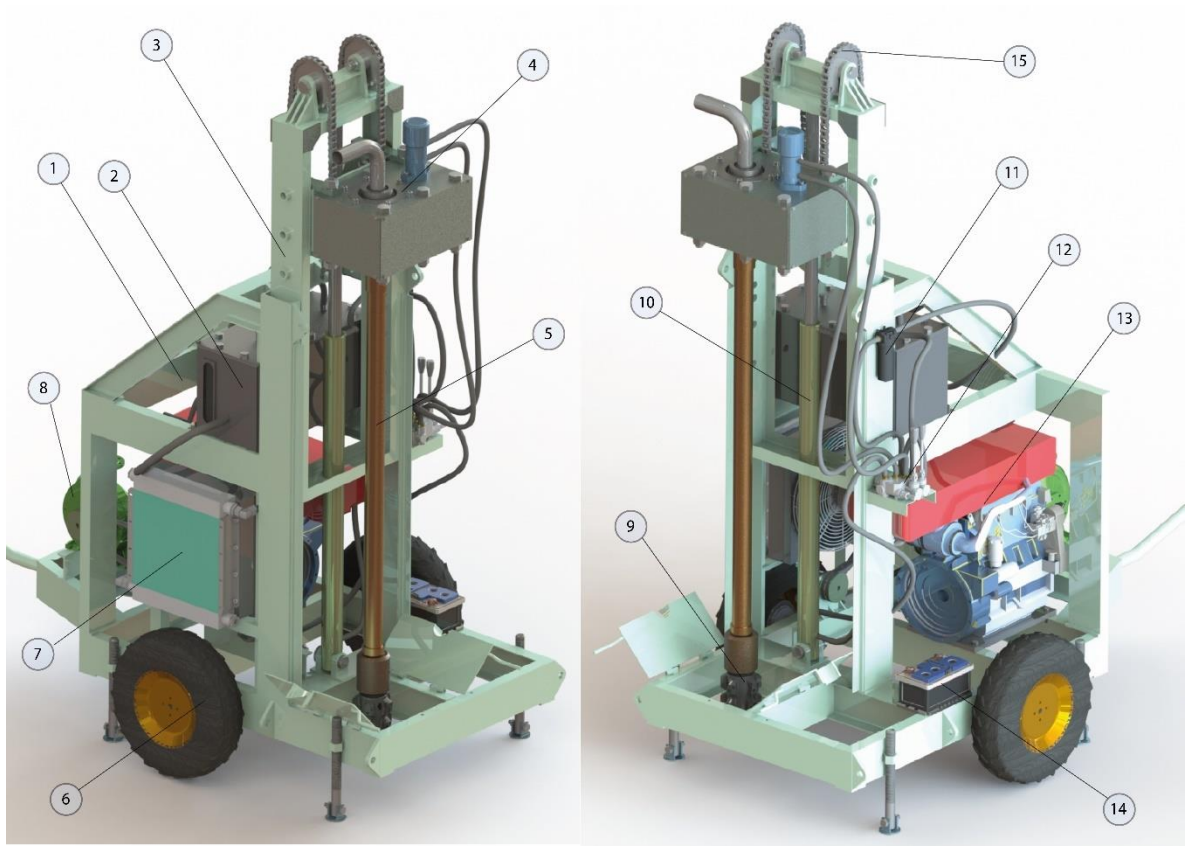
Figura 5. Interacción energética entre subsistemas del equipo.



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 6 se ilustra los componentes principales del equipo de perforación, información complementada en la tabla 4.

Figura 6. Partes principales del taladro de baja profundidad.



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2. Partes principales Taladro de baja profundidad.

<b>No.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>
1	Estructura fija	1
2	Tanque de Aceite Hidráulico	1
3	Estructura móvil - Canal 1	1
4	Swivel de perforación	1
5	Tubería de perforación x 1.5 m	66
6	Ruedas	2
7	Radiador de aceite	1
8	Bomba de agua	1
9	Broca tricónica	1
10	Pistón hidráulico	1
11	Filtro de aceite	1
12	Mando hidráulico	1
13	Motor Diesel	1
14	Batería	1
15	Piñón con cadena	2

Fuente: Elaboración propia.

### **3.3. CONDICIÓN DE OPERACIÓN.**

Para el diseño del taladro se inició por definir los requerimientos mecánicos para realizar la perforación de 8 pulgadas de diámetro con una profundidad de hasta 100 metros, para ello se identifican los siguientes parámetros:

**3.3.1. Empuje sobre la Broca.** Para identificar el empuje necesario para perforar, se debe tener en cuenta que el empuje aplicado sobre la broca debe ser suficiente para sobrepasar la resistencia a compresión de la roca, pero no debe ser excesivo para evitar el desgaste prematuro o anormal en el tricono.

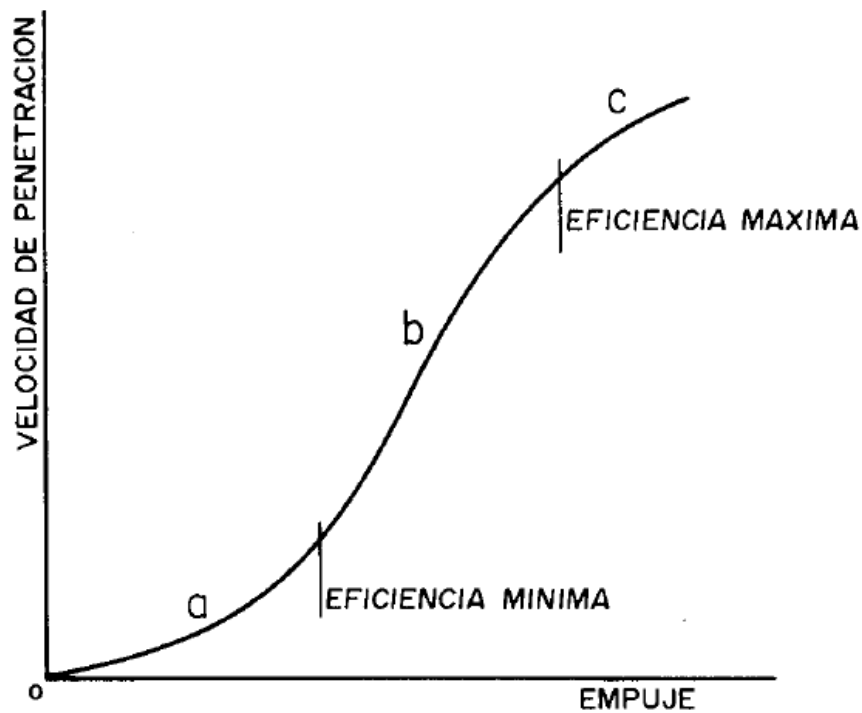
Un aumento en la velocidad de perforación implica necesariamente un aumento en la magnitud del empuje aplicado sobre la broca, de esta forma la carga de empuje

es proporcional a la velocidad de avance. Así, al momento de perforar, los triconos trabajan en tres situaciones distintas (a, b o c) como se ilustra en la siguiente figura:

En la Figura 7 se identifican las siguientes zonas de operación:

- a) Empuje insuficiente.
- b) Avance eficiente.
- c) Enterramiento del útil.

Figura 7. Efecto del empuje sobre la velocidad de perforación.



Fuente: INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.58 ISBN 84-505-7007-7

De este modo se entiende que lo óptimo es trabajar en la zona b, para lo cual se identifica el empuje mínimo necesario para el cual la roca es perforada mediante la ecuación1:

$$F_{mín} = 28.5 * RC * D \quad ( 1 )$$

Donde:

$F_{mín}$  : Fuerza de empuje mínima (libras)

$RC$  : Resistencia a la compresión de la roca (MPa)

$D$  : Diámetro de tricono (pulgadas)

Para el desarrollo del diseño se busca contextualización de condiciones geológicas locales en Santander, por lo cual se tomará como caso de estudio el municipio de Puerto Parra en el departamento de Santander (Ver estudio \*citado en la bibliografía\*).

En el estudio realizado por la empresa GEOMA Consultorías S.A.S. se puede identificar la estratigrafía de las formaciones geológicas presentes en el municipio de Puerto Parra, información que se sintetiza en el Anexo B.

En el Anexo B se puede observar que, en las formaciones presentes en el lugar de estudio, se encuentran rocas que soportan hasta 50 mega pascales a la compresión simple para llegar a su punto de rotura, por lo que la carga mínima que el equipo de perforación debe aplicar es:

$$F_{mín} = 28.5 * 50 * 8$$

---

1 INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.58 ISBN 84-505-7007-7

$$F_{\min} = 11400 [lbf] = 50.71 [kN]$$

La fuerza máxima que se puede aplicar para permanecer en la zona de operación recomendada se calcula como1:

$$F_{\max} = 2 * F_{\min} \quad (2)$$

De modo que:

$$F_{\max} = 2 * 11400$$

$$F_{\max} = 22800 [lbf] = 101.4 [kN]$$

Por lo que el equipo no debe exceder este valor de empuje al momento de realizar la perforación.

Nota: Para efectos de cálculo más adelante se toma  $F_{\min} = 50 [kN]$

**3.3.2. Velocidad de Rotación** La velocidad de la rotación de la broca es uno de los parámetros críticos que definirán la eficiencia de la perforación realizada con triconos, de esta forma es importante identificar los valores correctos para esta.

La velocidad de rotación que se implementará se define basado en la formación a perforar, de modo que para formaciones blandas se aplicará una mayor velocidad de rotación mientras que para formaciones duras se aplicará menor velocidad de rotación, esto se puede observar en la tabla 3.

Así, se establece una velocidad de rotación adecuada en 80 revoluciones por minuto, valor con el cual se avanzará en el diseño.

---

1 INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.58 ISBN 84-505-7007-7

Tabla 3. Velocidad de rotación recomendada según la dureza de la roca.

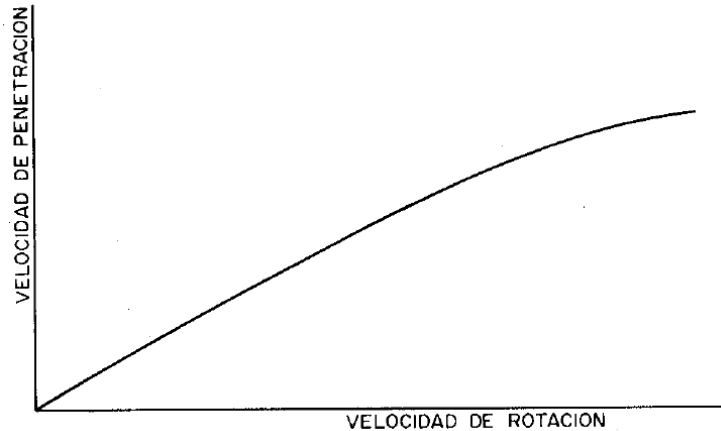
TIPO DE ROCA	RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN SIMPLE [MPa]	VELOCIDAD DE ROTACIÓN [RPM]
Muy Blandas	< 40	120 – 100
Blanda	40 - 80	100 – 80
Media	80 - 120	80 – 60
Duras	120 - 200	60 – 40
Muy duras	> 200	40 – 30

Fuente: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA. Perforación rotativa de rocas. [sitio web]. Valencia: Víctor Yepes Piqueras. [Consultado el 23 de enero 2021]. Disponible en: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2014/01/09/perforacion-rotativa-de-rocas/>

**3.3.3. Velocidad de Penetración** Es el tercer factor a tener en cuenta y depende de los anteriores y, al igual que la velocidad de rotación y la fuerza de empuje, depende del tipo de formación que se esté perforando.

Vale la pena resaltar que la velocidad de penetración debe aumentar al mismo tiempo que la velocidad de rotación en una proporción ligeramente menor que la unidad, limitándose en su tope por la velocidad a la que se pueda evacuar los detritus.

Figura 8. Efecto de la velocidad de rotación sobre la velocidad de penetración.



Fuente: INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.58 ISBN 84-505-7007-7

En 1978 R. Praillet dedujo una forma empírica de calcular la velocidad de penetración mediante la siguiente ecuación<sup>1</sup>:

$$V_P = \frac{2.18 * F_E * N_r}{0.2 * D^{0.9} * \frac{RC^2}{10000}} \quad (3)$$

Donde:

$V_P$  : Velocidad de penetración (pies/hora)

$F_E$  : Fuerza de Empuje (libras) (promedio entre  $F_{máx}$  y  $F_{mín}$ )

$N_r$  : Velocidad de rotación (RPM)

---

<sup>1</sup> INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.63 ISBN 84-505-7007-7

$RC$  : Resistencia a la compresión (libras por pulgada cuadrada)

$D$  : Diámetro del tricono (pulgadas)

De este modo:

$$V_p = \frac{2.18 * 17100 * 100}{0.2 * 8^{0.9} * \frac{7252^2}{10000}}$$

$$V_p = 545.4 \left[ \frac{ft}{h} \right] = 2.771 \left[ \frac{m}{min} \right] = 4.618 \left[ \frac{cm}{seg} \right]$$

Por lo tanto, se recomienda que la broca descienda a una velocidad promedio de 3.694 centímetros por segundo en las zonas más robustas del terreno en cuestión, permitiendo mayores velocidades en zonas que presenten menor concentración de rocas.

**3.3.4. Potencia de rotación y torque** Finalmente, se define la potencia requerida para la perforación y el torque necesario mediante la ecuación 1:

$$HP_r = K * N_r * D^{2.5} * E^{1.5} \quad (4)$$

Donde:

$HP_r$  : Potencia de rotación (HP)

$K$  : Constante de la formación (tabla 2)

$N_r$  : Velocidad de rotación (RPM)

$D$  : Diámetro del tricono (pulgadas)

$E$  : Empuje unitario (miles de libras por pulgada de diámetro)

---

<sup>1</sup> Ibid. p63.

Tabla 4. Valor de constante de formación.

TIPO DE ROCA	RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN [MPa]	CONSTANTE K
Muy Blandas	-	$14 \times 10^{-5}$
Blandas	-	$12 \times 10^{-5}$
Medio Blandas	17,5	$10 \times 10^{-5}$
Media	56	$8 \times 10^{-5}$
Duras	210	$6 \times 10^{-5}$
Muy duras	476	$4 \times 10^{-5}$

Fuente: INSTITUTO GEOLÓGICO Y MINERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003 p.60 ISBN 84-505-7007-7

De este modo se tiene:

$$HP_r = 8 * 10^{-5} * 80 * 8^{2.5} * \left(\frac{17.1}{8}\right)^{1.5}$$

$$HP_r = 3.62 [HP]$$

Una vez identificada la potencia de rotación necesaria se calcula el torque mediante la ecuación:

$$HP_r = \frac{N_r * T}{5250} \quad (5)$$

Donde:

$HP_r$  : Potencia de rotación (HP)

$T$  : Torque para broca (libras - pie)

$N_r$  : Velocidad de rotación (RPM)

Entonces:

$$3.62 = \frac{80 * T}{5250}$$

Resolviendo para  $T$ :

$$T = 237.6 \text{ [lbf} \cdot \text{ft]} = 2851 \text{ [lbf} \cdot \text{in]}$$

### 3.4. SITUACIONES DE CARGA EN OPERACIÓN DE PERFORACIÓN

Para identificar las cargas a las cuales estará sometido el swivel, el proceso de operación se dividió en tres etapas en las cuales se presentan situaciones de carga diferente. De este modo se pueden identificar las siguientes situaciones (posteriormente se evaluará la situación más crítica para más detalles del diseño):

**3.4.1. Situación 1: Etapa de perforación.** En esta situación de carga la broca, mediante el empuje y la rotación suministradas por el sistema de perforación, se encuentra descendiendo y fragmentando el mineral del suelo, lo cual produce una reacción en dirección opuesta (ascendente) sobre el swivel, la cual se recibe como carga axial sobre el eje del swivel.

Es esta situación también se transmite el torque del motor hidráulico a través de los engranajes (los cuales también producen una carga radial) y finalmente en el swivel, el cual se lo transmite a la broca a través de la tubería de perforación.

La etapa de perforación se puede realizar de dos formas diferentes, una en la que el equipo perfore utilizando la fuerza generada por su peso mismo y otra en la que se perfora aplicando carga con el pistón hidráulico para aumentar la carga aplicada sobre el terreno.

De esta forma, la situación 1, de perforación implica dos situaciones de carga:

- Cuando el canal 2 se haya enlazado al canal 3, Una carga axial descendente y una carga torsional con su respectiva carga radial transmitida por los engranajes. Por tanto, la carga axial en esta situación será equivalente al

empuje que realice el sistema hidráulico. Y el torque es el transmitido desde el motor. En esta situación la cadena se encuentra totalmente destensada.

- Cuando el canal 3 desliza respecto al canal 2, Una carga axial descendente equivalente al peso del equipo y la tubería; y la carga torsional transmitida por los engranajes. En esta situación, la tensión en la cadena varía durante el movimiento del equipo.

$$F_{axial} = F_{empuje} \quad (6)$$

$$T_s = i_e * T_{motor} \quad (7)$$

Donde:

$F_{axial}$  : Fuerza axial sobre el swivel.

$F_{empuje}$  : Fuerza de empuje del sistema.

$T_s$  : Torque sobre el Swivel.

$i_e$  : Relación de transmisión de los engranajes.

$T_{motor}$  : Torque producido por el motor hidráulico

**3.4.2. Situación 2: Etapa de ascenso.** En esta situación de carga la broca se encuentra en ascenso una vez terminada la perforación, para ello, se debe levantar toda la tubería y la broca, tomando en cuenta también todo el lodo que se encuentra dentro de la tubería, todo este material realiza carga a tensión sobre la tubería, la cual se transmite hacia el swivel como una carga descendente.

Para el cálculo de dicha carga se tiene:

$$F_{axial} = F_{ascenso} = W_L + W_T + W_B \quad (8)$$

$$W_L = \rho_L * V_L = \rho_L * (V_{in}) * g \quad (9)$$

$$W_T = w_{nom} * L_T \quad (10)$$

Donde:

$W_L$  : Peso del lodo sobre la broca.

$W_T$  : Peso de la tubería.

$W_B$  : Peso de la broca.

$\rho_L$  : Densidad del lodo

$V_L$  : Volumen de lodo (que se compone de la sumatoria del lodo interno y externo a la tubería de perforación).

$w_{nom}$  : Peso nominal de tubería (Cuadro 6).

$L_T$  : Longitud de tubería.

Cuadro 1. Características de la tubería de perforación.

**PROPIEDADES ELÁSTICAS**

Diámetro Nominal Pg	Grado	Resistencia al colapso		Presión interna máxima		Tensión		Torsión	
		Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pg <sup>2</sup>	Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pg <sup>2</sup>	Kilogramos	Libras	Kg x m	Lb x pie
2 3/8	E - 75	1097	15600	1088	15470	62695	138220	749	5416
	X - 95	1389	19760	1378	19600	79475	175080	948	6869
	G - 105	1536	21840	1523	21680	87775	193580	1048	7582
2 7/8	S - 135	1974	28080	1958	27850	112489	248790	1348	9748
	E - 75	1161	16510	1162	16530	97203	214340	1384	10011
	X - 95	1470	20910	1472	20930	123150	271500	1753	12680
	G - 105	1625	23110	1627	23140	136114	300080	1937	14015
3 1/2	S - 135	2090	29720	1917	29750	175005	385820	2491	18020
	E - 75	992	14110	970	13800	123182	271570	2222	16071
	X - 95	1257	17880	1229	17480	156031	343990	2815	20357
	G - 105	1389	19760	1358	19320	172451	380190	3111	22500
4	S - 135	1786	25400	1747	24840	221725	488820	4000	28929
	E - 75	798	11350	761	10830	129709	285360	3215	23250
	X - 95	1011	14380	965	13720	164300	361460	4073	29450
	G - 105	1118	15900	1066	15160	136136	299500	4502	32550
4 1/2	S - 135	1418	20170	1371	19490	233477	513650	5786	41840
	E - 75	731	10390	691	9380	149939	330560	3690	26689
	X - 95	896	12750	875	12450	189919	418700	4674	33809
	G - 105	972	13820	967	13760	209913	462780	5166	37364
5	S - 135	1181	16800	1244	17690	269887	595000	6642	48040
	E - 75	703	10000	688	9500	179441	395600	4931	35664
	X - 95	844	12100	846	12040	227040	501090	6246	45174
	G - 105	913	12990	935	13300	251213	553830	6903	49929
S - 135	1104	15700	1202	17100	322989	712070	8876	64195	

**PROPIEDADES GEOMÉTRICAS**

Diámetro Nominal Pg	Peso nominal		Espesor de pared Pg	Diámetro interior Pg	Capacidad Lt/m	Desplazamiento		Elongación en cm/1000 m Tensión 10 ton
	Lb/pie	Kg/m				Metal Lt/m	Total Lt/m	
2 3/8	6.65	9.90	0.280	1.815	1.67	1.26	2.93	37.5
2 7/8	10.4	15.4	0.362	2.151	2.34	1.95	4.10	24
3 1/2	13.3	19.8	0.368	2.764	3.87	2.50	6.37	19
4	14.0	20.8	0.330	3.340	5.65	2.65	8.30	17
4 1/2	16.6	24.7	0.337	3.826	7.42	3.11	10.52	15
5	19.5	29.0	0.362	4.276	9.26	3.67	12.93	13

Fuente: Extracción de ROMAN RIQUELME, Juan Roberto. Tabla de características físicas de la tubería de perforación. [documento en línea]. Consultado el 24 de enero 2021. Disponible en la red: [https://es.scribd.com/document/367965844/Tabla-de-  
Caracteristicas-de-la-Tuberia-de-Perforacion-doc](https://es.scribd.com/document/367965844/Tabla-de-Caracteristicas-de-la-Tuberia-de-Perforacion-doc)

**3.4.3. Situación 3: Etapa de descanso.** Es la situación de carga más ligera sobre el swivel, en esta situación el swivel se encuentra estacionario si moverse, equilibrado hacia abajo con la tubería apoyada en el fondo de la excavación, o soportando únicamente el peso del material de la tubería y con el motor hidráulico estático sin carga.

### **3.5. REQUERIMIENTOS Y ACCERSORIOS PARA EL SISTEMA HIDRÁULICO**

Para el diseño del sistema hidráulico se especifican los siguientes requerimientos:

- a) Movimiento vertical del sistema de perforación según cargas y velocidades necesarias.
- b) Rotación y torque necesario en el tricono para la fragmentación del mineral.

Como es de esperarse, para cumplir estos requerimientos se plantean dos actuadores hidráulicos, un cilindro hidráulico para realizar el movimiento vertical y un motor hidráulico para el movimiento rotacional de la broca.

En este caso, como el motor no tendría contracarga, es decir que una vez que deje de rotar no estará sometido a algún tipo de torque externo que deba sostener, por lo que no es crítico implementar válvulas de alivio y direccionales que eviten cavitación y sobrepresión en la entrada y salida del motor. De este modo, el motor se conecta directamente a los puertos del mando hidráulico.

En el caso del pistón hidráulico se requiere que el descenso del pistón se realice de manera cautelosa de tal forma que se realice la perforación a la velocidad indicada por la literatura, para ello se implementa una válvula reguladora de caudal en la línea del pistón. Así mismo, como se requiere que el caudal que llega al motor hidráulico sea el total del caudal que ofrece la bomba, se implementa un sistema de sangrado a la entrada de la válvula reguladora de caudal que permita desviar a tanque el exceso de caudal una vez que ya haya pasado por el motor hidráulico.

Para el control de los actuadores se implementa un mando hidráulico que integra la válvula de alivio necesaria para el taraje máximo de la presión de bomba.

Una vez finalizados el flujo por los actuadores, el aceite pasa a la etapa de filtrado y enfriamiento, debido a que el equipo se diseña para operar en tiempos de operación prolongados de hasta 8 horas seguidas, por lo que resulta importante controlar la temperatura del aceite hidráulico.

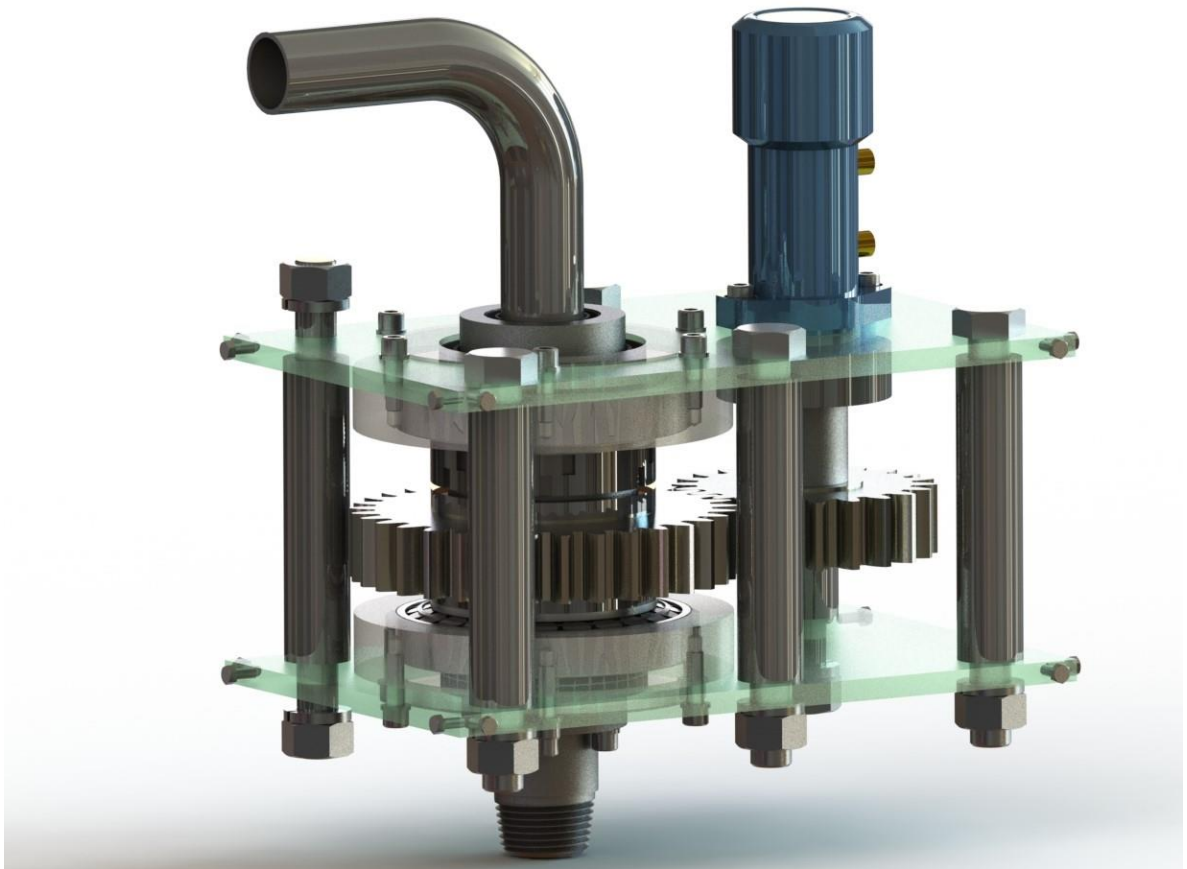
### **3.6. SWIVEL DE PERFORACIÓN Y SUS PARTES AUXILIARES**

El swivel de perforación es un dispositivo mecánico que permite la inyección de fluido de perforación en la tubería hasta la broca con el fin de barrer el detritus; Al mismo tiempo transmite el movimiento rotacional del motor hidráulico hacia la broca a través de la tubería.

De este modo el sistema debe evitar fugas del agua de para la perforación al mismo tiempo que le ofrezca la menor resistencia posible al torque transmitido por los engranajes.

La figura 9 ilustra una vista isométrica del swivel de perforación, donde se intenta ilustrar la manera que se transmite la potencia del motor hidráulico a la tubería a través de engranes rectos; la camisa de los rodamientos y los tornillos principales que le otorgan la rigidez a la caja.

Figura 9. Vista Isométrica swivel de perforación.



Fuente: Elaboración propia.

**3.6.1. Transmisión y apoyos.** Considerando que las velocidades de rotación son bajas, se hace factible utilizar transmisión por engranajes rectos, ya que el ruido que producen no es tan intenso a bajas velocidades de rotación.

Como se requiere de aplicación de alta carga axial en el eje del swivel, lo recomendable es la implementación de rodamientos de rodillos cónicos. La posición de estos rodamientos está definida para que el rodamiento inferior soporte la carga generada por el peso del lodo y tubería mencionados en la situación de carga 2, este rodamiento se apoya en su parte superior por un buje separador en eje y en la

parte inferior con la camisa para rodamiento inferior que se une a la caja del por tornillos. Por otra parte, el rodamiento superior soportaría la carga axial producida por la reacción del suelo al empuje generado por el sistema (situación de carga 1), dicho rodamiento se apoya en la parte inferior al hombro del eje, donde se le aplicará el par de apriete con las tuercas de apriete y en su parte superior se apoyará en la cuna para rodamiento.

El motor hidráulico cuenta con rodamientos de bolas radiales, ya que este se encuentra sometido únicamente a la carga axial presente por la transmisión del engranaje.

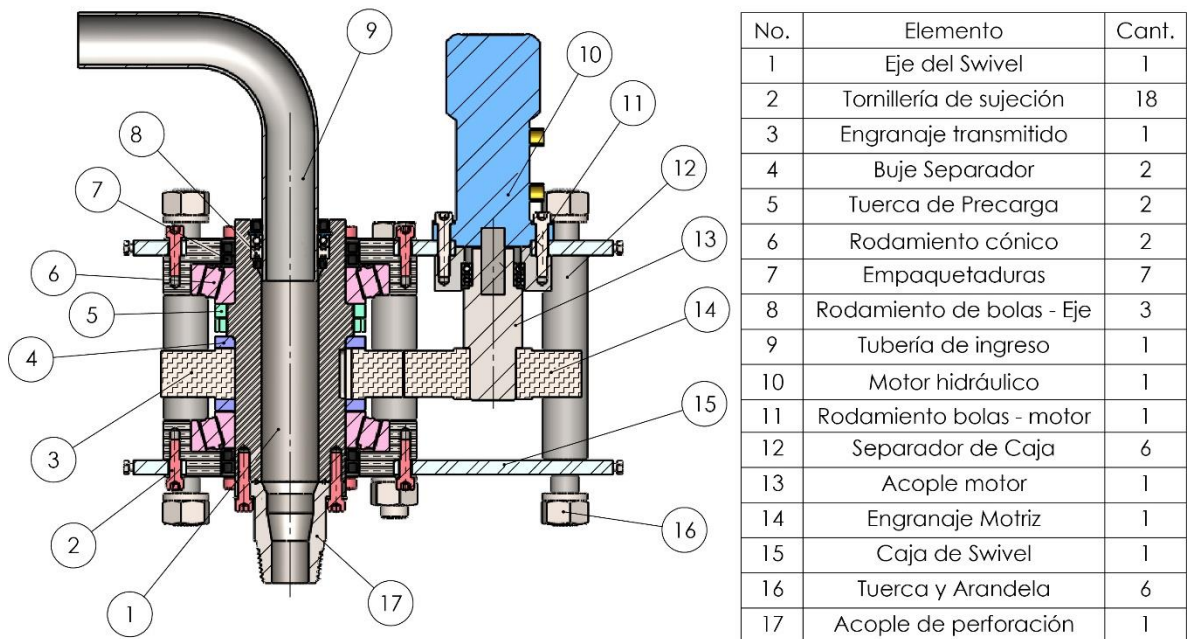
**3.6.2. Bastidor y soporte.** El cuerpo principal se compone de un par de láminas que se aprietan entre sí con seis tornillos principales y bujes de apoyo para formar una caja con la rigidez requerida para la operación, con perforaciones machueladas para roscar los tornillos con los que se unen las cunas de los rodamientos cónicos y del motor hidráulico.

En la caja se dispone la transmisión de potencia apoyado por bujes separadores y rodamientos de rodillos cónicos en sus respectivas camisas que transfieren la carga hasta los tornillos principales. El eje del motor hidráulico se conecta a un pequeño extensor con el fin de apoyar correctamente el rodamiento contra la base de la caja.

Finalmente se colocan retenedores para evitar tanto el ingreso de suciedades a la camisa de los rodamientos como para evitar las fugas de agua que ingresa al swivel y fluya hacia la tubería.

**3.6.3. Vista de sección del swivel de perforación.** La figura 10 ilustra el resumen del diseño conceptual del swivel, a través de una vista de sección se ilustra los elementos que conforman el swivel de los cuales se hablará más a específicamente en el capítulo de diseño al detalle.

Figura 10. Vista se sección del Swivel.



Fuente: Elaboración propia.

El agua ingresa al swivel por la parte superior de la caja a través de la tubería de ingreso y fluye directamente por el eje hasta la tubería.

La caja o bastidor está soportada en su parte posterior con dos canales en C de 6 pulgadas según la norma ASTM, los cuales hacen parte del canal 2 de la estructura móvil a la cual se sujeta mediante gruesas platinas en cuatro puntos mediante dos

de los seis tornillos principales con los que cuenta la tornillería de sujeción de la caja.

### **3.7. ESTRUCTURA MÓVIL**

Para el movimiento vertical de la broca se plantea un diseño de movimiento relativo entre los canales que componen la estructura móvil, de modo que hay tres canales en la estructura móvil:

**3.7.1. Canal 1: Apoyo en estructura fija** Es el canal más externo y es el encargado de guiar al canal dos en su movimiento vertical. Es el canal que se encuentra anclado a la estructura fija por medio de soldadura.

También, el canal 1 se encarga de:

- Soportar la estructura móvil durante la operación del equipo.
- Dar apoyo para accesorios del sistema hidráulico como lo son el tanque de aceite, mando hidráulico, filtro de aceite y enfriador de aceite.
- Servir de punto de anclaje para la conexión de la cadena que sostiene el swivel de perforación.

**3.7.2. Canal 2: Apoyo del pistón y control de movimiento.** Es el canal intermedio, que desliza en el canal 1 y se encuentra entre el canal 1 y el canal 3. Es el canal que se conecta directamente con pistón hidráulico, por lo que es el encargado de conducir el movimiento vertical de la estructura móvil. También es donde se sujeta las catarinas donde se mueve el par de cadenas que sujeta al swivel de perforación.

Entonces la función del canal 2 es:

- Conducir el movimiento generado por el pistón hidráulico hacia el swivel de perforación, en las dos situaciones de perforación.
- Sujetar la Catarina encargada de permitir el movimiento de la cadena que sujeta al swivel de perforación.

**3.7.3. Canal 3: Soporte para el Swivel de perforación.** Es el canal interno que consiste principalmente en un par de láminas soldadas a los canales en C, los cuales cuentan con elementos de rodadura para deslizar dentro del canal 2. Se sujeta al swivel por medio de dos apoyos para realizar una sujeción en cuatro puntos con tornillería.

Cuenta con dos métodos de movimiento dependiendo de si se desea aplicar alta carga sobre el terreno (Situación de carga 1). Se puede enlazar con el canal 2 para poder transmitir la carga del pistón directamente sobre la broca, de este modo, se desliza con el canal 2 sin deslizar.

La función del canal 3 es:

- Sujetar el swivel de perforación uniéndolo a la estructura móvil.
- Deslizar en el canal 2 para agilizar la perforación si el terreno lo permite.

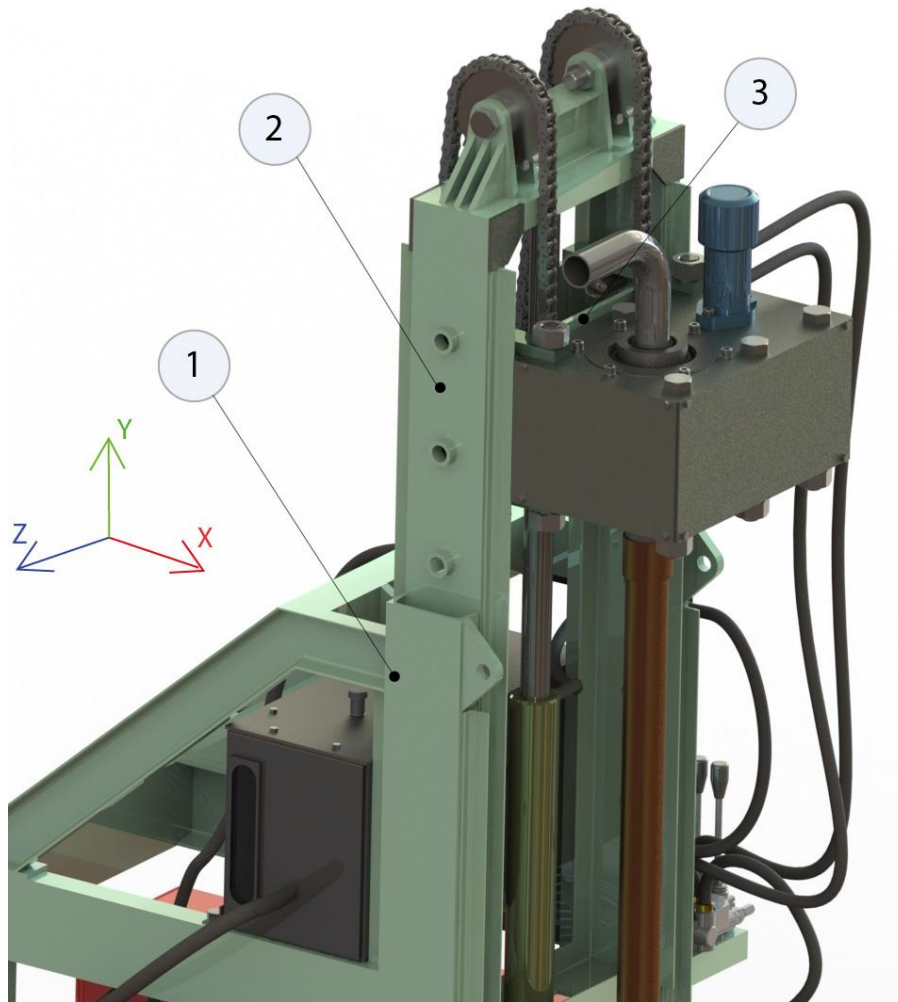
La figura 11 ilustra las partes de la estructura móvil, información complementada en el cuadro 2.

Cuadro 2. Partes de la estructura móvil.

No. Pieza	Descripción
1	Canal 1: Apoyo en estructura fija
2	Canal 2: Apoyo del pistón y control de movimiento
3	Canal 3: Soporte para swivel de perforación

Fuente: Elaboración propia.

Figura 11. Partes de la estructura móvil.

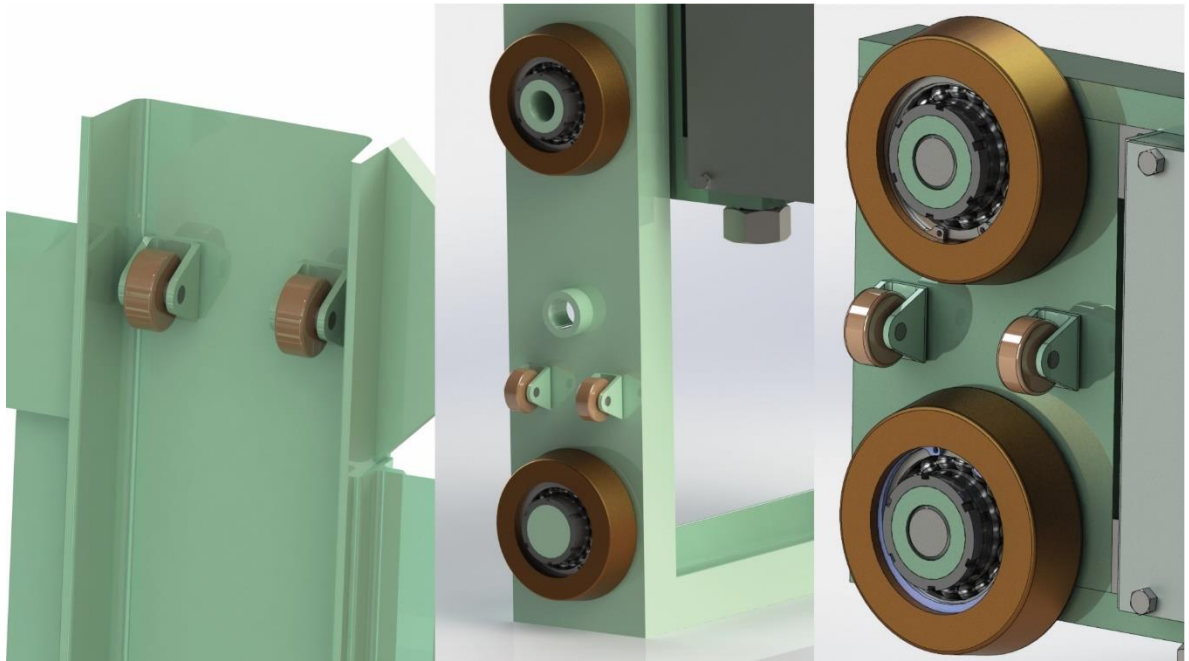


Fuente: Elaboración propia.

**3.7.4. Rodadura.** El movimiento de deslizamiento entre canales implica conexiones que permitan que los canales encajen y se muevan uno dentro del otro, pero a su vez, se requiere contactos que ofrezcan la estabilidad y rigidez necesaria entre los canales.

Para tener en cuenta, la carga axial, que es la carga principal soportada por el equipo y se transmite desde el suelo hacia el equipo, produce un momento en el eje Z (ver figura 11), para lo cual se requiere de dos fuerzas que realicen el par equivalente como soporte y equilibrar dicho momento. Así, este momento está presente tanto en la perforación como en la elevación ya que se debe a la carga axial a la tubería.

Figura 12. Rodaduras entre canales.



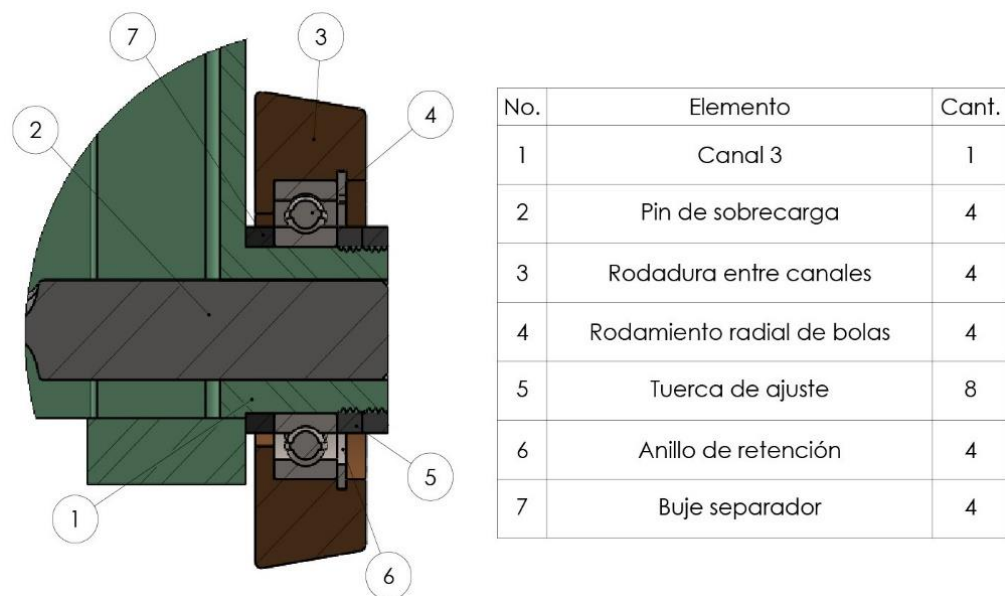
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 12 se representa los elementos de rodadura entre los canales con dos tipos de elementos principales; un rodamiento radial de bolas y un pin de rodadura en seco. El rodamiento radial de bolas ejerce una carga resistiva en el eje X cuando se está en elevación o perforación rápida (cuando el canal 3 desliza dentro del canal

2) y las ruedas más pequeñas ejercen carga en dirección Z para alinear la estructura.

En la imagen de la derecha se observa la distribución de rodadura presente en el canal 3 para su desplazamiento respecto al canal 2. En la imagen del centro se observa la rodadura del canal 2 para deslizar dentro del canal 1, mientras que la imagen de la izquierda muestra el apoyo auxiliar para el canal 2 dentro del canal 1.

Figura 13. Montaje rodamiento radial de bolas en la rodadura del canal 3.



Fuente: Elaboración propia.

El rodamiento radial bolas se sujeta al canal 3 mediante un montaje simple de bujes separadores con una tuerca de ajuste (otra opción aplicable es el uso de una tuerca de seguridad) y un anillo de retención que sujeta la rueda como se ilustra en la figura 13. Por otra parte, la rodadura en seco cuenta con una rueda que gira respecto a un pin o tornillo montado en una placa doblada y soldada al canal.

### **3.8. ESTRUCTURA FIJA**

La estructura fija tiene como principal función soportar el peso de todos los accesorios y maquinarias utilizadas en el equipo de perforación, así

Está conformada por un rectángulo principal que se divide en tres sub rectángulos. A este rectángulo principal se le une un pequeño trapecio con una saliente en tubería para anclaje a una camioneta o camión. Toda esta estructura mencionada se fabrica en canales estructurales tipo C como se ilustra en la figura 14

El cuadro base también es la conexión del equipo con la tierra y en anclaje a la misma, para ello se implementa un sistema sencillo compuesto por cuatro tuercas soldadas a los laterales de la estructura, estas tuercas sujetan varillas roscadas las cuales funcionan como niveladores que tienen como objetivo ofrecerle estabilidad al equipo en terrenos con relieve variado.

En el cuadro base se cuenta con el espacio para erguir cuatro apoyos con canales en C que se utilizarán para darle paso al movimiento de la estructura móvil, al mismo tiempo que se le otorga rigidez a la estructura para soportar las cargas a las cuales se somete durante la operación. Entre estos canales se ubicará el tanque de aceite hidráulico que se diseñó en acero la intención de funcionar como parte de la estructura.

Figura 14. Representación de la estructura fija.

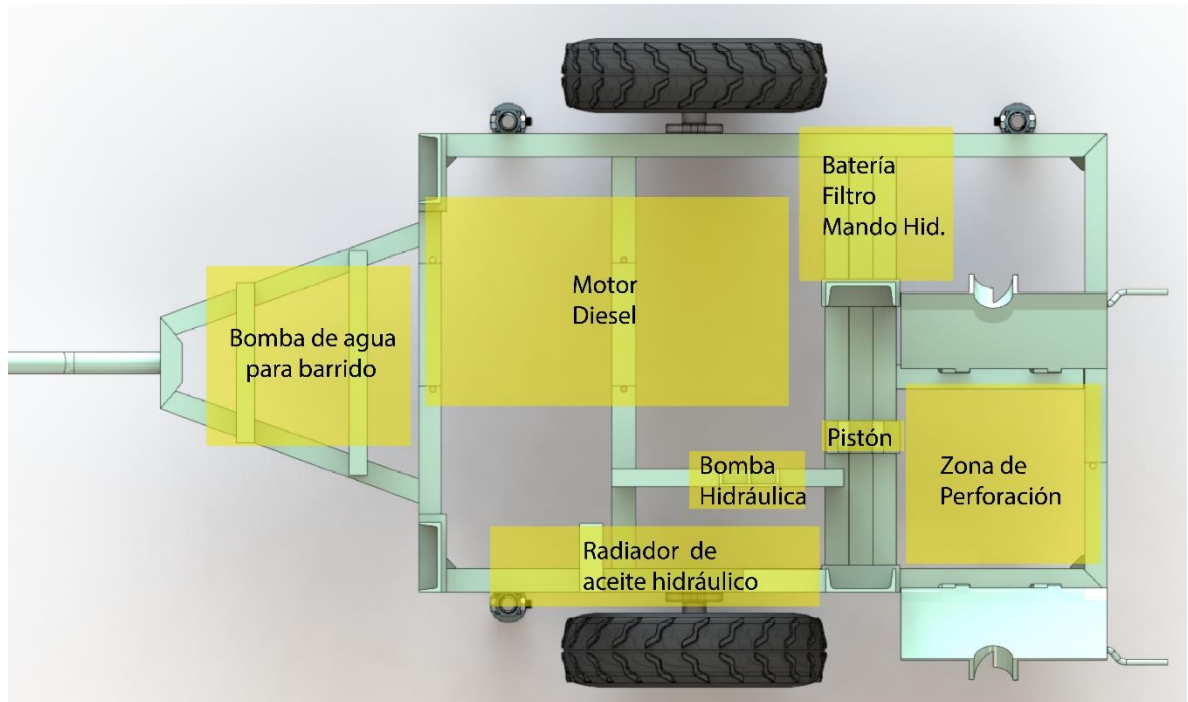


Fuente: Elaboración Propia.

La división en rectángulos más pequeños se hace con el fin de permitir puntos de apoyo para los accesorios que conforman los diferentes sistemas, como por ejemplo el motor Diesel o la bomba hidráulica. Hay otros accesorios del sistema hidráulico que montan directamente en la estructura fija.

El lugar de apoyo de los accesorios se identifica de manera más clara en la figura 15.

Figura 15. Distribución de anclajes de accesorios a la estructura.



Fuente: Elaboración propia.

Las ruedas que utilizarán son ruedas implementadas comúnmente en carros de carga o carretas, coloquialmente llamadas “zorras”, son sencillas de conseguir y ya traen un acople en forma de brida el cual se puede ajustar fácilmente a la estructura. Este acople ya cuenta con rodamientos y articulación sencilla y permiten transportar hasta dos toneladas de carga en condiciones normales de trabajo, Es por esto por lo que resultan una opción viable para implementar en el equipo. Véase fotografía 1.

En la zona de perforación es donde se ubica la tubería de perforación para su operación. La zona del pistón es donde se ubica el pistón hidráulico para el movimiento del equipo. Nótese que en la zona del pistón se dispone tres canales en

C debido a que es la zona de mayor concentración de carga que produce un momento flector importante, por lo que se busca maximizar el momento de inercia en esa zona.

Fotografía 1. Rin de rueda para carreta, alternativa práctica para el equipo.



Fuente: Elaboración propia.

## 4. DISEÑO AL DETALLE

En este capítulo se realizará el análisis de la información pertinente y los cálculos requeridos para llevar a cabo los requerimientos enunciados en el capítulo anterior. De esta manera, se realizará el cálculo y selección de los equipos y sistemas mecánicos necesarios para el funcionamiento del equipo, como el sistema de potencia fluida y suministro de potencia mecánica por parte del motor Diesel. También se realizará el cálculo de los parámetros de operación para la correcta excavación en su perforación y circulación del detritus hacia la superficie, también se evaluará el cálculo de los elementos de máquina requeridos en el swivel de perforación, rotación y translación de este. Finalmente, se analiza la estructura del taladro para garantizar el correcto funcionamiento en los parámetros establecidos.

### 4.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para el desarrollo del cálculo y selección de los componentes para el sistema de potencia hidráulica se utilizarán los parámetros enunciados en el capítulo 3.3, estos requerimientos se resumen en la tabla 5.

Tabla 5. Parámetros de operación del equipo de perforación.

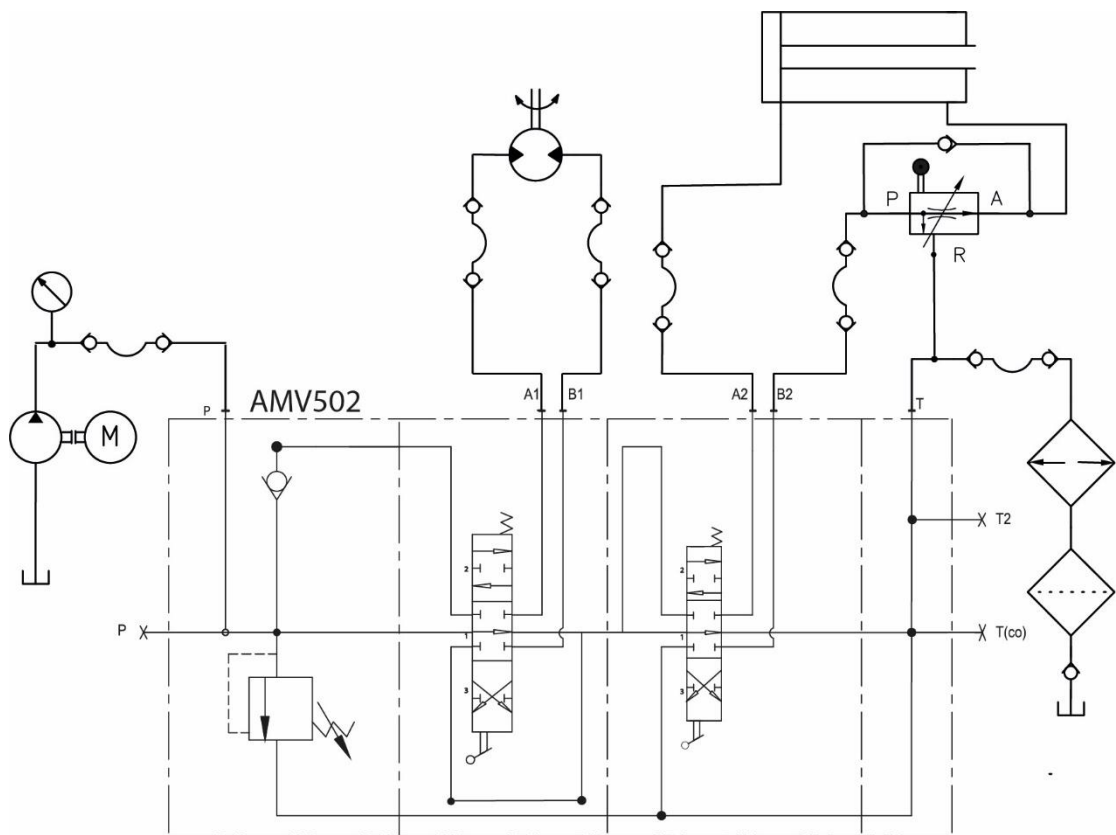
Notación	Descripción	Valor	Unidades
$F_{perf}$	Empuje mínimo sobre la roca	50000	<i>N</i>
$F_{elev}$	Fuerza de elevación	44000	<i>N</i>
$\omega_B$	Velocidad de rotación (broca)	80	<i>RPM</i>
$V_p$	Velocidad de penetración	4.6	<i>cm/s</i>
$T$	Torque sobre la roca	2851	<i>lbf * in</i>

Fuente: Compendio requerimientos capítulo 3.3. Elaboración propia.

Dada las necesidades del sistema para realizar trabajo por dos actuadores hidráulicos se plantea el circuito hidráulico ilustrado en la figura 16, enfocado a trabajar con el menor nivel de presión posible exigido a la bomba con el fin de ahorrar energía en potencia mecánica exigida por la bomba, la selección de los accesorios se realiza en la posibilidad de disponibilidad de los proveedores contactados.

La descripción de los accesorios se realiza a continuación.

Figura 16. Circuito hidráulico del sistema de potencia.



Fuente: Elaboración propia.

**4.1.1. Selección de actuadores.** A continuación, se enuncian los dimensionamientos iniciales que se plantean conceptualmente para el funcionamiento del equipo:

- El pistón hidráulico tendrá una longitud de 1.45 metros en su posición completamente comprimido y contará con una carrera de 95 centímetros.
- El swivel de perforación contará con un sistema de transmisión de potencia de engranajes rectos cuya relación de transmisión es de 1.5.
- La bomba hidráulica alimentará el sistema con 8 galones de aceite por minuto.

**4.1.1.1. Motor Hidráulico.** Para la selección del motor se requiere inicialmente que ofrezca la velocidad de rotación necesaria con el caudal estipulado.

Dado que se conoce la relación de transmisión de los engranajes rectos, la velocidad a la que la broca debe rotar y el torque que debe imprimir, el cálculo de los parámetros mecánicos para el motor es de:

$$\omega_M = \omega_B * i_e \quad ( 11 )$$

$$T_M = \frac{T}{i_e} \quad ( 12 )$$

Donde:

$\omega_M$  : Velocidad de rotación del motor hidráulico.

$i_e$  : Relación de transmisión de los engranajes.

$T_M$  : Torque del motor hidráulico.

Entonces:

$$\omega_M = 80 * 1.5 = 120 [RPM]$$

$$T_M = \frac{2851}{1.5} = 1901 \text{ [} lbf * in \text{]}$$

Una vez definida la velocidad de rotación del motor se procede a estimar su tamaño a partir del caudal de la bomba mediante la ecuación 13:

$$Q_{bomba} = Q_{nm} = C_m * \omega_M \quad (13)$$

Donde:

$Q_{nm}$  : Caudal nominal del motor hidráulico.

$C_m$  : Tamaño del motor.

Así:

$$Q_{nm} = 8[gpm] = 1848 \left[ \frac{in^3}{min} \right] = C_m * 120 [RPM]$$

$$C_m = 15.4 \left[ \frac{in^3}{rev} \right]$$

De modo que el motor hidráulico debe tener un tamaño de alrededor de 15.4 pulgadas cúbicas por revolución para rotar a esa velocidad, con esta información se consulta el catálogo de EATON, en el cual se encuentra (como ilustra la figura 17) que la serie 2000 sí puede ofrecer estas características en valores bastante cercanos, trabajando con velocidades de rotación alrededor de las 120 revoluciones por minuto para un caudal de 8 galones por minuto.

Figura 17. Catálogo EATON para motor 14.9 in<sup>3</sup>/rev serie 2000.

		245cm <sup>3</sup> /r [14.9 in <sup>3</sup> /r]															
		ΔPressure Bar [PSI]															
		[250]	[500]	[750]	[1000]	[1250]	[1500]	[1750]	[2000]	[2250]	[2500]	[2750]	[3000]	[3250]	[3500]	[3750]	
		15	35	50	70	85	105	120	140	155	170	190	205	225	240	260	
[.5]	[410]	[850]															
1,9	45	95															
	4	2															
[1]	[450]	[930]	[1420]	[1850]	[2320]	[2780]	[3250]	[3650]	[4100]	[4540]	[4980]	[5430]	[5870]	[6310]			
3,8	50	105	160	210	260	315	365	410	465	515	560	615	665	715			
	14	13	12	11	10	9	8	6	5	4	4	3	2	1			
[2]	[460]	[960]	[1460]	[1900]	[2400]	[2860]	[3340]	[3780]	[4320]	[4770]	[5210]	[5660]	[6110]	[6570]	[6950]		
7,5	50	110	165	215	270	325	375	425	490	540	590	640	690	740	785		
	29	28	27	26	25	23	22	20	19	18	17	15	14	12	10		
[4]	[470]	[1000]	[1540]	[1980]	[2510]	[3010]	[3480]	[3980]	[4450]	[4910]	[5380]	[5850]	[6320]	[6780]	[7250]		
15	55	115	175	225	285	340	395	450	505	555	610	660	715	765	820		
	60	59	58	56	54	53	51	49	48	47	47	46	45	44	42		
[6]	[460]	[1020]	[1550]	[2040]	[2580]	[3110]	[3590]	[4120]	[4580]	[5050]	[5520]	[5980]	[6440]	[6910]			
23	50	115	175	230	290	350	405	465	515	570	625	675	730	780			
	91	90	89	87	84	83	81	78	76	73	71	69	67	65			
[8]	[460]	[1010]	[1560]	[2080]	[2630]	[3170]	[3670]	[4210]	[4680]	[5160]	[5630]	[6110]	[6590]				
30	50	115	175	235	295	360	415	475	530	585	635	690	745				
	122	121	120	118	115	113	111	108	106	104	102	101	99				
[10]	[440]	[1000]	[1550]	[2110]	[2650]	[3200]	[3730]	[4250]	[4730]	[5210]	[5720]	[6230]					
38	50	115	175	240	300	360	420	480	535	560	645	705					
	153	152	150	148	146	144	142	139	137	135	133	103					
[12]	[410]	[960]	[1530]	[2100]	[2640]	[3190]	[3760]	[4260]	[4740]	[5220]	[5730]						
45	45	110	175	235	300	360	425	480	535	600	645						
	184	183	182	180	177	175	173	170	168	165	162						
[14]	[380]	[910]	[1500]	[2080]	[2600]	[3160]	[3760]	[4230]	[4710]	[5190]							
53	40	105	170	235	295	355	425	480	530	585							
	215	214	213	211	209	207	204	201	198	195							
[16]	[340]	[860]	[1460]	[2040]	[2570]	[3120]	[3740]	[4180]	[4660]	[5140]							
61	40	95	165	230	290	355	425	470	525	580							
	246	245	244	242	240	238	235	232	227	223							
[18]	[290]	[810]	[1420]	[2000]	[2520]	[3060]	[3700]	[4130]	[4610]	[5090]							
68	30	90	160	225	285	345	420	465	520	575							
	277	276	275	273	271	269	266	263	258	253							
[20]	[250]	[800]	[1350]	[1910]	[2460]	[3010]	[3630]	[4110]	[4610]								
76	30	90	155	215	280	340	410	465	520								
	308	306	304	302	300	298	295	291	288								
[22]	[200]	[710]	[1300]	[1870]	[2390]	[2940]	[3560]	[4010]	[4510]								
83	25	80	145	210	270	330	400	455	510								
	339	337	337	334	332	330	327	323	318								
[24]	[150]	[670]	[1240]	[1790]	[2330]	[2880]	[3460]	[3960]	[4460]								
91	15	75	140	200	265	325	390	445	505								
	370	369	367	364	362	360	357	353	344								
[25]	[120]	[660]	[1210]	[1750]	[2300]	[2860]	[3410]	[3950]	[4470]								
95	15	75	135	200	260	325	385	445	505								
	385	384	382	379	377	375	372	367	363								
[30]		[520]	[1080]	[1620]	[2180]	[2720]	[3260]	[3790]									
114		60	120	185	245	305	370	430									
		462	460	458	456	453	450	447									

Fuente: EATON. Catálogo de motores hidráulicos de baja velocidad y alto torque. p.124(C-1-7) [Consultado 13 de junio 2022] disponible en la red: [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll\\_1323.pdf](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1323.pdf)

También se observa que con el caudal de 8 gpm y un diferencial de presión de 1000 libras por pulgada cuadrada se obtiene un torque de 2080 libras por pulgada, valor apropiado para el requerimiento del equipo.

Selección: Motor EATON Serie 2000  $C_m = 14.9$  pulgadas cúbicas por revolución.

**4.1.1.2. Pistón hidráulico.** Para la selección del pistón hidráulico se tendrán en cuenta las dos condiciones de carga principales enunciadas en el capítulo 3.4, de las cuales se puede extraer:

- La situación de carga 1 (la carga de empuje que el sistema debe ejercer contra el suelo) se cumplirá a partir del peso que se obtiene al combinar el peso del canal 1, el sistema completo del swivel de perforación y el peso de la tubería (también se podría agregar una fracción del peso del lodo sobre la broca, pero este no se transmite completamente hacia el suelo). Para la aplicación de carga extra sobre la sarta de perforación por parte del sistema hidráulico se cuenta con un método de anclaje, el cual permitiría la implementación del pistón en el avance.
- La situación de carga 2 (la elevación de toda la tubería con el lodo adentro) se debe realizar completamente por el pistón hidráulico, y esta situación de carga se ve intensificada (en factor de 2) para el pistón debido a la disposición mecánica con cadena del canal 1 respecto al canal 2 (véase figura 13).

Inicialmente se selecciona el tamaño de tubería tomando en cuenta el torque y la carga axial que debe soportar la tubería. Según el cuadro 5 la tubería de 2 3/8" nominal en grado 75 se encuentra bastante por encima de las exigencias de resistencia para estos casos, por lo que es la seleccionada para el equipo.

De modo que el peso de la tubería  $W_T$  se calcula con la ecuación 10:

$$W_T = w_{nom} * L_T = 6.65 \left[ \frac{lb_f}{ft} \right] * 328.1 [ft]$$

$$W_T = 2182 [lb_f] = 9706 [N]$$

Cálculo hecho para 100 metros de profundidad (328 pies).

Según SEG wiki<sup>1</sup>, usualmente se utiliza lodo cuya densidad es de 9 lbm/gal, que equivale a 1078 kg/m<sup>3</sup>, con este valor se calculará el peso del lodo  $W_L$  que también ofrece resistencia sobre la broca al ascender según la ecuación 9.

$$W_L = \rho_L * V_L = \rho_L * (V_{in}) * g$$

Donde:

$$V_{in} = A_{in} * h = \pi * \frac{D_{in}^2}{4} * h$$

Según el cuadro 5:  $D_{in} = 1.815 [in] = 0.046101 [m]$ ,  $D_{ext} = 2.375[in] = 0.060325 [m]$ . Así:

$$V_{in} = \frac{\pi}{4} * (0.046101)^2 * 100 = 0.1669 [m^3]$$

$$W_L = 1078 * (0.1669) * 9.81 = 1765 [N]$$

Luego, según la ecuación 8 (se desprecia  $W_B$  por ser pequeño en comparación):

$$F_{axial} = F_{ascenso} = W_L + W_T$$

$$F_{ascenso} = 1765 + 9706 = 11471 [N]$$

Para definir el diámetro del vástago del pistón se realiza un análisis de pandeo para la mayor situación de carga a compresión.

En la situación de carga 1, mediante el sistema de anclaje, se aplicará carga  $F_{perf}$  sobre el pistón equivalente al 80% de la carga para fracturar la roca presente en el lugar, de modo que:

$$F_{perf} = 11000 [lbf] * 0.8 = 8800 [lbf] = 40000 [N]$$

---

<sup>1</sup> THE SEG WIKI [sitio web] Peso de lodo [Consulta: 28 de enero 2021] Disponible en: [https://wiki.seg.org/wiki/Dictionary:Mud\\_weight/es#:~:text=La%20densidad%20de%20un%20fluido,de%20la%20densidad%20del%20fluido.](https://wiki.seg.org/wiki/Dictionary:Mud_weight/es#:~:text=La%20densidad%20de%20un%20fluido,de%20la%20densidad%20del%20fluido.)

Para efectos de seguridad se tomará que el pistón pueda levantar hasta dos veces el peso de la tubería y el líquido, ya que no se está considerando pesos adicionales que puedan estar sujetos a la acción del pistón., entonces  $F_{ascenso} = 22000 [N]$

Según Mott<sup>1</sup> la carga crítica en una columna se calcula con la fórmula de Euler alternativa:

$$P_{cr} = \frac{\pi EI}{(KL)^2} \quad (14)$$

Donde:

$P_{cr}$  : Carga crítica para pandeo de la columna

$E$  : Módulo de elasticidad de acero ( $205 \text{ GPa} = 2.973 * 10^7 \text{ Psi}$ )

$I$  : Momento de inercia de la sección transversal

$K$  : Constante de apoyo. (figura 18).

$L$  : Longitud del vástago.

Como se mencionó anteriormente se toma  $P_{cr} = 2 * F_{ascenso}$ . Se toma  $K = 1$  debido a que el apoyo del pistón es por pasadores, entonces:

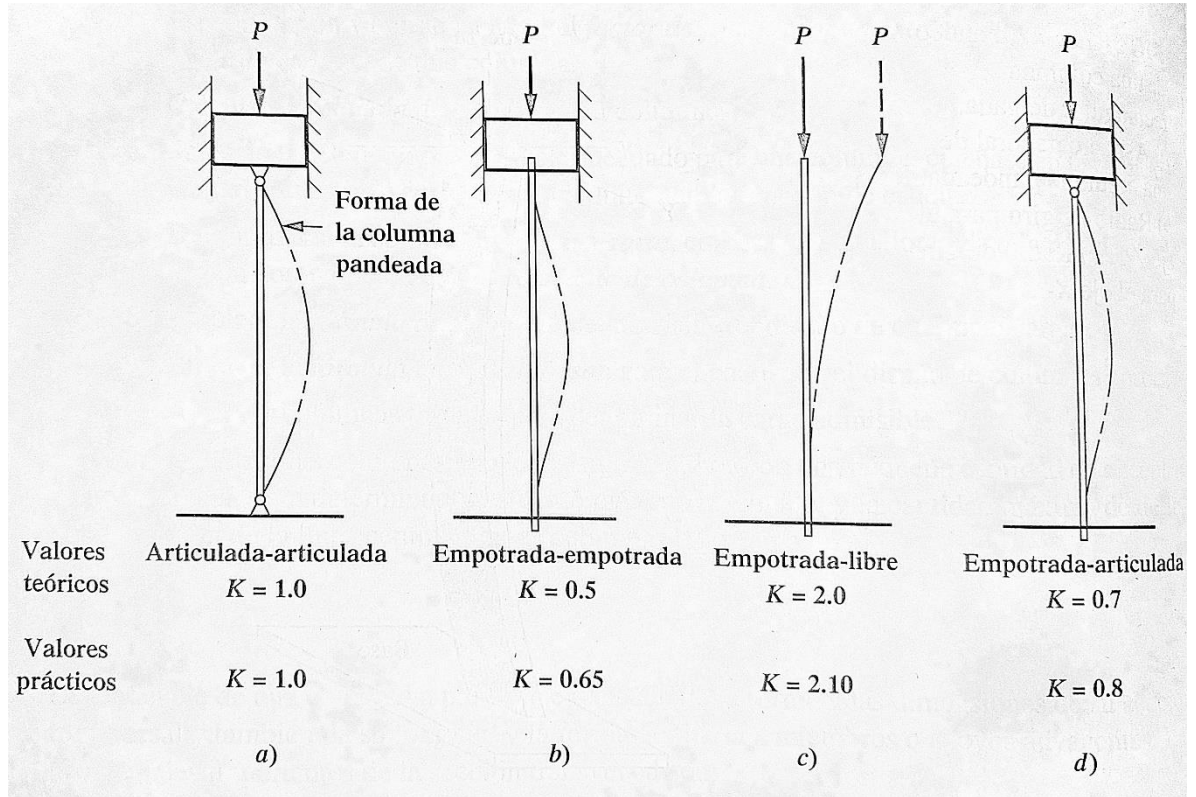
$$P_{cr} = 2 * 4946 [lbf] = \frac{\pi * 2.973 * 10^7 [psi] * \left(\frac{\pi * R_v^4}{4}\right)}{(1 * 39.37 [in])^2}$$

Resolviendo para  $R_v = 0.6761 [in]$

---

<sup>1</sup> MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquina. 4ta Ed. México: Pearson Education, 2006 p.235 ISBN 970-26-0812-0.

Figura 18. Valores de K para obtener la longitud efectiva  $L_e = KL$  según el apoyo de los extremos.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquina. 4ta Ed. México: Pearson Education, 2006 p.235 ISBN 970-26-0812-0.

Entonces el diámetro mínimo que debe tener el vástago es de  $D_v = 1.352 [in]$ , por fines conservadores se utilizará un vástago de 2 pulgadas, lo cual ofrece un factor de seguridad para el pandeo de 4.785. Se podría implementar un diámetro más pequeño, pero esto reduciría el valor de la relación de áreas  $\beta$  en el pistón, lo cuál reduciría el potencial de elevación.

Se define la relación de áreas del pistón de al menos  $\beta = 1.61$ , con lo cual el diámetro del pistón debe cumplir:

$$\beta = \frac{A_{pistón}}{A_{anular}} = \frac{D_p^2}{(D_p^2 - D_v^2)} \quad (15)$$

De esta forma:

$$1.61 = \frac{D_p^2}{D_p^2 - 2^2}$$

Resolviendo para:  $D_p = 3.25$  [in]

A continuación, se presenta el resumen de la selección del pistón hidráulico en la representación de la tabla 6.

Tabla 6. Especificaciones del pistón hidráulico.

<b>Notación</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
$L_{mín}$	Longitud comprimida del pistón	1,45	<i>m</i>
$C_p$	Carrera	0,95	<i>m</i>
$D_v$	Diámetro de vástago	2	<i>in</i>
$\beta$	Relación de áreas	1,61	-

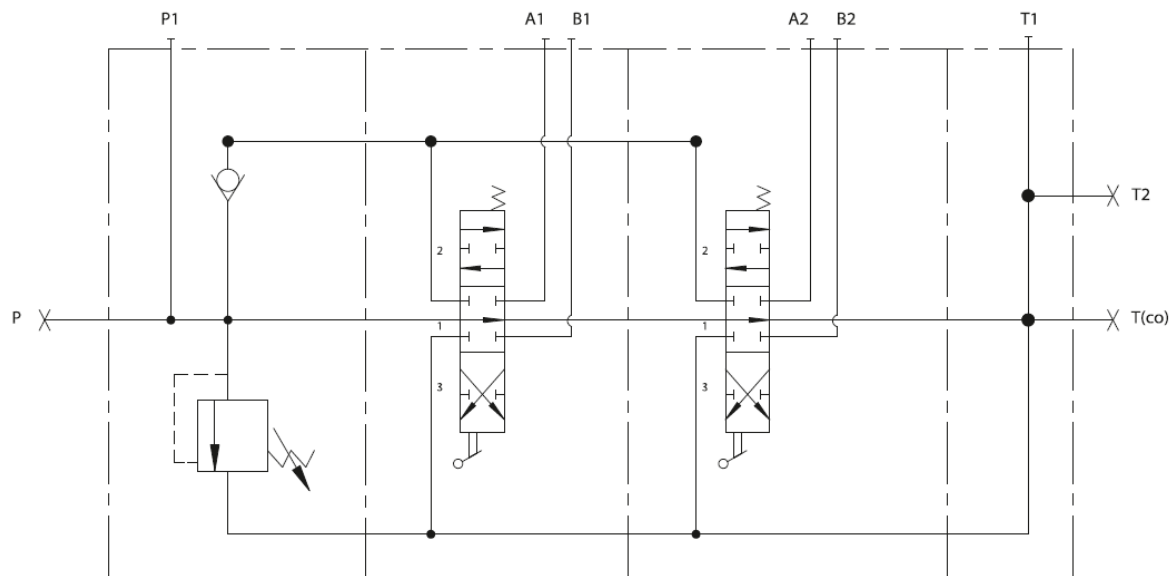
Fuente: Elaboración propia.

**4.1.2. Selección de Mando hidráulico.** Para el mando hidráulico, se requiere que funcione correctamente con el caudal estipulado de 8 galones por minuto y que permita manejar dos válvulas direccionales de 4 vías dos posiciones con conexión en serie.

De esta forma se selecciona un mando hidráulico de la marca AKON<sup>1</sup> se la serie AMV 50. La referencia del mando es AMV502, el cual permite manejar hasta 13 galones por minuto a un máximo de 5000 *psi* que también permite conexión en serie. La figura 19 ilustra el símbolo y funcionamiento del mando hidráulico.

Nótese que el mando hidráulico incluye la válvula de seguridad que regula la presión de la bomba y permite la salida a tanque, por lo que se utilizará esta válvula de seguridad para tarar la presión de operación de la bomba.

Figura 19. Simbología del Mando hidráulico AMV502 en serie.

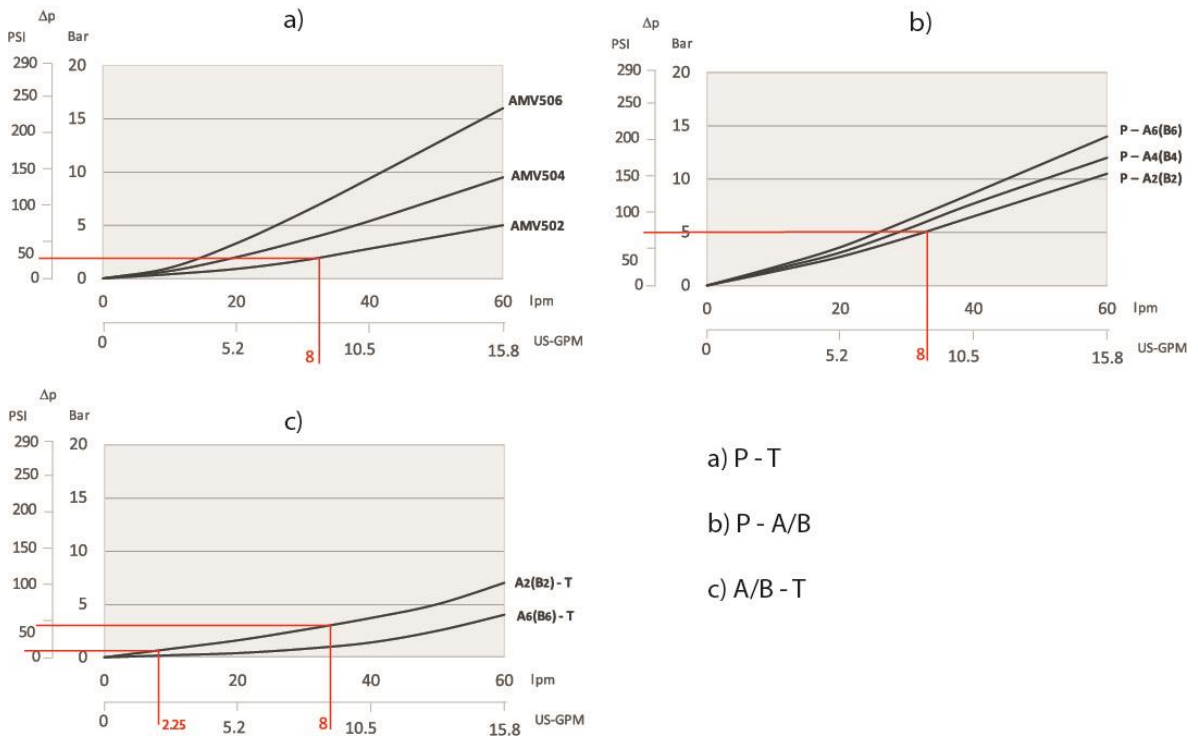


Fuente: AKON. AMV 50 Monoblock directional control valve. [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021. Disponible en la red: <https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf>

<sup>1</sup> AKON. AMV 50 Monoblock directional control valve. [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021. Disponible en la red: <https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf>

El catálogo ofrece las curvas de rendimiento  $\Delta P$  vs  $Q$  para los movimientos de control direccional. Dichas curvas se ilustran en la figura 20.

Figura 20. Curvas de rendimiento  $\Delta P$  vs  $Q$  AMV502.



- a) P - T
- b) P - A/B
- c) A/B - T

Fuente: AKON. AMV 50 Monoblock directional control valve. [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021. Disponible en la red: <https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf>

**4.1.3. Control de caudal.** La velocidad a la cual baja el pistón, sin la implementación de una regulación de caudal y con un caudal nominal de 8 galones por minuto, se puede calcular como:

$$V_{pistón} = \frac{Q_{nom}}{A_{anular}} = \frac{Q_{nom}}{\frac{\pi}{4} * (D_p^2 - D_v^2)} \quad (16)$$

$$V_{pistón} = \frac{1848 \left[ \frac{in^3}{min} \right]}{\frac{\pi}{4} * (3.25^2 - 2^2) [in^2]}$$

$$V_{pistón} = 358.5 \left[ \frac{in}{min} \right] = 9.107 \left[ \frac{m}{min} \right] = 15.18 \left[ \frac{cm}{s} \right]$$

Con lo cual se observa que es necesario regular el caudal para que la velocidad de descenso del pistón logre la estipulada en el capítulo 3.3, donde se definió que la velocidad a la cual debe descender el swivel es de 4.618 centímetros por segundo.

Si bien se podría pensar que la estructura móvil permite un movimiento relativo entre el canal 2 (donde está conectado el pistón) y el canal 3 (donde se encuentra anclado el swivel) por medio de una Catarina con su cadena, por lo que se podría extraer que:

$$2 * V_{pistón} = V_{swivel} \quad (17)$$

Sin embargo, esta regulación de caudal se realiza para cuando el equipo trabaja a máxima potencia (que, en esta situación,  $V_{pistón} = V_{swivel}$ ) así, para perforaciones en suelos blandos, el equipo puede tener un avance más rápido.

Entonces, el caudal a controlar que debe circular por el pistón en su descenso, a la salida del pistón, se puede calcular como:

$$Q_{control} = V_{pistón} * A_{anular} = V_{pistón} * \frac{\pi}{4} * (D_p^2 - D_v^2) \quad (18)$$

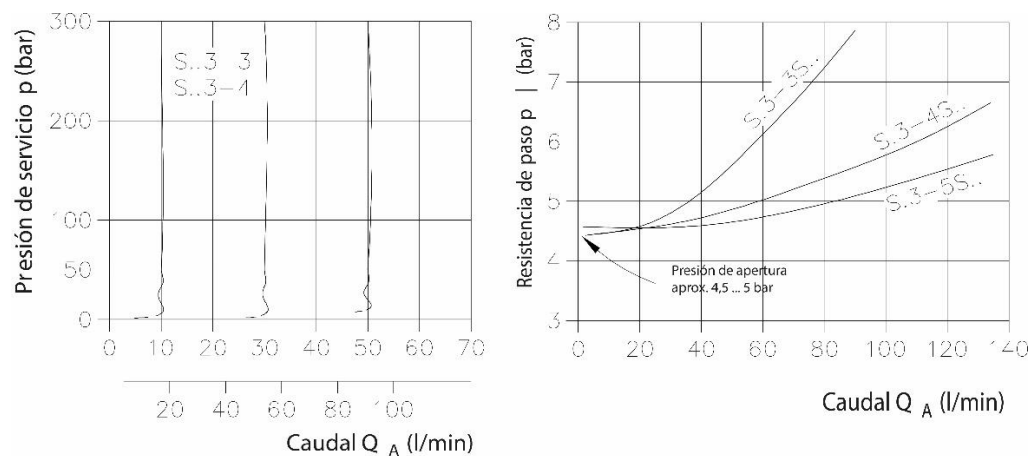
$$Q_{control} = 109.1 \left[ \frac{in}{min} \right] * \frac{\pi}{4} * (3.25^2 - 2^2) [in^2]$$

$$Q_{control} = 562.3 \left[ \frac{in^3}{min} \right] = 9.214 \left[ \frac{L}{min} \right] = 2.434 [gpm]$$

Nótese que el cálculo del caudal a control se realiza con el área anular del pistón hidráulico, debido a que la reguladora del caudal se ubica a la entrada del pistón.

Con lo cual se quiere de una válvula reguladora de caudal que permita una regulación de los 8 galones por minuto a sólo 2.434 galones por minuto, para lo cual se selecciona la válvula reguladora de caudal compensada por presión tipo derivación de la marca HAWE HYDRAULIK referencia SF 3 – 3/36F a la cual se requiere añadirle un retorno en by pass y permite la regulación de entre 0.1 y 36 litros por minuto. Presenta las gráficas de desempeño ilustradas en la figura 21.

Figura 21. Curvas de rendimiento reguladora de caudal SF3-3/36F



Fuente: HAWE HYDRAULIK Válvulas reguladoras de caudal de 2 y 3 vías. [Catálogo en línea] Consultado 25 enero 2021. Disponible en la red: <https://www.hawe.com/es-es/productos/busqueda-de-productos-por-tipos-de-aparato/valvulas-hidraulicas/valvulas-de-caudal/valvulas-reguladoras-de-caudal/sd/>

Como se trata de una válvula de regulación de caudal compensada tipo derivación, se requiere que el remanente del caudal fluya hacia tanque mediante la tercera vía de retorno, de esta forma no se es necesaria la válvula de alivio que controla la presión de la bomba, ya que esto implicaría que el motor hidráulico no recibiese la totalidad del caudal que ofrece la bomba por lo que rotaría mucho más lento.

Para solucionar este inconveniente se instala una válvula reguladora de presión antes de entrar al pistón hidráulico, de modo que el caudal remanente de la regulación se desvía hacia tanque una vez que el ya ha pasado por el motor hidráulico, evitando así la pérdida de velocidad en el motor.

En el retorno, es decir cuando el pistón se encuentra en etapa de ascenso, se requiere de una válvula direccional instalada en by pass con la válvula reguladora de caudal, debido a que, al ser tipo derivación regulada por presión, esta cuenta con una dirección específica de flujo para poder equilibrar correctamente las cargas en su interior, por otra parte, según la recomendación del fabricante, la presión de entrada en el puerto P siempre debe ser mayor a la presente en el puerto A.

**4.1.4. Diseño del tanque hidráulico.** Para el diseño del tanque hidráulico se basó en el criterio de que su volumen debe ser más del doble que el volumen que mueve la bomba en 1 minuto. Por lo tanto:

$$Vol_{tanq} = 2 * Q_{Bomba} * 1[min] = 2 * 8[gpm] * 1[min]$$

$$Vol_{tanq} = 16 [galones] = 60.57 [L]$$

Por lo que el tanque debe contener por lo menos 60 litros, de este modo se estipulan las siguientes medidas para el tanque:

$$Largo = 65 [cm] ; Ancho = 30 [cm] ; Alto = 34 [cm]$$

Lo cual ofrece un volumen de:

$$Vol_{tanq} = 66300 [cm^3] = 66.3 [L]$$

El diseño del tanque se pensó con las siguientes características:

- Una placa vertical con un agujero que separe el tanque en dos, permitiendo que la turbulencia al entrar al tanque se disipe la turbulencia en el retorno antes de pasar a la zona de succión.
- Un puerto de desagüe para cuando se desee cambiar el aceite.
- Una canastilla en la línea de succión para filtrar posibles partículas de gran tamaño que puedan quedar en el interior.
- Una mirilla para monitorear el nivel de aceite.
- La línea de retorno finaliza en dirección a la pared opuesta a la succión.
- Respiradero

Figura 22. Diseño del tanque hidráulico.



Fuente: Elaboración propia.

**4.1.5. Selección de mangueras y aceite hidráulico.** Para la selección de las mangueras hidráulicas se hace uso del catálogo del fabricante IMSOIND, del cual se puede extraer la siguiente información:

Tabla 7. Velocidades máximas recomendadas para el aceite hidráulico según la línea de operación.

Notación	Línea de actuación	Velocidad máxima $\left[\frac{m}{s}\right]$
$V_{pres}$	Presión	6.1
$V_{ret}$	Retorno	3.0
$V_{succ}$	Succión	1.2

Fuente: Extraído de IMSOIND. Mangueras hidráulicas tipo MILANO [Catálogo del proveedor] p.4

A partir de las velocidades máximas permitidas se calcula los posibles diámetros de línea a partir de la relación de continuidad:

$$Q = V * A = V * \frac{\pi}{4} * D^2 \quad (19)$$

$$\Rightarrow D_i = \sqrt{\frac{4 * Q}{V_{m\acute{a}x} * \pi}}$$

El caudal máximo que recorrerán las líneas de succión y presión es el caudal movido por la bomba (de 8 galones por minuto), mientras que en la línea de retorno existe la posibilidad que dicho caudal se vea aumentado por efecto de la relación de áreas presente en el pistón hidráulico (si bien dicho aumento no siempre producirá el caudal máximo debido a la regulación del caudal en el pistón, se toma este valor como referencia conservadora). Así:

$$D_{succ} = \sqrt{\frac{4 * 0.0005047 \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{1.2 \left[ \frac{m}{s} \right] * \pi}} = 0.02314[m] = 0.9111[in]$$

$$D_{ret} = \sqrt{\frac{4 * 1.8 * 0.0005047 \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{3.0 \left[ \frac{m}{s} \right] * \pi}} = 0.01964[m] = 0.7731[in]$$

$$D_{pres} = \sqrt{\frac{4 * 0.0005047 \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{6.1 \left[ \frac{m}{s} \right] * \pi}} = 0.01026[m] = 0.4041[in]$$

De este modo se selecciona los siguientes diámetros normalizados de manguera:

$$D_{succ} = 1 [in] ; D_{ret} = \frac{3}{4} [in] ; D_{pres} = \frac{1}{2} [in]$$

Se selecciona la referencia SAE 100R AT/EN 853 SN cuya manguera de ½” soporta hasta 9284 libras por pulgada cuadrada de presión en la línea de presión, y es recomendada para uso general en el sector agrícola e industrial.

La selección del aceite hidráulico se hace en función de la especificación de viscosidad solicitada por el mando hidráulico (10 – 75 cSt)<sup>1</sup>, que es el accesorio con mayor sensibilidad a este. Así se selecciona el aceite hidráulico de referencia TELEX E ISO 32<sup>2</sup> con una viscosidad de 32 cSt a 40 °C y una densidad de 0.861 g/cm<sup>3</sup> a 15 °C.

La caída de presión en las mangueras se calcula con la relación de Darcy-Weisbach

---

<sup>1</sup> AKON. AMV 50 Monoblock directional control valve. p.22 [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021. Disponible en la red: <https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf>

<sup>2</sup> REPSOL. Lubricantes para la Industria. TELEX E [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021 Disponible en la red: [https://www.repsol.com/imagenes/es\\_es/RP\\_TELEX\\_E\\_tcm7-15512.pdf](https://www.repsol.com/imagenes/es_es/RP_TELEX_E_tcm7-15512.pdf)

$$\frac{\Delta P}{L} = f * \frac{1}{D} * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (20)$$

Donde:

$\frac{\Delta P}{L}$ : Caída de presión por unidad de longitud  $\left[\frac{Pa}{m}\right]$

$f$ : Factor adimensional

$\rho$ : Densidad del aceite hidráulico  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$V$ : Velocidad del aceite hidráulico  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$D$  : Diámetro interno de la manguera  $[m]$

Nota: Las mangueras vienen calibradas en su diámetro interno, por lo que una manguera de 1  $[in]$  tiene precisamente 1  $[in]$  de diámetro interno.

El factor adimensional se calcula como:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (21)$$

Donde:  $Re$ : Número de Reynolds (adimensional)

El número de Reynolds se calcula como:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (22)$$

Donde:

$V$ : Velocidad del aceite hidráulico  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$D$  : Diámetro interno de la manguera  $[m]$

$\nu$  : Viscosidad del aceite hidráulico  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Se realizó el cálculo enunciado en las ecuaciones 20, 21 y 22, y sus resultados se resumen en el cuadro 3.

Cuadro 3. Caída de presión en las mangueras.

Línea	Diámetro <i>in</i>	Velocidad <i>m/s</i>	Reynolds	<i>f</i>	Longitud total <sup>1</sup> <i>m</i>	Caída de presión <i>Psi</i>
Presión	½	3,984	2300	0,02783	7,65	17
Retorno	¾	3,187	2760	0,02319	1,3	1
Succión	1	0,9961	1150	0,05565	2	0,3
Caída de presión total en las mangueras:						<b>18,3</b>

Fuente: Elaboración propia.

**4.1.6. Selección de bomba hidráulica.** Para la selección de la bomba hidráulica ya se había estipulado que hará circular 8 galones por minuto de aceite en el sistema.

Para el cálculo de la presión que debe levantar la bomba se debe considerar las pérdidas de presión en todos los elementos que componen el sistema, estas pérdidas se resumen en la tabla 8.

Se asume 20 *psi* de caída de presión en filtro y enfriador con el fin de tomar en cuenta cierto nivel de suciedad en los accesorios.

Se hará el cálculo de presiones para cada una de las situaciones de carga enunciadas en el capítulo 3.4.

---

<sup>1</sup> La longitud de manguera se calculó con software SolidWorks en representación CAD del equipo.

Tabla 8. Caída de presión de los accesorios del sistema hidráulico.

Accesorio	Modo de flujo	Caída de presión [psi]
Mando Hidráulico	P -> A/B	72,5
	P -> T	25
	A/B -> T a 3.91 gpm	20
	A/B -> T a 8 gpm	45
	A/B -> T a 2.43 gpm	10
Valv. Contr. Caudal	Por estrangulamiento con derivación	72,52
	Retorno By-Pass	20,3
Filtro y Enfriador	Hacia tanque	20
Mangueras	Flujo en sistema completo	18,3

Fuente: Elaboración propia.

Se asume 20 *psi* de caída de presión en filtro y enfriador con el fin de tomar en cuenta cierto nivel de suciedad en los accesorios.

Se hará el cálculo de presiones para cada una de las situaciones de carga enunciadas en el capítulo 4.3.3.

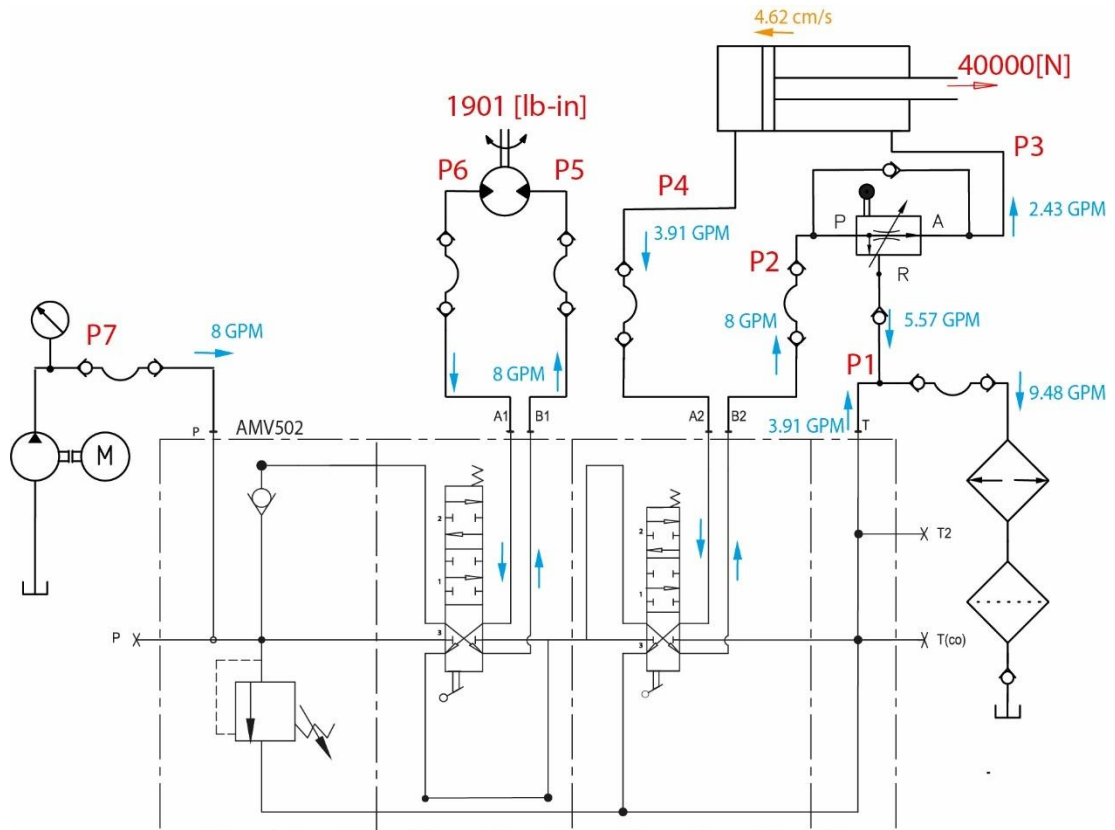
**4.1.6.1. Cálculo de presiones para la situación de carga 1.** Como se mencionó en el capítulo 3.4, en esta situación el taladro está perforando, es decir que las cargas sobre los actuadores son las enunciadas en las ecuaciones 7 y 8.

$$T_m = \frac{T_{broca}}{i} = \frac{2851}{1.5} = 1901 [lbf * in]$$

$$F_{pistón} = [W_{swivel} \rightarrow F_{ascenso}] = [2000 \rightarrow 40000] [N]$$

$$\Delta P_{filtro+enfriador} = 20 [psi]$$

Figura 23. Circuito hidráulico en situación 1: perforación.



Fuente: Elaboración propia.

El peso del swivel se estima con la ayuda del software SolidWorks.

Para el análisis de las presiones del sistema se parte de la presión estimada como pérdidas por suciedad al final del sistema y se avanza en dirección opuesta a la dirección del flujo. De esta manera, en el diagrama de la figura 24 se inicia por la  $P_1$ , que es equivalente a  $\Delta P_{filtro+enfriador}$ .

De  $P_1$  a  $P_4$  se suma las pérdidas del mando hidráulico de A/B – T con el caudal controlado aumentado por el  $\beta$  del pistón (3.91[GPM]). Así:

$$P_4 = P_1 + P_{mando} = 20 + 10 = 30 \text{ [psi]}$$

Luego, la presión  $P_3$  la define la carga que se presente en el pistón, la cual puede ser variable durante toda la operación, sin embargo, se tiene un máximo esperado de 40000 [N] aplicados por el pistón durante la perforación.

Así, haciendo el análisis de fuerzas en el pistón hidráulico se tiene:

$$P_4 * A_p + F_{perforación} = P_3 * A_{anular} \quad (23)$$

$$30[\text{Psi}] * \left(\frac{\pi}{4} 3.25^2\right) [\text{in}^2] + 8892 [\text{lbf}] = P_3 * \left(\frac{\pi}{4} (3.25^2 - 2^2)\right) [\text{in}^2]$$

Resolviendo para  $P_3 = 1793 \text{ [Psi]}$

Entre  $P_2$  y  $P_3$  se encuentra la válvula reguladora de caudal la cual, según como se observa en la figura 21, posee una pérdida de presión en operación de aproximadamente 5 bares para un caudal de 8 galones por minuto, así:

$$P_2 = P_3 + 75.4 = 1865[\text{Psi}]$$

Luego, de  $P_2$  hasta  $P_6$  se suma las pérdidas de presión en el mando hidráulico como se mencionó en la tabla 8 de modo que:

$$P_6 = P_2 + 75.4 = 1941[\text{Psi}] \quad (24)$$

Entre  $P_5$  y  $P_6$  se encuentra la caída de presión ocasionada por el motor hidráulico al generar el torque que requiere el sistema. Como se observa en la figura 17, el motor produce 2080 [lb – in] al consumir un  $\Delta P = 1000 \text{ [psi]}$ , por lo que:

$$P_5 = P_6 + 1000 = 2941[\text{Psi}] \quad (25)$$

Finalmente, de  $P_5$  a  $P_7$  de suma de nuevo las pérdidas del mando hidráulico:

$$P_7 = P_5 + 25 = 2966 \text{ [Psi]} \quad (26)$$

También sería necesario tener en cuenta las pérdidas de presión debidas a las mangueras, información enunciada en el cuadro 3, de modo que:

$$P_{bomba} = P_7 + 18.3 = 2984 \text{ [Psi]}$$

Por lo que se concluye que:

En situación de perforación, se requiere una bomba hidráulica que cuente con las características de levantar al menos 3000 [Psi] de cabeza de presión; esto, considerando una posible sobrecarga sobre el motor hidráulico que exija un poco más al sistema, tampoco se desea que la bomba tenga mucha más capacidad en caso de que la broca se pueda incrustar en el suelo durante la perforación, lo cual provocaría daños prematuros en la misma.

**4.1.6.2. Cálculo de presiones para la situación de carga 2.** La situación de elevación es muy similar (para el sistema hidráulico) a la situación 1 con dos modificaciones:

- Al cambiar la dirección del movimiento del pistón, no se utiliza la válvula reguladora de caudal, el aceite pasa por el antirretorno en by-pass con la reguladora.
- La carga sobre el motor disminuye pues la broca pierde contacto con el suelo. Sin embargo, no se asumirá un valor de torque cero, sino que se tomará la mitad del torque durante la perforación.

La figura 25 ilustra el circuito hidráulico en posición de elevación del sistema de perforación. Como se mencionó, el torque en el motor se calcula como:

$$T_m = \frac{1}{2} * 1902 = 905.5 \text{ [lbf - in]}$$



$$P_3 = P_2 + 20 = 60[\text{Psi}]$$

Realizando el equilibrio estático del pistón, de manera similar a la ecuación 23 se tiene:

$$P_4 * A_p = P_3 * A_{anular} + F_{ascenso}$$

De este modo, para una fuerza de 44 [kN] en el pistón, se tiene:

$$P_4 * \left( \frac{\pi}{4} 3.25^2 \right) [\text{in}^2] + 9892 [\text{lbf}] = 60[\text{Psi}] * \left( \frac{\pi}{4} (3.25^2 - 2^2) \right) [\text{in}^2]$$

$$P_{4@9892 \text{ lb}} = 1217 [\text{psi}]$$

Desde  $P_4$  hasta  $P_6$  Vuelve a pasar por el mando hidráulico:

$$P_6 = P_4 + 75 = 1292 [\text{psi}]$$

Luego, en el motor se toma la eficiencia mecánica del motor que se puede calcular con la ayuda de su tabla de desempeño en la figura 17:

$$\eta_{mm} = \left( \frac{T_{real}}{T_{teórico}} \right)_{@ \Delta P 250} = \left( \frac{T_{real}}{\frac{Cm}{2\pi} * \Delta P} \right)_{@ \Delta P 250} \quad (27)$$

$$\eta_{mm} = \frac{460}{\frac{14.9}{2\pi} * 250} = 0.7759 \rightarrow 77.59 \%$$

Así, la caída de presión para el torque que se consideró:

$$T_m = \frac{Cm}{2\pi} * (P_5 - P_6) * \eta_{mm}$$

$$905 = \frac{14.9}{2\pi} * (P_5 - 1292) * 0.7759$$

Resolviendo para  $P_5 = 1782 [\text{psi}]$

Luego, para  $P_7$  se usa la ecuación 26:

$$P_7 = P_5 + 74.5 = 1782 + 74 = 1857 \text{ [psi]}$$

**4.1.6.3. Selección.** Ya con los análisis realizados se requiere de una bomba hidráulica con los siguientes requisitos:

- Mover 8 galones por minuto.
- Proporcionar por lo menos 3000 libras por pulgada cuadrada de presión.

De este modo se selecciona la bomba EATON de la serie 26, una bomba de engranajes externos modelo 26003 que presenta las siguientes características:

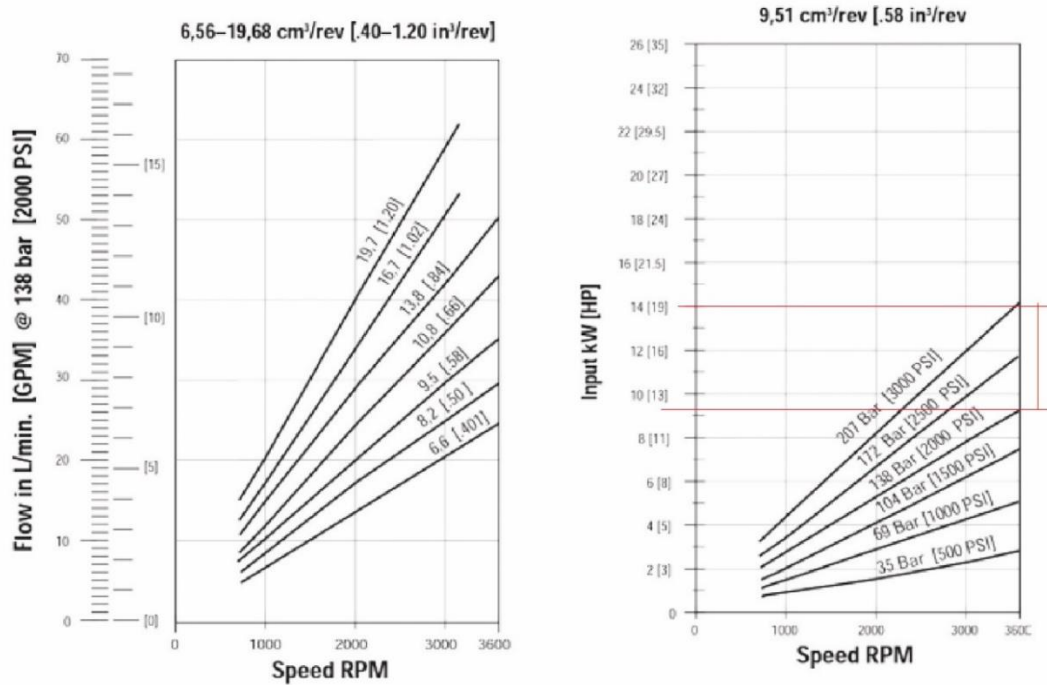
Tabla 9. Especificaciones de bomba hidráulica EATON modelo 26003.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Desplazamiento	0,58	$\frac{in^3}{rev}$
Velocidad del motor	3600	<i>RPM</i>
Capacidad de flujo	7,8	<i>GPM</i>
Presión Máx Continua	3000	<i>Psi</i>
Presión Máx Intermitente	3500	<i>Psi</i>
Consumo de potencia a 3000 PSI	18,9	<i>HP</i>

Fuente: EATON. Catálogo técnico de bombas y motores de engranajes. p.4. Disponible en: <https://www.eaton.com/content/dam/eaton/hydraulics/motors-generators/high-speed/eaton-gear-motors-pumps-technical-catalog-e-puge-mc001-e-en-us.pdf>

En la figura 26 se ilustra las curvas de desempeño de la bomba seleccionada, donde se puede observar que la exigencia de potencia mecánica para el motor que la alimente varía de entre 12.2 [HP] y 19 [HP] para presiones de entre 2000 [psi] y 3000 [psi] respectivamente. De igual forma se asumirá 19 [HP] de manera conservadora para la selección del motor que alimentará el sistema.

Figura 25. Curvas de desempeño para la bomba EATON modelo 26003.



Fuente: Ibid. p.5.

**4.1.7. Filtro y Enfriador hidráulico.** Para el sistema de filtrado se selecciona un filtro de la marca EQUUS HYDRAULICS referencia E-50ET-10 con capacidad de filtrado de 10 micrones. (recomendación de cambio o limpieza a las 50 horas y luego cada 250 horas)

El enfriador hidráulico se seleccionará bajo el criterio que recomienda el fabricante de intercambiadores de calor chino CHANCE HYDRAULICS<sup>1</sup>, quienes indican que la potencia térmica a disipar por el enfriador de aceite debe ser equivalente a 1/3 o 1/2 de la potencia que requiere el sistema.

De esta forma, como el sistema consume un máximo de 19 [HP] equivalente a 14.17 [kW], la carga para el enfriador sería:

Figura 26. Enfriador de Aceite ULDC07.



Modelo	Voltaje Vdc	(1) Caudal máx lpm	Potencia a disipar kW	Peso Kg	Dimensiones			Pórtico SAE
					A (mm)	B (mm)	C (mm)	
ULDC 07	12/24	200	9	10,0	340	347	208	-16

Fuente: Talleres Lucas. Catálogo de productos. Enfriadores. Disponible en: [https://www.tallereslucas.cl/wp-content/uploads/2015/TL\\_CatálogoProductos.pdf](https://www.tallereslucas.cl/wp-content/uploads/2015/TL_CatálogoProductos.pdf)

---

<sup>1</sup> CHANCE HYDRAULICS. Selección de enfriador de aceite de aire --- Cálculo de Calor. [Sitio Web] [Consulta: 22 de enero 2021]. Disponible en: <http://www.ch-hydraulics.com/info/air-oil-cooler-selection-heat-calculation-36456906.html>

$$POT_{enfriador} = \frac{14.17}{2} = 7.084 [kW]$$

Así, se selecciona un enfriador de la marca OLAER modelo ULDC 07 capaz de disipar hasta 9 [kW] y trabaja correctamente con un caudal de hasta 200 litros por minuto.

#### **4.2. SELECCIÓN DE BOMBA PARA LODO DE PERFORACIÓN**

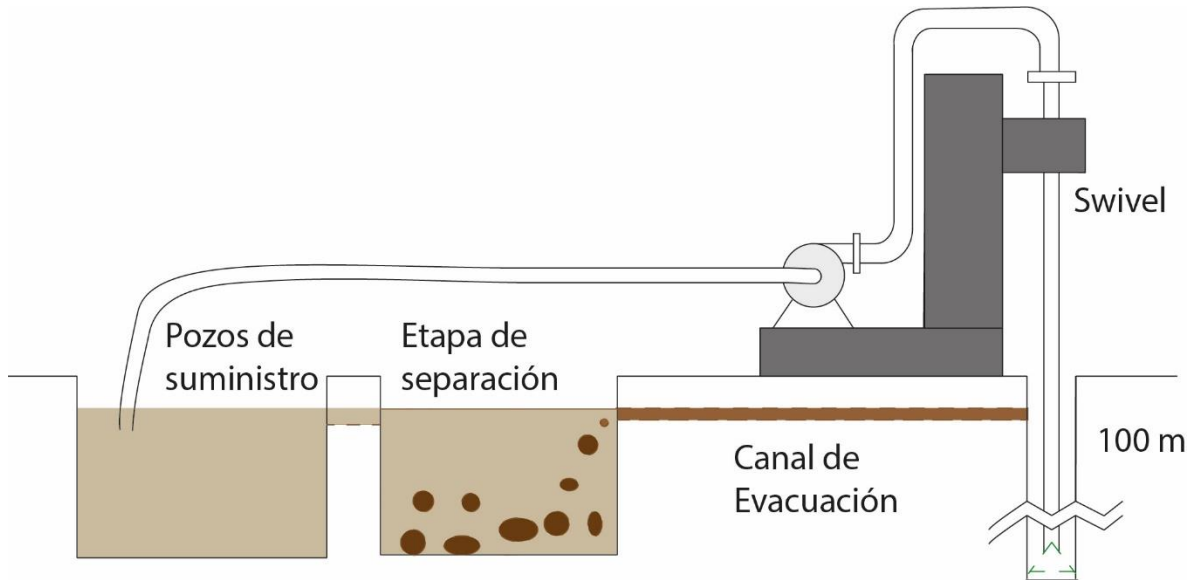
Para la selección de la bomba se tiene en cuenta que circuito de bombeo consiste en llevar la suficiente cantidad de fluido de perforación como para permitir el arrastre suficiente para que el detritus no obstruya la perforación y fluya hacia los pozos de suministro.

De este modo, la circulación del fluido de perforación será desde el pozo de suministro, luego por la bomba quien la impulsará hasta el swivel guiándolo hasta el fondo del pozo y de vuelta al pozo de suministro por medio de las canaletas excavadas para ello. Ver figura 28

Como el detritus acaba en el pozo de suministro, es inevitable que el agua que circula hacia la bomba esté totalmente limpia por lo que, si bien en el pozo los elementos más densos como rocas y barro se dirigen al fondo por efecto de la gravedad, el agua que ingrese en la bomba tendrá elementos en suspensión.

La exigencia de presión es relativamente baja para la bomba, debido a que en el pozo se genera un efecto de tubo en U donde lo que se requiere es desbordar el pozo para que el agua fluya por las canaletas, por lo que la exigencia está dada únicamente por las pérdidas de energía al paso de la tubería y la turbulencia que se pueda generar.

Figura 27. Esquema de la circulación del fluido de perforación.



Fuente: Elaboración propia.

La bomba debe suministrar un caudal suficiente que permita, dependiendo del fluido que se utilice para barrer, adquirir la velocidad requerida para evacuar el detritus.

Tabla 10. Velocidad de circulación en función del tipo de fluido de barrido.

Fluido de Barrido	Velocidad de Circulación $\left[\frac{m}{min}\right]$
Aire	900 - 1800
Agua	45 -60
Lodo	30 - 45
Espuma	10 - 20

Fuente: BERNALOA ALONSO, José; CASTILLA GÓMEZ, Jorge y HERRERA HERBERT, Juan. Perforación y voladura de rocas en minería. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid. 2013. p.51

De esta forma se define que la velocidad de barrido que la bomba debe ofrecer es de 30 metros por minuto. Así, el caudal que debe transportar la bomba es de:

$$Q_{bomba} = V_{ba} * A_{ext} = V_{ba} * \frac{\pi}{4} * (D_b^2 - D_t^2) \quad (28)$$

Donde:

$Q_{bomba}$  : Caudal de bomba [m<sup>3</sup>/min]

$V_{ba}$  : Velocidad de barrido [m/min]

$A_{ext}$  : Área anular entre la pared del pozo y la tubería. [m<sup>2</sup>]

$D_b$ : Diámetro de la broca [m]

$D_t$  : Diámetro exterior de la tubería [m]

Así:

$$Q_{bomba} = 30 * \frac{\pi}{4} * (0.2032^2 - 0.6032^2)$$

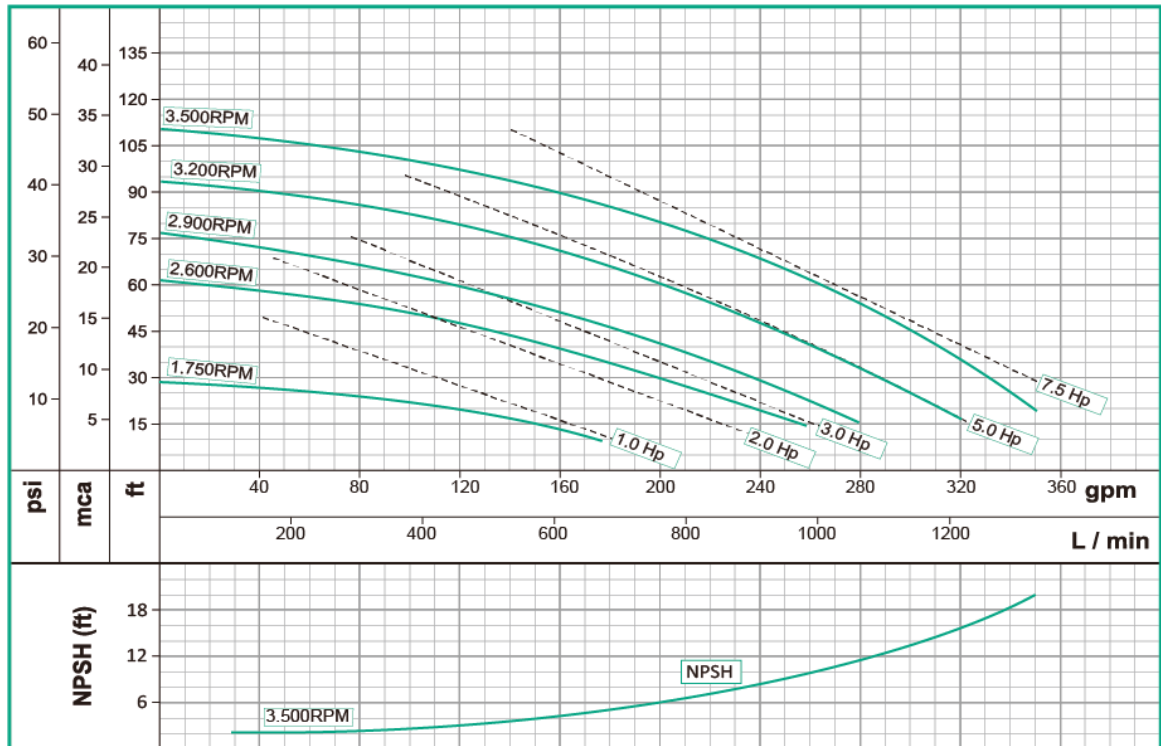
$$Q_{bomba} = 0.8871 \left[ \frac{m^3}{min} \right] = 234.4 \left[ \frac{gal}{min} \right]$$

Con esta información se selecciona una bomba centrífuga autocebante de la marca colombiana BARNES modelo AU 3 referencia 1D0021 capaz de mover hasta 350 galones por minuto con sólidos en suspensión de hasta 15 milímetros de diámetro que consume hasta 7.5 HP, con acople universal, de modo que se pueda alimentar con el mismo motor que alimenta la bomba hidráulica.

En la figura 29 se representa las características de la bomba seleccionada.

Figura 28. Bomba BANRNE referencia 1D0021.

Características de la bomba	
Tipo de bomba	Centrífuga
Tipo de acoplamiento	Eje libre (acople Universal)
Succión	3" NPT
Descarga	3" NPT
Tipo de impulsor	Semiabierto <small>Balanceado dinámicamente según ISO G6,3</small>
Sólidos en suspensión	ø5/8" (15mm) max.
Cantidad de impulsores	1
Tipo de sello	Sello mecánico 1-1/4" TIPO 21
Temperatura Max. Líquido	158° F (70 ° C) Continua



Fuente: BARNES. Bombas autocebantes en hierro de Acople Universal. [Ficha técnica] disponible en: <https://www.barnes.com.co/wp-content/uploads/2018/10/Ficha-AU-3.pdf>

### 4.3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La fuente de potencia mecánica del equipo de perforación se definió con un motor Diesel ya que uno eléctrico genera complicaciones en las zonas rurales donde no se cuenta con acceso fácil a fuentes de alimentación de corriente trifásica.

El motor alimentará tanto a la bomba hidráulica como a la bomba centrífuga, por lo que su potencia será:

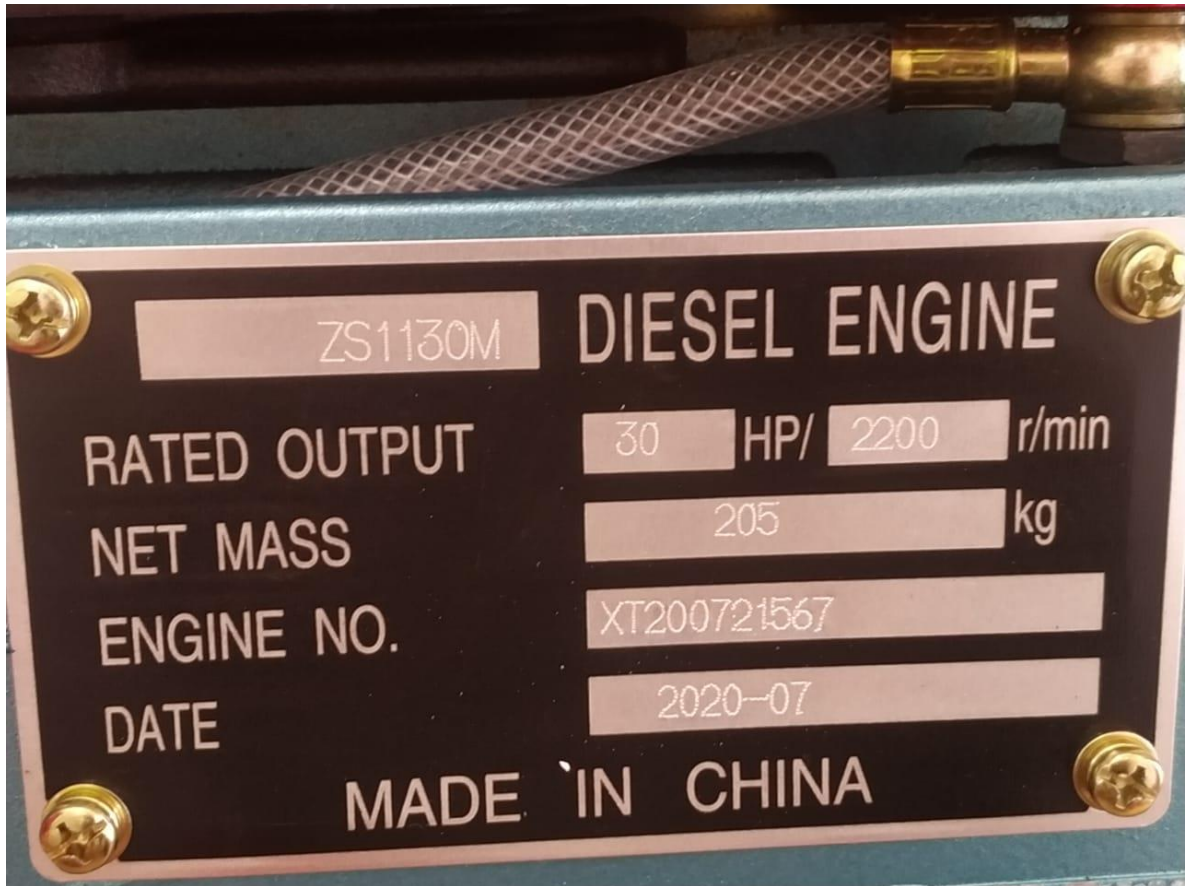
$$POT_{motor} = P_{bh} + P_{bc} = 19 + 7.5$$

$$POT_{motor} = 26.5 [HP]$$

Se selecciona un motor Diesel YANDO de 30 [HP] modelo ZS1130M

Fotografía 2. Motor Diesel con su placa técnica.





Fuente: Elaboración propia.

El motor incluye una polea de cuatro canales para banda tipo C de 7.5 pulgadas de diámetro. Tres canales se conectarán a la bomba hidráulica.

Para que las bombas roten a 3600 RPM se debe implementar poleas más pequeñas de modo que:

$$\frac{D_{pb}}{D_{pm}} = \frac{RPM_m}{RPM_p}$$

$$D_{pb} = \frac{RPM_m * D_{pm}}{RPM_p} = \frac{2200 * 7.5}{3600} = 4.58 \text{ [in]}$$

Por lo que se busca comprar poleas de 4.5 [in].

La longitud de las correas se define dependiendo de la distancia al centro de los equipos. Para esto se cuenta con un premontaje estimado con SolidWorks que registra  $C_1 = 39 [cm]$  entre la bomba centrífuga y el motor; y  $C_2 = 57 [cm]$  entre el motor y la bomba hidráulica.

La longitud de las correas se define de la forma:

$$L = 1.57(D_{pm} + D_{pb}) + 2C + \frac{(D_{pm} - D_{pb})^2}{4C} \quad (29)$$

Donde:

$L$  : Longitud de la banda

$D_{pm}$  : Diámetro de la polea en el motor

$D_{pb}$  : Diámetro de la polea en la bomba

$C$  : Distancia entre centros.

Así, usando las distancias entre centros mencionadas anteriormente:

$$L_1 = 126,2 [cm]$$

$$L_2 = 162.1 [cm]$$

Según el catálogo de Rexon (ver tabla 11) se seleccionan las medidas que se ajustan al montaje:

$$L'_1 = 127.8 [cm] \text{ No. Serie } C - 48$$

$$L'_2 = 160.8 [cm] \text{ No. Serie } C - 61$$

Con estas medidas de longitudes de correa se utiliza la ecuación 29 para definir las nuevas distancias entre centros, así:

$$C'_1 = 39.79 [cm]$$

$$C'_2 = 56.34 [cm]$$

Tabla 11. Medidas de bandas para transmisión de potencia REXON

<b>PERFIL A</b> ANCHO SUP.: 13 mm ALTURA: 8 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			<b>PERFIL B</b> ANCHO SUP.: 17 mm ALTURA: 11 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			<b>PERFIL C</b> ANCHO SUP.: 22 mm ALTURA: 14 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			<b>PERFIL D</b> ANCHO SUP.: 32 mm ALTURA: 19 mm ÁNGULO: 40° ± 1°			<b>PERFIL E</b> ANCHO SUP.: 38 mm ALTURA: 25 mm ÁNGULO: 40° ± 1°		
N.º Série REXON	Long. Prim.		N.º Série REXON	Long. Prim.		N.º Série REXON	Long. Prim.		N.º Série REXON	Long. Prim.		N.º Série REXON	Long. Prim.	
	plg.	mm		plg.	mm		plg.	mm		plg.	mm		plg.	mm
A-15	16,2	411	B-22	23,6	599	C-39	41,3	1.049	D-75	78	1.981	E-144	147,2	3.739
A-16	17,2	437	B-23	24,6	625	C-40	42,3	1.074	D-76	79	2.007	E-180	183,2	4.653
A-17	18,2	462	B-24	25,6	650	C-41	43,3	1.100	D-77	80	2.032	E-195	198,2	5.034
A-18	19,2	488	B-25	26,6	676	C-42	44,3	1.125	D-78	81	2.057	E-202	205,2	5.212
A-19	20,2	513	B-26	27,6	701	C-43	45,3	1.151	D-79	82	2.083	E-210	213,2	5.415
A-20	21,2	538	B-27	28,6	726	C-44	46,3	1.176	D-80	83	2.108	E-225	228,2	5.796
A-21	22,2	564	B-28	29,6	752	C-45	47,3	1.201	D-81	84	2.134	E-240	243,2	6.177
A-22	23,2	589	B-29	30,6	777	C-46	48,3	1.227	D-82	85	2.159	E-270	273,2	6.939
A-23	24,2	615	B-30	31,6	803	C-47	49,3	1.252	D-83	86	2.184	E-300	303,2	7.701
A-24	25,2	640	B-31	32,6	828	C-48	50,3	1.278	D-84	87	2.210	E-325	328,2	8.336
A-25	26,2	665	B-32	33,6	853	C-49	51,3	1.303	D-85	88	2.235	E-330	333,2	8.463
A-26	27,2	691	B-33	34,6	879	C-50	52,3	1.328	D-86	89	2.261	E-360	363,2	9.225
A-27	28,2	716	B-34	35,6	904	C-51	53,3	1.354	D-87	90	2.286	E-390	393,2	9.987
A-28	29,2	742	B-35	36,6	930	C-52	54,3	1.379	D-88	91	2.311	E-420	423,2	10.749
A-29	30,2	767	B-36	37,6	955	C-53	55,3	1.405	D-89	92	2.337	E-480	483,2	12.273
A-30	31,2	792	B-37	38,6	980	C-54	56,3	1.430	D-90	93	2.362	E-540	543,2	13.797
A-31	32,2	818	B-38	39,6	1.006	C-55	57,3	1.455	D-91	94	2.388	E-600	603,2	15.321
A-32	33,2	843	B-39	40,6	1.031	C-56	58,3	1.481	D-92	95	2.413	E-660	663,2	16.845
A-33	34,2	869	B-40	41,6	1.057	C-57	59,3	1.506	D-93	96	2.438			
A-34	35,2	894	B-41	42,6	1.082	C-58	60,3	1.532	D-94	97	2.464			
A-35	36,2	919	B-42	43,6	1.107	C-59	61,3	1.557	D-95	98	2.489			
A-36	37,2	945	B-43	44,6	1.133	C-60	62,3	1.582	D-96	99	2.515			
A-37	38,2	970	B-44	45,6	1.158	C-61	63,3	1.608	D-97	100	2.540			
A-38	39,2	996	B-45	46,6	1.184	C-62	64,3	1.633	D-98	101	2.565			
A-39	40,2	1.021	B-46	47,6	1.209	C-63	65,3	1.659	D-99	102	2.591			
A-40	41,2	1.046	B-47	48,6	1.234	C-64	66,3	1.684	D-100	103	2.616			
A-41	42,2	1.072	B-48	49,6	1.260	C-65	67,3	1.709	D-101	104	2.642			
A-42	43,2	1.097	B-49	50,6	1.285	C-66	68,3	1.735	D-102	105	2.667			
A-43	44,2	1.123	B-50	51,6	1.311	C-67	69,3	1.760	D-103	106	2.692			
A-44	45,2	1.148	B-51	52,6	1.336	C-68	70,3	1.786	D-104	107	2.718			
A-45	46,2	1.173	B-52	53,6	1.361	C-69	71,3	1.811	D-105	108	2.743			
A-46	47,2	1.199	B-53	54,6	1.387	C-70	72,3	1.836	D-112	115	2.921			
A-47	48,2	1.224	B-54	55,6	1.412	C-71	73,3	1.862	D-115	118	2.997			
A-48	49,2	1.250	B-55	56,6	1.438	C-72	74,3	1.887	D-120	123	3.124			
A-49	50,2	1.275	B-56	57,6	1.463	C-73	75,3	1.913	D-124	127	3.226			
A-50	51,2	1.300	B-57	58,6	1.488	C-74	76,3	1.938	D-128	131	3.327			
A-51	52,2	1.326	B-58	59,6	1.514	C-75	77,3	1.963	D-130	133	3.378			
A-52	53,2	1.351	B-59	60,6	1.539	C-76	78,3	1.989	D-132	135	3.429			
A-53	54,2	1.377	B-60	61,6	1.565	C-77	79,3	2.014	D-136	139	3.531			
A-54	55,2	1.402	B-61	62,6	1.590	C-78	80,3	2.040	D-144	147	3.734			
A-55	56,2	1.427	B-62	63,6	1.615	C-79	81,3	2.065	D-152	155	3.937			
A-56	57,2	1.453	B-63	64,6	1.641	C-80	82,3	2.090	D-158	161	4.089			
A-57	58,2	1.478	B-64	65,6	1.666	C-81	83,3	2.116	D-160	163	4.140			
A-58	59,2	1.504	B-65	66,6	1.692	C-82	84,3	2.141	D-162	165	4.191			
A-59	60,2	1.529	B-66	67,6	1.717	C-83	85,3	2.167	D-164	167	4.242			
A-60	61,2	1.554	B-67	68,6	1.742	C-84	86,3	2.192	D-167	170	4.318			
A-61	62,2	1.580	B-68	69,6	1.768	C-85	87,3	2.217	D-170	173	4.394			
A-62	63,2	1.605	B-69	70,6	1.793	C-86	88,3	2.243	D-173	176	4.470			
A-63	64,2	1.631	B-70	71,6	1.819	C-87	89,3	2.268	D-178	181	4.597			
A-64	65,2	1.656	B-71	72,6	1.844	C-88	90,3	2.294	D-180	183	4.648			
A-65	66,2	1.681	B-72	73,6	1.869	C-89	91,3	2.319	D-195	198	5.029			

Fuente: REXON. Correas industriales. [Catálogo] p.16

#### 4.4. DISEÑO DEL SWIVEL DE PERFORACIÓN

El swivel o junta giratoria está sometido tanto a carga axial, producidas por el peso del sistema y/o el empuje para perforar, como a carga radial y torsional producida por los engranajes al transmitir la potencia del motor hidráulico.

Todas las medidas del swivel se encuentran en el Anexo B.

**4.4.1. Diseño de transmisión por engranajes.** Los engranajes del swivel tendrán las siguientes características:

- Relación de transmisión de transmisión ( $i$ ) de 1.5.
- El número de dientes del piñón ( $Z_p$ ) será de 22.
- Tendrán un paso diametral ( $P_d$ ) de 3.
- Tendrán un ancho de cara de 2 pulgadas.

De este modo se puede definir las propiedades geométricas de los engranajes, del piñón (subíndice P) y el del conducido (subíndice C), como diámetro primitivo ( $D_p$ ), número de dientes ( $Z$ ), diámetro exterior ( $D_e$ ):

$$Z_c = Z_p * i = 22 * 1.5 = 33 \text{ [dientes]}$$

$$D_{pp} = \frac{Z_p}{P_d} = \frac{22}{3} = 7.333 \text{ [in]}$$

$$D_{pc} = \frac{Z_c}{P_d} = \frac{33}{3} = 11 \text{ [in]}$$

$$D_{ep} = D_{pp} + \frac{2}{P_d} = 7.333 + \frac{2}{3} = 8 \text{ [in]}$$

$$D_{ec} = D_{pc} + \frac{2}{P_d} = 11 + \frac{2}{3} = 11.67 \text{ [in]}$$

Se implementará la metodología AGMA enunciada en el libro de diseño de máquinas de Robert L. Mott para evaluar el diseño de los engranajes mediante el número de esfuerzo flector definido por:

$$S_t = \frac{W_t * P_d}{F * J} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v \quad (30)$$

Donde:

$S_t$  : Número de esfuerzo flexionante.

$W_t$  : Carga tangencial transmitida entre los engranajes.

$F$  : Ancho de cara de los engranajes

$J$  : Factor de geometría.

$K_o$  : Factor de sobrecarga para resistencia flexionante.

$K_s$  : Factor de tamaño para la resistencia flexionante.

$K_m$  : Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante.

$K_B$  : Factor de espesor de orilla.

$K_v$  : Factor dinámico para la resistencia flexionante.

La carga tangencial que se transmite se calcula como:

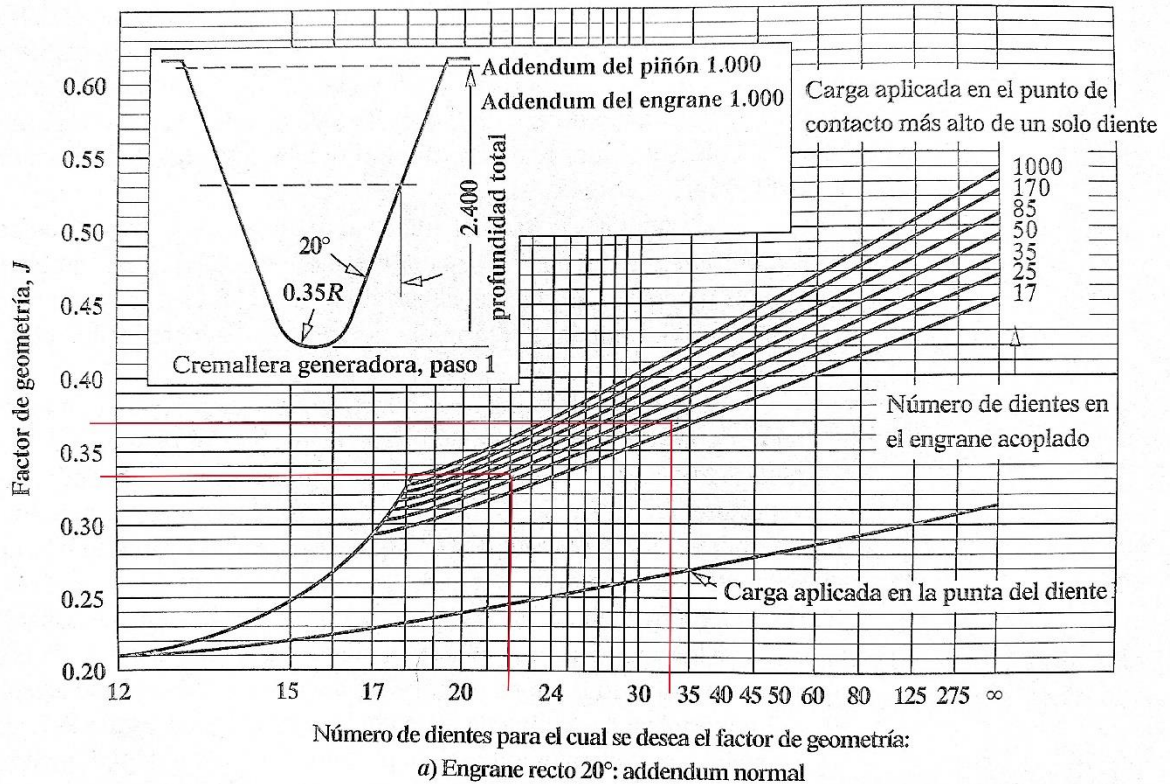
$$W_t = \frac{2 * T_m}{D_{pp}} \quad (31)$$

$$W_t = \frac{2 * T_m}{D_{pp}} = \frac{2 * 3600 [lbf - in]}{7.333 [in]} = 981.8 [lbf]$$

El torque máximo que alcanzará el motor es de 3600 [lbf-in] en caso de sobrecarga sobre o bloqueo en la broca.

El factor de geometría se obtiene a partir de la figura 29, este factor varía entre el piñón y el engrane conducido.

Figura 29. Factor J de geometría.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquina. 4ta Ed. México: Pearson Education, 2006 p.387. ISBN 970-26-0812-0.

De modo que para el piñón  $J_p = 0.335$  y para el conducido  $J_c = 0.37$

El valor de  $K_o$  y  $K_s$  se obtienen con la tabla 12 y 13 respectivamente.

Tabla 12. Factor de sobrecarga  $K_o$  sugerido.

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Coque moderado	Coque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque ligero	1,20	1,40	1,75	2,25
Choque moderado	1,30	1,70	2,00	2,75

Fuente: Ibid. p.389.

Tabla 13. Factor de tamaño  $K_s$  sugerido.

Paso Diametral	Módulo métrico	Factor de tamaño
$\geq 5$	$\leq 5$	1,00
4	6	1,05
3	8	1,15
2	12	1,25
1,25	20	1,40

Fuente: Ibid. p.389

Para el factor de sobrecarga, la descripción que mejor se ajusta a la máquina impulsada es “Choque moderado”, mientras que la fuente de potencia es “Choque ligero” por lo que el valor del factor de sobrecarga es  $K_o = 1.75$

El paso diametral es de 3, por lo que el factor de tamaño  $K_s = 1.15$

El factor de distribución de carga  $K_m$  se calcula de la forma:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad ( 32 )$$

Donde para el ancho de la cara  $1.0 \leq F < 15$  en pulgadas,

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125 F \quad (33)$$

$$C_{pf} = \frac{2}{10 * 7.333} - 0.0375 + 0.0125 * 2 = 0.2398$$

Para unidades comerciales cerradas de engranes:

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0157 * F - 1.093 * 10^{-4} * F^2 \quad (34)$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0157 * 2 - 1.093 * 10^{-4} * 2^2 = 0.1582$$

Luego, en la ecuación 32:

$$K_m = 1 + 0.2398 + 0.1585 = 1.398$$

El valor de  $K_B$  depende del factor de la relación de respaldo  $m_B$  de la forma

$$K_B = 1.6 \operatorname{Ln} \left( \frac{2.242}{m_B} \right) \quad (35)$$

Donde: "Relación de respaldo"

$$m_B = \frac{t_e}{h_t} = \frac{\frac{\pi}{2 Pd}}{\frac{1}{Pd} + \frac{1.25}{Pd}}$$

$$m_B = 0.6981$$

Por lo que, en la ecuación 35:

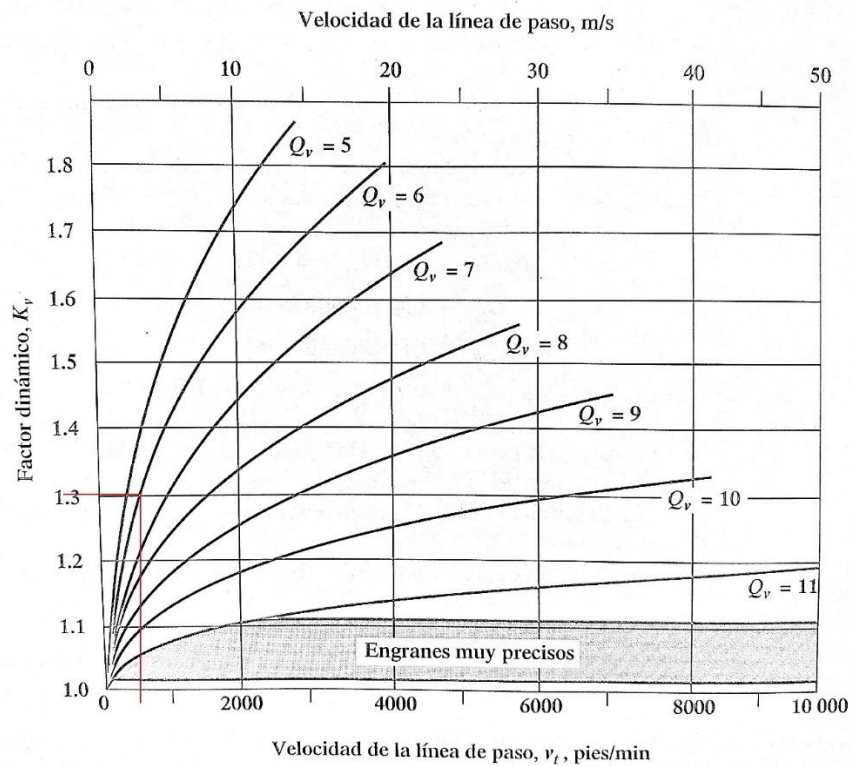
$$K_B = 1.6 * \operatorname{Ln} \left( \frac{2.242}{0.6981} \right) = 1.867$$

Para el factor dinámico se utiliza la figura 29 con la velocidad de la línea de paso en pies por minuto

$$V_{líneap} = D_{pp} * \omega_{piñón} = \frac{7.333}{12} [ft] * 754 \left[ \frac{rad}{min} \right]$$

$$V_{líneap} = 460.8 \left[ \frac{ft}{min} \right]$$

Figura 30. Factor dinámico  $K_v$ .



Fuente: Ibid. p.393.

Como es una aplicación de baja velocidad, no se requiere de alta exactitud en la calidad de los engranajes, por lo que se puede trabajar con un número de calificación de la exactitud de la transmisión  $Q_v = 6$ , para el cual se tiene un valor de:

$$K_v = 1.3$$

De esta forma, la ecuación 30 indica los siguientes valores para el número de esfuerzo flexionante:

$$S_{t-piñon} = 30014 [psi] ; S_{t-conducido} = 27175 [psi]$$

La selección del material se realiza con base en el número de esfuerzo flexionante admisible ajustado  $S_{at}$  que se calcula como:

$$S_{at} = S_t * \frac{K_R * (SF)}{Y_N} \quad (36)$$

Donde:

$S_{at}$  : Número de esfuerzo flexionante admisible.

$K_R$  : Factor de confiabilidad

$Y_N$  : Factor por ciclos de esfuerzo.

$SF$  : Factor de seguridad del diseñador.

El factor de ciclos de esfuerzo se calcula como:

$$Y_N = 1.3558 * N_c^{-0.0178} \quad (37)$$

Donde:

$$N_c = 60 * L * n * q \quad (38)$$

$N_c$  : Número de ciclos de carga esperados

$L$  : Vida de diseño en horas.

$n$  : Velocidad de giro del engrane en RPM.

$q$  : Número de aplicaciones de carga por revolución.

Se define una vida de diseño de 20000 horas como recomienda Mott para maquinaria industrial en general y como el engranaje sólo tiene un punto de contacto entonces el número de aplicaciones de carga por revolución es 1.

El valor de  $K_R$  se define con la tabla 14.

Tabla 14. Factor de confiabilidad  $K_R$ .

Confiabilidad	$K_R$
0.90, una falla en 10	0,85
0.99, una falla en 100	1,00
0.999, una falla en 1000	1,25
0.9999, una falla en 10000	1,50

Fuente: Ibid. p. 396

Así, implementando un factor de confiabilidad para el 99,9% se resuelven las ecuaciones 38, 37 y 36 para el piñón y el conducido de modo que:

$$(S_{at})_{\text{piñón}} = 38660 \text{ [psi]} \quad ; \quad (S_{at})_{\text{conducido}} = 34751 \text{ [psi]}$$

En la tabla 15 se observa que un acero con templado por llama o inducción en grado 1 es más que suficiente para satisfacer la exigencia de cualquiera de los engranajes.

La carga radial generada por el engranaje conducido (con un ángulo de 20°) sobre el eje del swivel se calcula como:

$$W_R = W_t * \text{Tan}(20) \tag{39}$$

$$W_R = 981.8 * \text{Tan}(20) = 357.4 \text{ [lbf]} = 1.59 \text{ [kN]}$$

Tabla 15. Números de esfuerzo admisible para materiales de engranes de acero templado.

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, $s_{at}$ (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, $s_{ac}$ (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N		Vea la figura 9-14		150	163	175
84.5 HR15N		Vea la figura 9-14		155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M: <sup>a</sup>						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15				
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		170	183	195
Nitrurados, nitr alloy N: <sup>a</sup>						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15				
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N		Vea la figura 9-15		155	172	189
90.0 HR15N		Vea la figura 9-15		176	196	216

Fuente: Ibid. p. 381.

**4.4.2. Selección de rodamientos.** La selección de rodamientos se hará con base en la metodología recomendada por el fabricante SKF<sup>1</sup> para 90% de confiabilidad y un ciclo de vida de 25000 horas.

El eje de perforación está sometido a cargas tanto axiales como radiales, por lo que es necesario la implementación de rodamientos de rodillos cónicos para soportar estas cargas.

Primero se selecciona el tipo de lubricante que se recomienda utilizar en el rodamiento, para ello se selecciona tentativamente el rodamiento 30224, cuyas propiedades básicas se enuncian en la tabla 16.

Tabla 16. Rodamiento 30224 J2 de SKF (ISO 4FB).

Dimensiones Principales [mm]			Capacidad de carga dinámica [kN]	Carga límite de fatiga [kN]	Factores de cálculo	
d	D	T	C	$P_u$	e	Y
120	215	43.5	341	49	0.43	1.4

Fuente: SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006.

Se calcula el diámetro medio como:

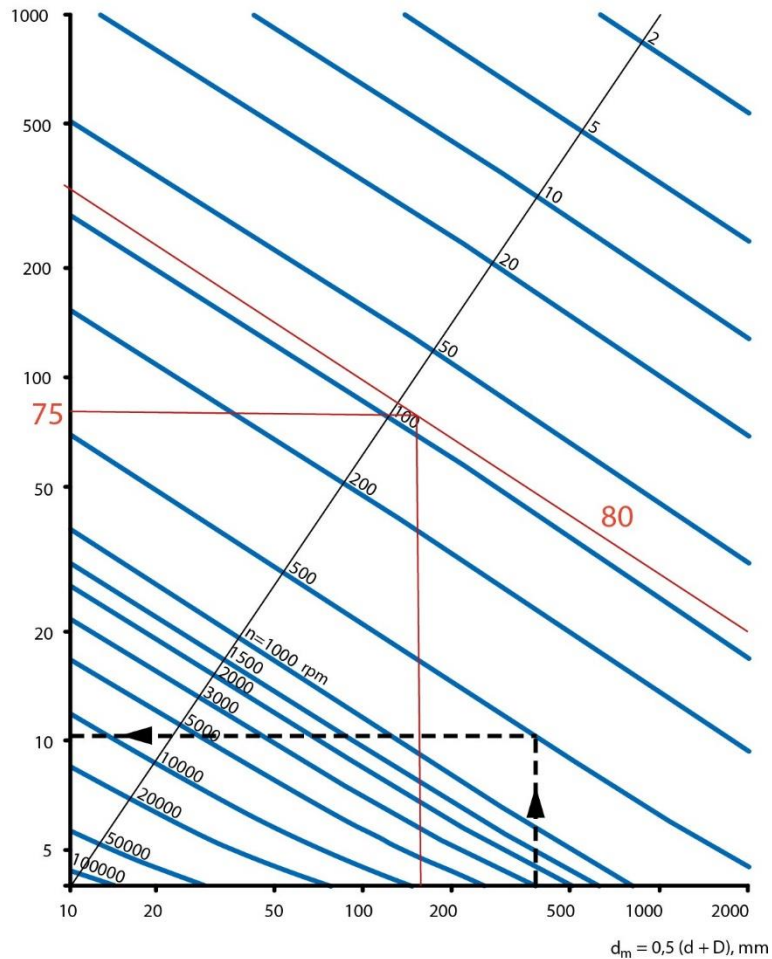
$$D_m = \frac{d + D}{2} = \frac{120 + 215}{2} = 167.5 \text{ [mm]}$$

Con el valor del diámetro medio se busca la viscosidad nominal requerida para el lubricante mediante la figura 32, donde se observa un valor de:

<sup>1</sup> SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006.

$$v_1 = 150 \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right]$$

Figura 31. Viscosidad requerida del lubricante según la velocidad de operación.

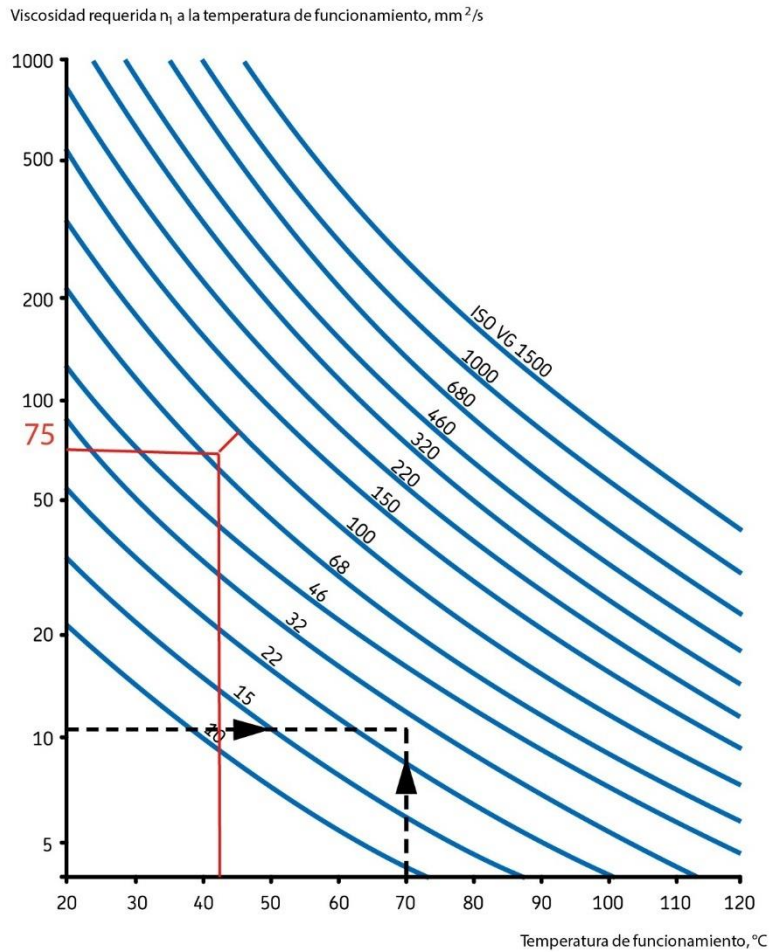


Fuente: SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006. p.254

Con este valor de viscosidad se define el lubricante mediante la figura 33 dependiendo de la temperatura de operación, la cual se estima en 40 °C como máximo.

Por lo que el lubricante seleccionado es el ISO VG 150.

Figura 32. Lubricante según temperatura de operación.



Fuente: SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006. P.57

Se define el factor de viscosidad  $k$  como:

$$k = \frac{\text{Viscosidad Real}}{\text{Viscosidad nominal}} = \frac{v}{v_1}$$

Donde la viscosidad real del lubricante a 42°C se define según el catálogo del fabricante para el ISO VG 100 en  $v = 100 \left[ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right]$ , por lo que:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{100}{100} = 1$$

Posteriormente se define el factor de contaminación  $\eta_c$  según la designación de SKF<sup>1</sup> para “contaminación ligera” en:  $\eta_c = 0.4$

Como se mencionó en el capítulo 3.4, el swivel estará sometido a dos situaciones de cargar por lo cual hay que resaltar qué rodamiento soporta la carga axial en cada caso. Así, el rodamiento inferior será el que soporte la situación de cargar 1 (perforación) mientras que el rodamiento superior es el encargado de soportar la situación de carga 2 (ascenso). Ver figura 10.

Los rodamientos estarán sometidos a dos condiciones de carga como se ilustra en la figura 33.

Realizando el equilibrio estático se tiene:

$$\sum F_x = 0 : F_{Rs} + F_{Ri} - W_R = 0 \quad (40)$$

$$\sum M_A = 0 : F_{Ri} * 159.5 - 1.59 * 84.25 = 0 \quad (41)$$

La carga radial es igual para ambos casos donde:

$$F_{Rs} = 0.6204 [kN] \quad ; \quad F_{Ri} = 0.9692 [kN]$$

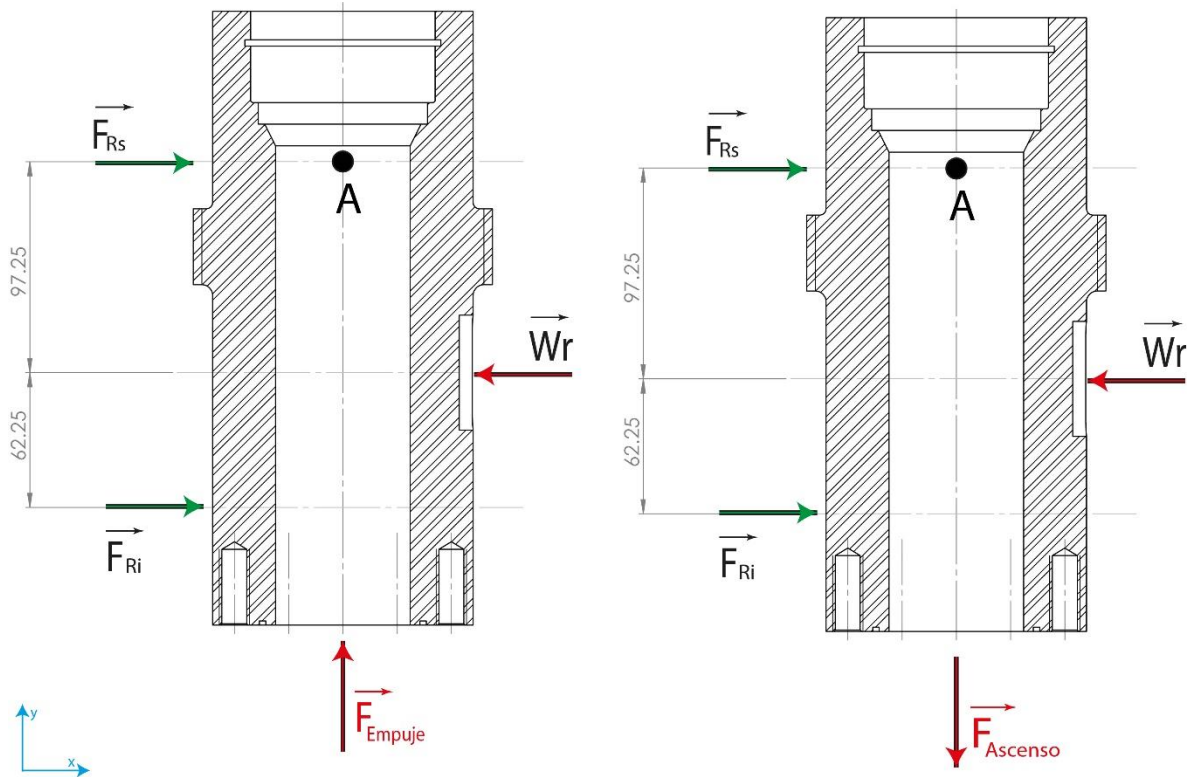
De este modo se puede evaluar la siguiente desigualdad:

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} \leq e$$

---

<sup>1</sup> SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006. p. 62.

Figura 33. Situaciones de carga sobre los rodamientos del swivel.



Fuente: Elaboración propia.

Donde  $e$  es uno de los factores de cálculo enunciados por el catálogo SKF en la tabla 16. Recordando que la fuerza de ascenso la soporta el rodamiento inferior y que la fuerza de empuje la soporta el superior:

$$\left( \frac{20.28 \text{ kN}}{0.7499 \text{ kN}} \right)_{\text{superior}} = 27.04 \quad ; \quad \left( \frac{42.76 \text{ kN}}{0.8396 \text{ kN}} \right)_{\text{inferior}} = 50.92$$

Como la desigualdad no se cumple entonces la carga dinámica equivalente  $P$  se calcula como:

$$P = 0.4 F_{\text{radial}} + Y F_{\text{axial}} \quad (42)$$

Donde  $Y$  es un factor de cálculo del rodamiento (tabla 16). Por lo que para cada rodamiento se tiene las siguientes cargas dinámicas equivalentes:

$$P_s = 28.69 [kN] \quad ; \quad P_i = 60.19 [kN]$$

Con el valor de la carga dinámica equivalente se puede realizar el cálculo del factor combinado definido como:

$$\left( \eta_c \frac{P_u}{P} \right)_s = 0.4 * \frac{49}{28.69} = 0.6831$$

$$\left( \eta_c \frac{P_u}{P} \right)_i = 0.4 * \frac{49}{60.19} = 0.3256$$

Con este valor, junto con el valor de  $k$ , se halla el valor del factor de ajuste de vida SKF  $a_{SKF}$  mediante la figura 33. Donde se observa que:

$$(a_{SKF})_s = 0.46 \quad ; \quad (a_{SKF})_i = 0.55$$

Con el valor de  $a_{SKF}$  se puede calcular el tiempo de vida del rodamiento a 80 RPM mediante la ecuación:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 80} * a_1 * a_{SKF} * \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (43)$$

Donde:

$a_1$  : Factor de confiabilidad de vida, que para 90% se tiene  $a_1 = 1$

$L_{nmh}$  : Número de horas de servicio.

$C$  : Resistencia a la carga dinámica.

$$25000 = \frac{10^6}{60 * 80} * 1 * 0.46 * \left( \frac{C_s}{28.69} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$25000 = \frac{10^6}{60 * 80} * 1 * 0.55 * \left( \frac{C_i}{60.19} \right)^{\frac{10}{3}}$$



Se utilizará la ecuación 43 para calcular el valor de resistencia a la carga dinámica  $C$  que debe tener el rodamiento para cumplir con la aplicación. De esta forma se resuelve:

$$C_s = 152.3 [kN] ; C_i = 302.8 [kN]$$

Donde se observa que se obtienen valores de carga dinámica por debajo de los límites recomendados en el catálogo del fabricante, por lo que se puede concluir que el rodamiento seleccionado operará de manera adecuada durante los ambientes de trabajo más exigente, recordando que la operación del equipo no se llevará a cabo en esas condiciones durante la todo el tiempo de funcionamiento, por lo que realmente se espera un desempeño mayor para las horas de servicio de los rodamientos.

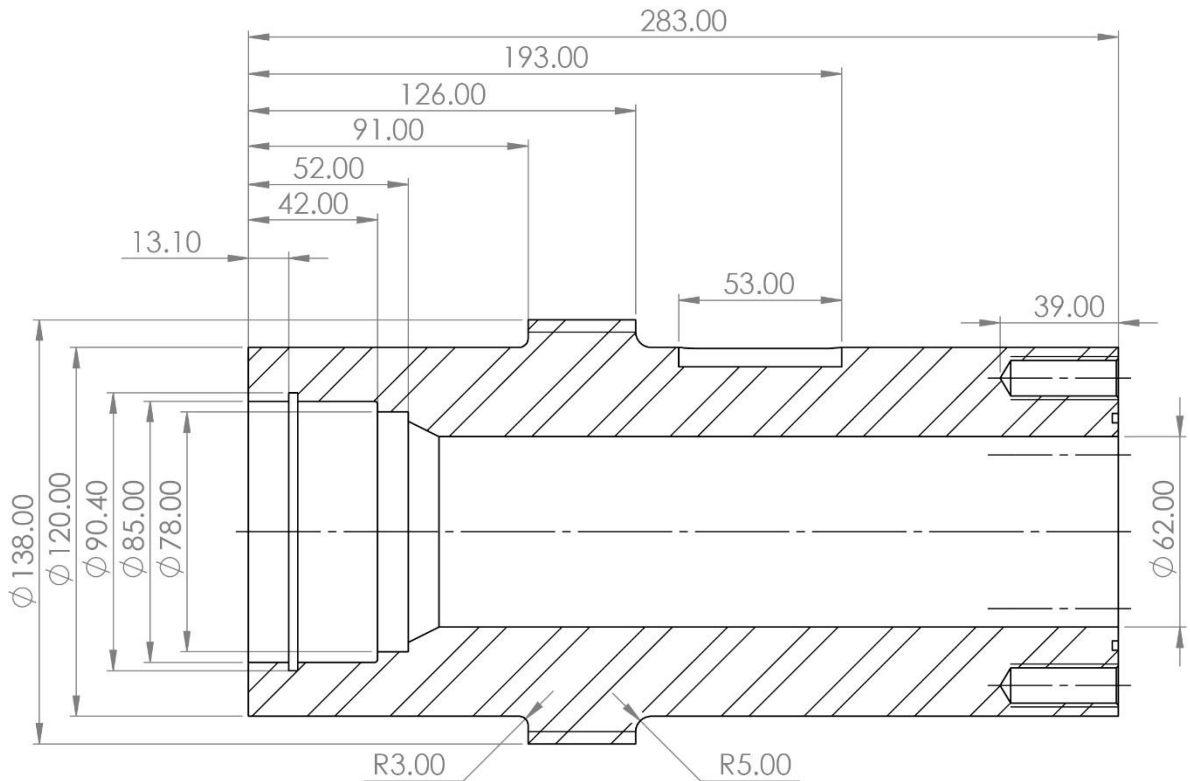
De este modo, el Rodamiento 30224 J2 de SKF (ISO 4FB) será el rodamiento seleccionado para la instalación, para ambas posiciones, tanto inferior como superior.

Si bien los rodamientos se calcularon para 25000 horas de servicio, vale recordar que las condiciones para las cuales se aplican los cálculos son condiciones de trabajo críticas las cuales no se presentarán en todo el tiempo de operación del equipo, por lo que estarán presentes en pocos momentos de la operación; de este modo se estima que su tiempo de vida sea más duradero.

**4.4.3. Diseño de eje.** El diseño del eje se realizó teniendo en cuenta condiciones de carga estática y desgaste por fatiga.

El dimensionamiento del eje se hace en función de los rodamientos seleccionados como se ilustra en la figura 36.

Figura 35. Dimensionamiento del eje (cotas en milímetros).



Fuente: Elaboración propia.

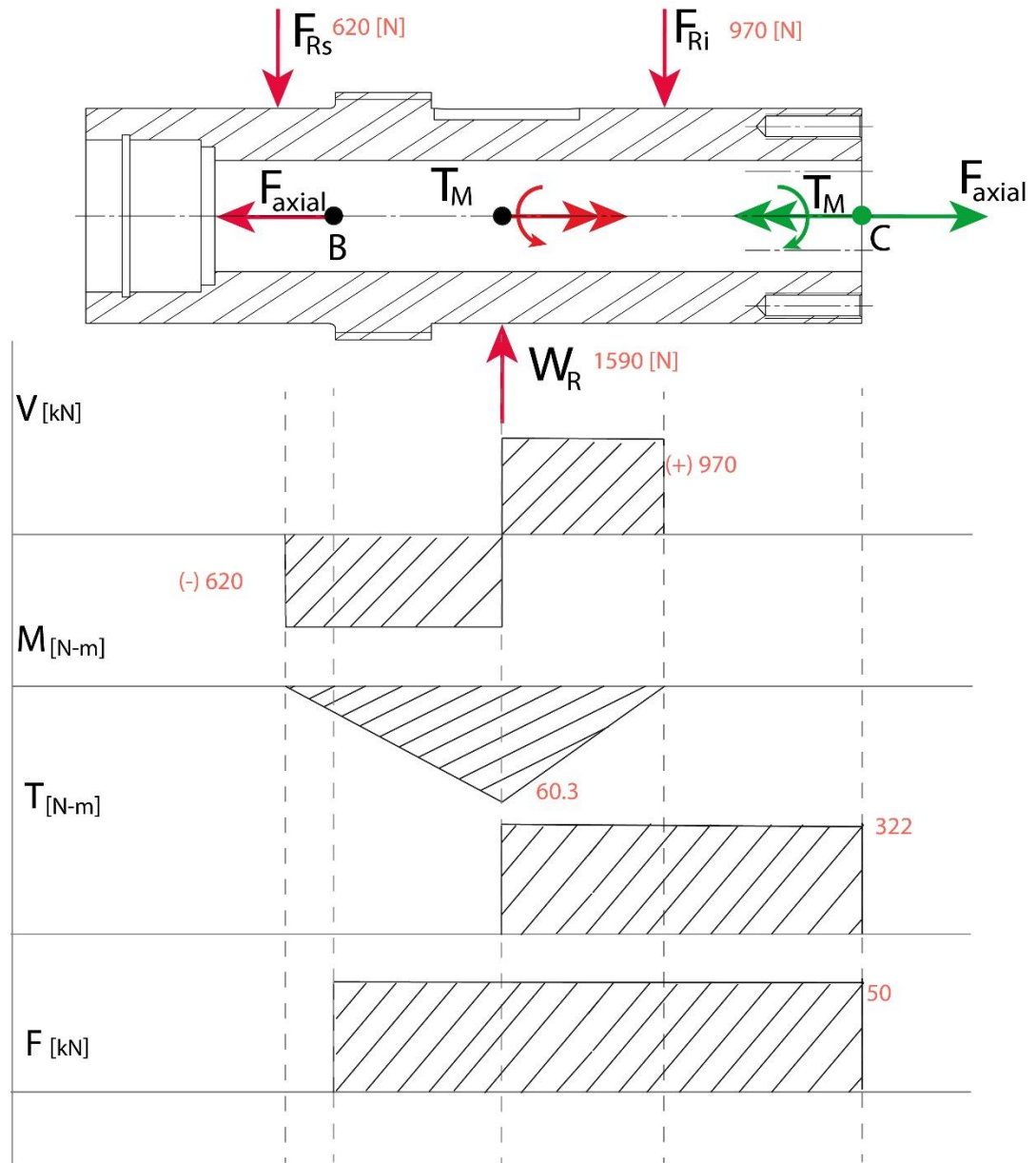
**4.4.3.1. Análisis estático y dinámico.** Para el análisis de carga estática se define el tipo de cargas que están actuando a lo largo del eje, para ello se ilustra la figura 37, donde se puede observar que la sección crítica del eje es la sección de la reducción de diámetro, donde se genera un concentrador de esfuerzos por lo que se hará el análisis sobre dicha sección.

Se asume un estado de atascamiento en la parte inferior del eje, por lo que la conexión inferior funciona como un empotramiento.

En la sección B donde se encuentra el redondeo de 2.5 [mm] y ocurren principalmente esfuerzo por carga axial, carga cortante y momento flector, los cuales se definirán como:

$$\sigma_{axial} = \frac{F_{Axial} * K_t}{A} = \frac{F_{Axial} * K_t}{\frac{\pi}{4} * (D_e^2 - D_i^2)} \quad (44)$$

Figura 36. Tipo de cargas aplicada en el eje.



Fuente: Elaboración propia.

Donde  $K_t$  es el concentrador de esfuerzos en carga axial, que depende de la relación de radios en la reducción, el espesor mínimo del eje y la relación del radio de redondeo en la reducción con la altura del hombro, así como también del tamaño del agujero perforado a lo largo del eje. Ver Anexo C.

La relación de diámetros es:

$$t = \frac{138 - 120}{2} = 9 \text{ [mm]}$$

El espesor de la pared es:

$$h = \frac{120 - 62}{2} = 29 \text{ [mm]}$$

La relación del redondeo con los espesores es:

$$\frac{t}{h} = 0.3103 \quad ; \quad \frac{t}{r} = 3.6$$

Por lo que se tiene un valor de  $K_t$  que se haya apenas fuera de la gráfica y se haya entre 2.2 y 2.3, por lo que se toma  $K_t = 2.25$  aproximadamente. Así, la ecuación 44 se resuelva para:

$$\sigma_{axial} = \frac{50000 * 2.25}{\frac{\pi}{4} * (0.120^2 - 0.062^2)}$$

$$\sigma_{axial} = \mathbf{13.57 \text{ [MPa]}}$$

Como criterio preventivo se asumirá también el valor máximo del momento flector sobre el eje de  $M = 60.3 \text{ [N - m]}$ , así:

$$\sigma_M = \frac{Mc}{I} * K_t = \frac{60.3 * 0.06}{\frac{\pi}{4} (0.06^2 - 0.031^2)} * 2.25$$

$$\sigma_M = \mathbf{0.861 \text{ [MPa]}}$$

Luego, el esfuerzo cortante se define como:

$$\tau = \tau_V * K_{ts} \quad (45)$$

Donde:

$$\tau_V = \frac{VQ}{It} = \frac{V * \frac{2}{3} (R_e^3 - R_i^3)}{I * (R_e - R_i)} \quad (46)$$

$V$  : Fuerza cortante

$R_e$  : Radio exterior en el punto A

$R_i$  : Radio interior en el punto A

$I$  : Momento de inercia de la sección A

$K_{ts}$  : Factor de concentración de esfuerzos cortantes.

Resolviendo la ecuación 46 se tiene:

$$\tau_V = \frac{772.6 * \frac{2}{3} * (0.06^3 - 0.031^2)}{6.283 * 10^{-7} (0.06 - 0.031)} = 0.2807 \text{ [MPa]}$$

Reemplazando en la ecuación 45:

$$\tau = 0.2807 * 2.25 = \mathbf{0.632 \text{ [MPa]}}$$

Se implementa la teoría de la energía de distorsión para evaluar el diseño, así calcula el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{axial}^2 + 3\tau^2} \quad (47)$$

$$\sigma' = \sqrt{(13.57 + 0.861)^2 + 3 * (0.632)^2}$$

$$\sigma' = \mathbf{14.47 \text{ [MPa]}}$$

Nótese que el estrés generado por las cargas flectoras y cortantes juntas representan sólo un 10% del total, por ello se asumió valores de concentración de esfuerzos iguales a al de la carga axial.

Con el esfuerzo de Von Mises se calcula la relación del factor de seguridad  $N$  como:

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

Donde:

$S_y$  : Límite elástico del acero 1045 estimado en 530 [Mpa]

Así:

$$N = \frac{530}{14.47} = 36.6$$

Se puede concluir entonces, con este alto factor de seguridad, que el eje no fallará por carga estática.

Para el análisis de carga dinámica en el eje se tomará en cuenta únicamente el esfuerzo generado por las cargas axiales sobre eje ya que, como se mencionó anteriormente, las cargas de momento flector y cortante son relativamente pequeñas en comparación y se pueden despreciar.

El cálculo se realizará para vida infinita utilizando el criterio de falla por fatiga de Soderberg, así, se implementará la ecuación:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{N}$$

Donde:

$\sigma'_a$ : Esfuerzo equivalente Von Mises al esfuerzo alternante [Pa]

$\sigma'_m$ : Esfuerzo equivalente Von Mises al esfuerzo medio [Pa]

$N$ : Factor de carga por fatiga

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga [ $Pa$ ]

$S_y$ : Límite elástico del material [ $Pa$ ]

Las tensiones equivalentes de Von Mises se calculan mediante:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 - 3\tau_a^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 - 3\tau_m^2}$$

Donde  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  son los esfuerzos normales alternos y medios respectivamente, mientras que  $\tau_a$  y  $\tau_m$  son los esfuerzos cortantes alternos y medios respectivamente, los cuales son depreciables, por lo que:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma'_m = \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{min}}{2}$$

En donde la condición de esfuerzo máximo se tomará para la carga de perforación de 50 [ $kN$ ] como se calculó en la carga estática, y el esfuerzo mínimo se tomará para la condición de elevación de la tubería, cuyo valor máximo a alcanzar es de 44 [ $kN$ ] (-). Por lo que se describe una carga casi completamente reversible que oscila de 50(+) a 44(-)  $kN$  en su magnitud, de esta manera se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f * \frac{F_{m\acute{a}x}}{A} \quad ; \quad \sigma_{min} = K_f * \frac{F_{min}}{A}$$

Donde,  $K_f$  es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga y:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Y  $q$  es la sensibilidad a la muesca que se encuentra normalmente entre cero y la unidad, de modo que  $q = 0$ , entonces  $K_f = 1$ , y el material no tiene ninguna

sensibilidad a la muesca. Por otro lado, si  $q = 1$ , entonces  $K_f = K_t$  y el material tiene sensibilidad total a la muesca. El valor de  $q$  en los aceros se determina como se indica en el Anexo D.

Así:

$$K_f = 1 + 0.82(2.25 - 1) = 2.025$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2.025 * \frac{50000}{\frac{\pi}{4}(0.120^2 - 0.062^2)} = 12.21 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = 2.025 * \frac{-44000}{\frac{\pi}{4}(0.120^2 - 0.062^2)} = -10.75 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = \frac{12.21 \text{ [MPa]} - (-10.75 \text{ [MPa]})}{2} = \mathbf{11.48 \text{ [MPa]}}$$

$$\sigma_m = \frac{12.21 \text{ [MPa]} + (-10.75 \text{ [MPa]})}{2} = \mathbf{0.7328 \text{ [MPa]}}$$

Luego, para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga deben tener en cuenta diferentes situaciones que afecten el desarrollo de falla por fatiga, como lo son el tipo de carga que se aplica a la pieza, la temperatura en la cual opera el equipo o posibles tensiones residuales debido a los procesos de manufactura desarrollados en su fabricación, entre otros. De este modo, se calcula la resistencia a la fatiga como:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Donde:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0.5 * 630 = 315 \text{ [MPa]}$$

$k_a$  es el factor de modificación superficial que se puede calcular con la información del Anexo E como:

$$k_a = a * s_{ut}^b = 4.51 * (630)^{-0.265} = 0.8172$$

$k_b$  es el factor de tamaño, para el cual se tiene que para carga axial:

$$k_b = 1$$

$k_c$  es el factor del tipo carga, para el cual se tiene:

$$k_c = 0.85 ; \text{ para carga axial}$$

$k_d$  es el factor de temperatura de operación, donde podemos estimar que el swivel de perforación estará trabajando alrededor de los 50 °C, por lo que se tiene (Anexo F):

$$k_d = 1.01$$

$k_e$  es el factor de confiabilidad, en el cual se busca una confiabilidad del 95%. Ver Anexo G

$$k_e = 0.868$$

$k_f$  es el factor de efectos varios, el cual tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a esfuerzos residuales, distribuciones de carga, martillados, golpes, tensiones direccionales, endurecimiento superficial, entre otros. (nótese que  $k_f \neq K_f$ ) Para el caso de estudio se toma:

$$k_f = 0.9$$

De este modo se calcula:

$$S_e = 0.8172 * 1 * 0.85 * 1.01 * 0.868 * 0.9 * 315$$

$$S_e = \mathbf{170.9 [MPa]}$$

Así, el criterio de falla de Sodeberg indica:

$$\frac{11.48}{170.9} + \frac{0.7328}{530} = \frac{1}{N}$$

$$N = 14.59$$

De este modo se observa que, para la carga empleada, el eje posee un factor de carga suficientemente elevado para permitir su correcta operación sin que se produzca ninguna falla por fatiga.

**4.4.3.2. Simulación del eje del Swivel.** Para hacer comprobación de cálculos se realiza la simulación en SolidWorks 2021, manteniendo las mismas condiciones, donde se considera la situación de carga 1: Carga axial de **50 [kN]**, Torque máximo de operación **2851 [lbf – in]**, la carga radial del engranaje en **1590 [N]**.

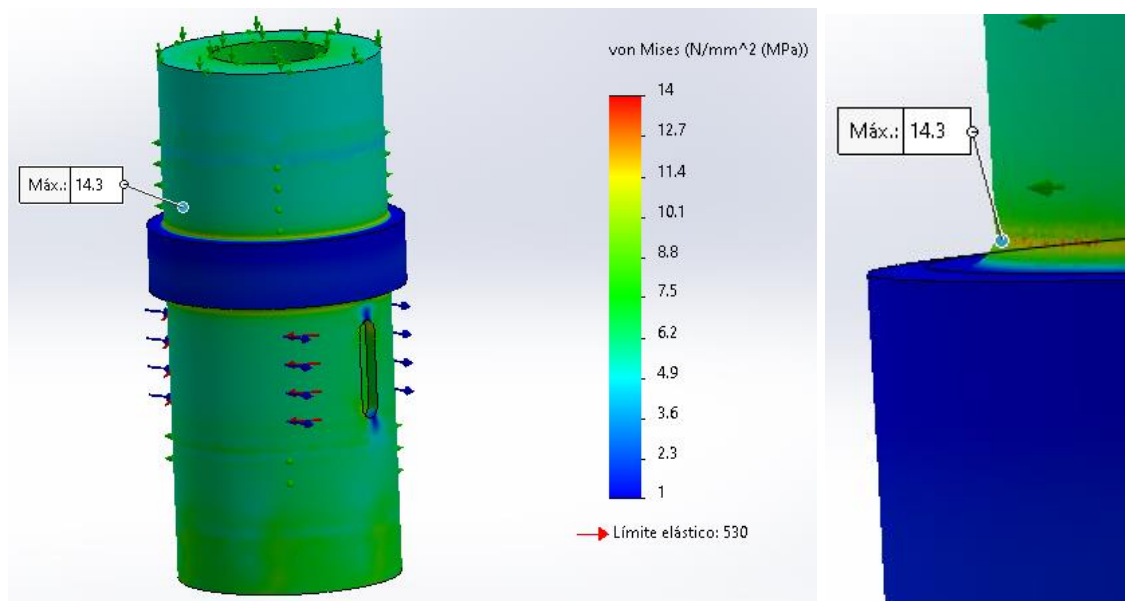
Las figuras 38, 39, y 40 representan los campos más representativos de la simulación a carga estática, ilustrando la distribución de esfuerzos de Von Mises, El factor de seguridad en cada punto del eje y las elongaciones plásticas que pueda tener el eje. Por otra parte, las figuras 41, 42 y 43 muestran los campos representativos de la simulación de falla por fatiga, ilustrando la

Nótese que en las figuras 40 y 41 se puede observar que el punto de máximo esfuerzo efectivamente se haya en la reducción del diámetro con el redondeo donde se apoya el rodamiento superior.

Nótese que las figuras muestran un único valor en el gráfico debido a que el diseño presenta vida infinita a más de  $10^6$  ciclos, por lo que el software así lo representa.

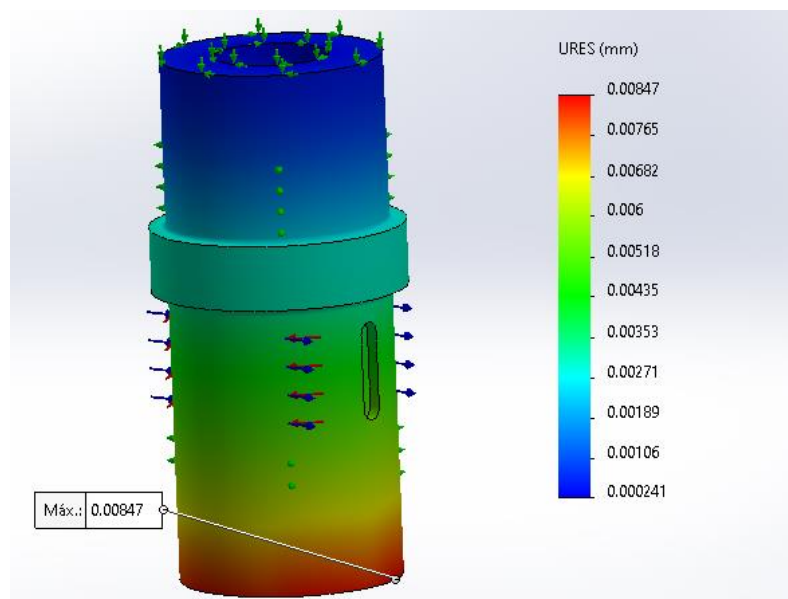
Las tablas muestran el resumen de los valores obtenidos en la simulación por carga estática y carga dinámica respectivamente.

Figura 37. Distribución de esfuerzos de Von Mises.



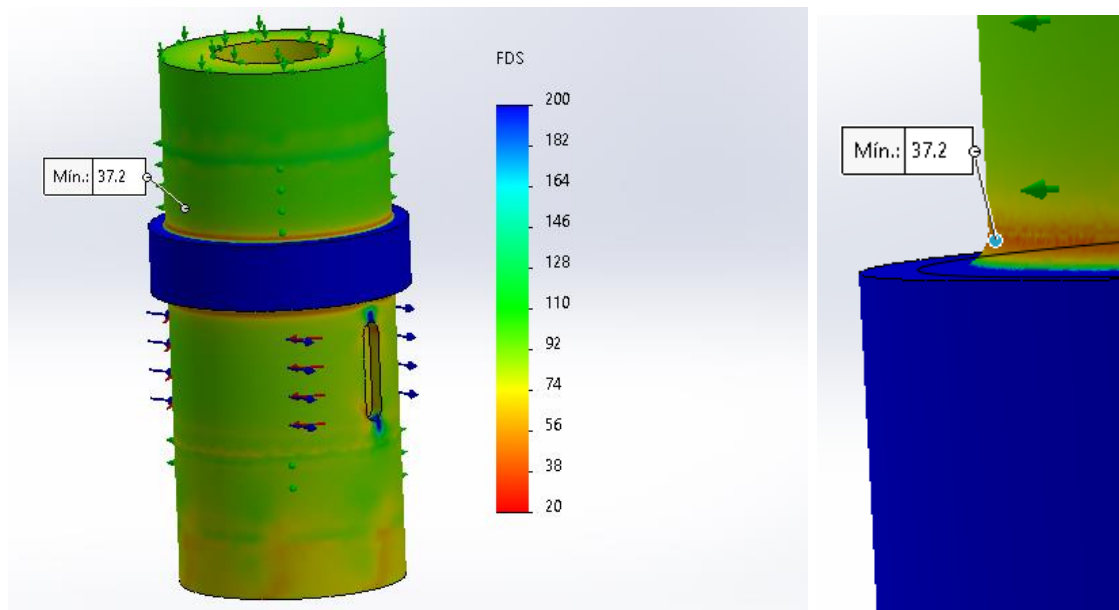
Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 38. Desplazamientos en el eje del swivel.



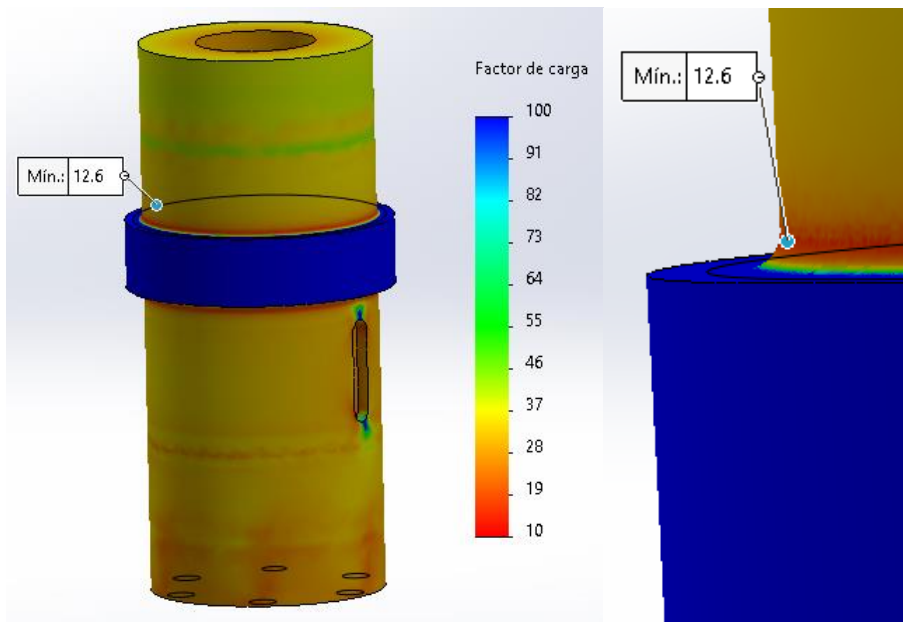
Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 39. Factor de seguridad a carga estática.



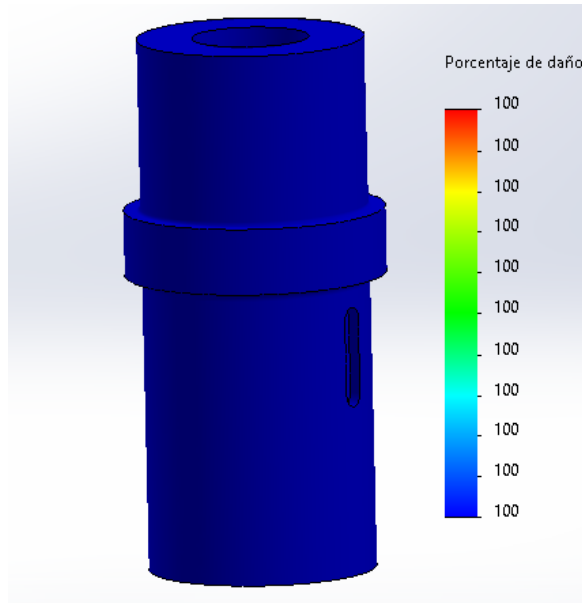
Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 40. Factor de carga por fatiga.



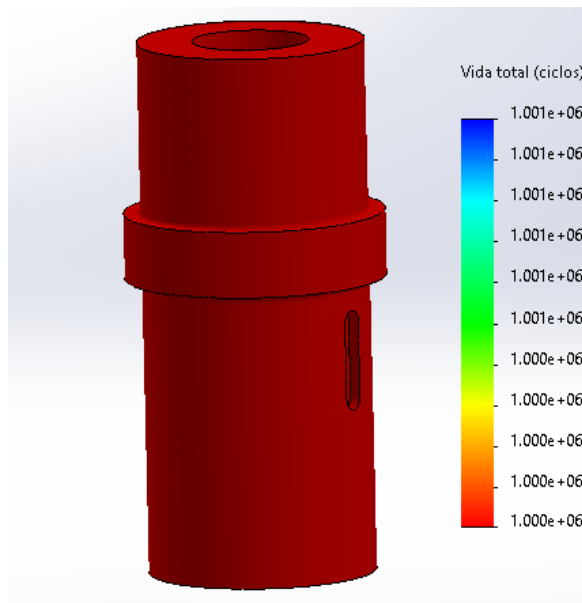
Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 41. Porcentaje de daño por fatiga



Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 42. Vida de la pieza en número de ciclos



Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Tabla 17. Resumen de la simulación por carga estática y fatiga en el eje.

Fenómeno estudiado	ACERO AISI 1045		
	Mínimo	Máximo	Unidades
Tensión de Von Mises	-	50.5	MPa
Desplazamiento	-	0.033	mm
Factor de Seguridad	14.1	-	-
Factor de Carga Fatiga	12.6	-	-
Porcentaje de daño	0	0	%
No. Ciclos de vida	Infinita	Infinita	unitario

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 17 se observa que los valores de la simulación son satisfactoriamente cercanos a los valores teóricos esperados.

**4.4.4. Elementos auxiliares.** Los elementos auxiliares se seleccionaron buscando las siguientes características:

- Eliminar las fugas de presión en el recorrido del agua por el swivel.
- Apoyar correctamente las piezas para transmitir las cargas en el swivel.
- Permitir facilidad al armado y mantenimiento del swivel.
- Otorgarle rigidez a la estructura de la caja.

A continuación, se desarrolla la selección de cada uno de los componentes. Ver figura 10 para referencia.

**4.4.4.1 Bastidor.** Dado el desarrollo anterior se observa que la caja o bastidor del swivel recibe cargas importantes que se transmiten desde la tubería a través de los rodamientos, así, se debe tener en cuenta estas cargas al momento de evaluar la resistencia requerida durante la operación del equipo.

Con esto en mente, el bastidor del swivel se diseña con el fin de otorgar la rigidez requerida para la aplicación, implementando seis bujes separadores que se pueden conseguir como barras perforadas o tubería para alta presión.

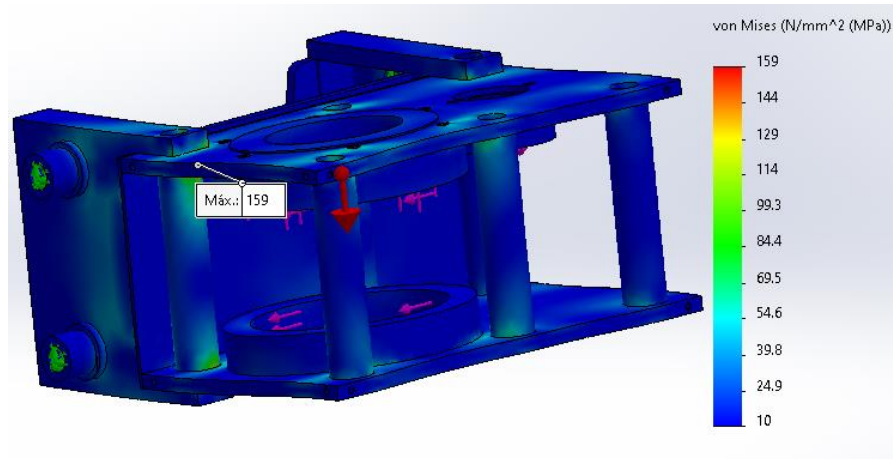
El diseño del bastidor está inspirado en una jaula en la cual se utilizan tapas, superior e inferior, en lámina de 16 mm donde se apoyará las camisas de los rodamientos sujetadas con tornillos para facilitar el montaje del swivel.

Para el general de la caja se utiliza acero ASTM A36 con resistencia de 250 MPa, con excepción de las barras perforadas que se establecen en SAE J1397 con resistencia de 355 MPa.

Como método de comprobación se realizará la simulación de la carga generada por la situación de operación 1, donde se realiza la perforación y se empuja con el 80% de la fuerza requerida para la perforación, equivalente a 8800 [lbf] o 39144 [N] aplicada sobre la camisa del rodamiento superior; también se considera la carga de los rodamientos en la dirección radial a los ejes. El apoyo se realiza mediante los 4 pasadores que unen los dos canales de la estructura móvil.

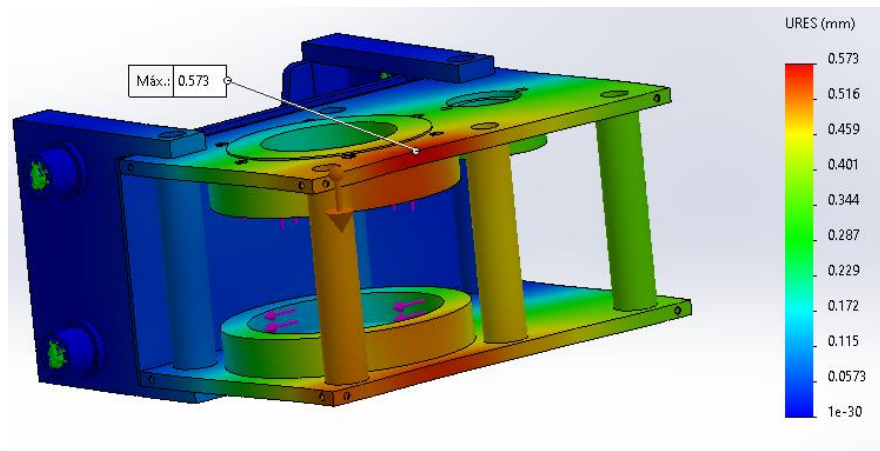
También se realiza la simulación de la carga generada por la situación de operación 2, donde se realiza la recuperación de la tubería e implementos de perforación del pozo. Se aplica una carga de 44 [kN] sobre la camisa del rodamiento inferior. El apoyo se realiza mediante las cuatro ruedas en el canal 2 de la estructura móvil, las cuales ejercer una resistencia únicamente horizontal; y el agarre de la cadena que toma la carga vertical.

Figura 43. Distribución de esfuerzos Von Moises para bastidor de Swivel.



Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Figura 44. Distribución de desplazamientos para bastidor de Swivel.



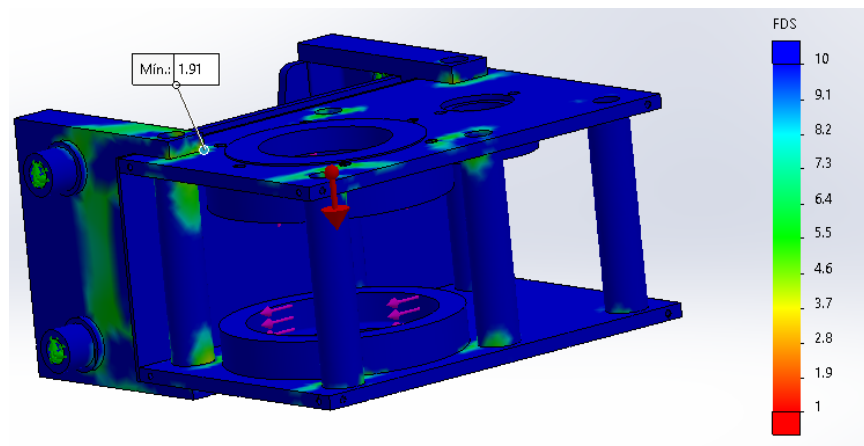
Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

En las figuras 44, 45 y 46 se ilustran los campos más representativos de la simulación a carga estática, ilustrando la distribución de esfuerzos de Von Mises, El

factor de seguridad en cada punto del eje y las elongaciones plásticas que pueda tener el bastidor.

Los resultados de las simulaciones se resumen en la tabla 18.

Figura 45. Distribución de factor de seguridad para bastidor de Swivel.



Fuente: Elaboración propia. Generada con SolidWorks 2021.

Tabla 18. Resumen de simulación por carga estática y fatiga en bastidor swivel.

Fenómeno estudiado	ACERO ASTM A36 + SAE J1397				Unidades
	Situación 1		Situación 2		
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	
Tensión de Von Mises	-	159	-	195	MPa
Desplazamiento	-	0.57	-	0.69	mm
Factor de Seguridad	1.91	-	1.36	-	N/A

Fuente: Elaboración propia.

## 4.5. DISEÑO ESTRUCTURAL

El cálculo de la estructura se realiza en base a las situaciones expuestas en el capítulo 3.4 donde se evaluará las condiciones de perforación, con aplicación de carga por parte del pistón; y la elevación de la tubería. De este modo, para el análisis se evalúan las siguientes condiciones:

- Carga aplicada por el pistón en perforación: 40 [kN]
- Carga generada por el peso de la tubería y el agua en su interior: 22 [kN]

Así, se evaluará ambas situaciones para la estructura móvil y la estructura fija.

**4.5.1. Estructura móvil.** En el análisis de la estructura fija se tendrán en cuenta únicamente el canal 2, ya que el canal 3 se evaluó en conjunto con el bastidor del swivel en el capítulo 4.4.4.3

**4.5.1.1. Carga de perforación.** Para el análisis del canal 2 se requiere de las reacciones que se generan en el canal 3 y se transmiten mediante los pasadores durante la perforación de alta carga., para ello se evalúa el diagrama de cuerpo libre representado en la figura 47.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio se tiene:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 40000[N] * 283.8[mm] - 2 * F_1 * 200[mm]$$

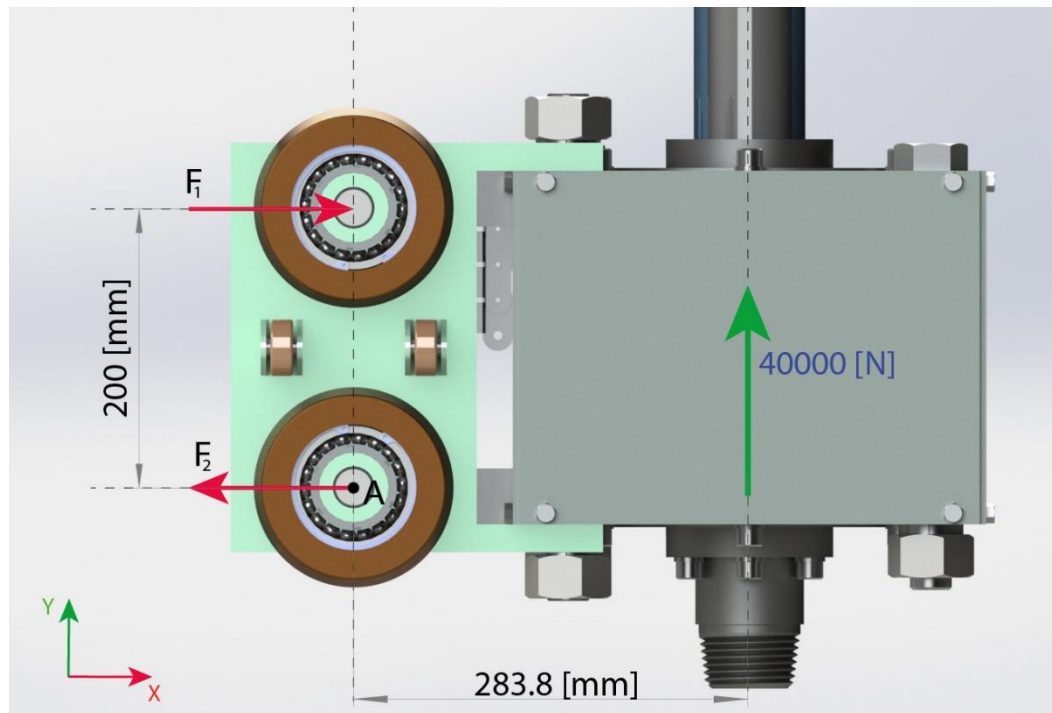
$$\Rightarrow F_1 = \frac{40000 * 283.8}{2 * 200} = \mathbf{28380 [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_1 - F_2 = 0$$

$$\Rightarrow F_2 = F_1 = 28380 \text{ [N]}$$

Donde  $F_1$  y  $F_2$  es la fuerza aplicada en cada uno de los pasadores. Estas fuerzas se aplican directamente sobre el canal 2 mediante los pines.

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre del canal 3 en perforación de alta carga.



Fuente: Elaboración propia.

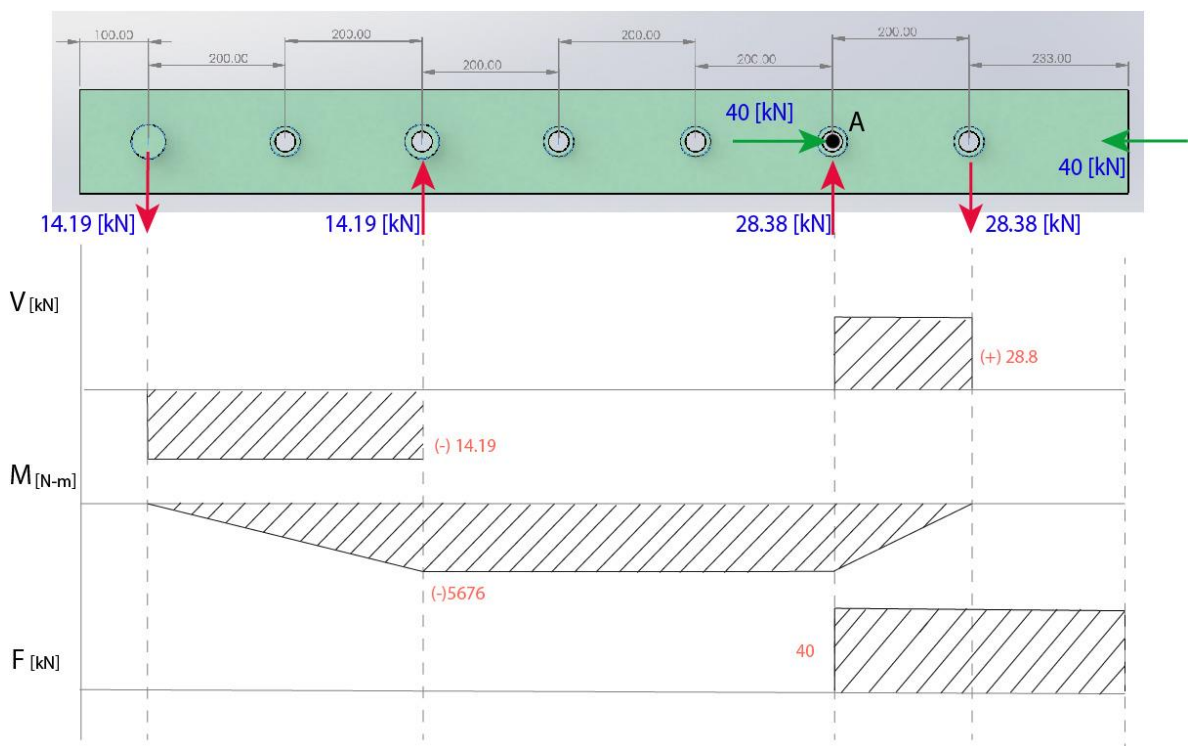
Con estas cargas se realiza el análisis sobre los canales en C verticales pertenecientes al canal 2, de este modo, se tiene dos pares de fuerzas que transmiten el momento producido por la carga de perforación hacia la estructura fija. Esta es la situación de carga que resulta más estresante para el canal en C, por lo que se utilizará estas dimensiones para el canal el C que conforma tanto la estructura fija como la estructura móvil.

En la figura 48 se ilustra el diagrama de cuerpo libre de los canales en C verticales que componen el canal 2 y sus respectivas cargas a las que se encuentra sometida.

Las fuerzas en las rodaduras inferiores se calculan mediante ecuaciones de equilibrio.

Para el análisis de la carga sobre el canal en C se toma encuentra esfuerzos producidos por carga axial, momento flector y fuerza cortante aplicando la teoría de carga combinada de Von Mises.

Figura 47. DCL Canal vertical en C. componente del canal 2.



Fuente: Elaboración propia.

Así, las cargas que se ejercen sobre el canal en C, y son críticas en el punto A:

- Fuerza cortante  $V_{m\acute{a}x} = 28.38 \text{ [kN]}$
- Momento flector  $M = 5676 \text{ [N} \cdot \text{m]}$
- Fuerza axial  $F = 40 \text{ [kN]}$

Los esfuerzos se calculan con la misma metodología aplicada para el análisis estático del eje en el capítulo 4.4.3.

$$\sigma_A = \frac{F}{A} ; \tau_V = \frac{V * Q}{I * t} ; \sigma_M = \frac{M * c}{I}$$

Donde,

$$Q = \frac{A}{2} * \bar{y}$$

Y  $\bar{y}$  es el centroide de la mitad del área del perfil del canal en C estudiado.

Y el esfuerzo resultante se calcula como:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_A + \sigma_M)^2 + 3 * (\tau_V)^2}$$

Como se observa en las ecuaciones, los cálculos se realizan en base a las propiedades geométricas del perfil en C, por lo que, con ayuda del software EES se resuelven las ecuaciones con las propiedades de diferentes perfiles en C tomados del catálogo de productos de la empresa Collado Aceros S.A

Tabla 19. Esfuerzos calculados para diferentes perfiles en C.

Ref	Ref	A	I	y	t	$\sigma$	N
[in]	[mm]	[cm <sup>2</sup> ]	[cm <sup>4</sup> ]	[mm]	[mm]	[MPa]	-
3	76	7.68	66.6	18	4.32	394.1	0.63
4	102	10.06	158.2	20.2	4.57	233.2	1.07
6	152	15.42	541.1	24.6	5.08	111	2.25
6	152	19.81	628.5	27.2	7.98	92.67	2.70
6	152	24.58	720.1	30.4	11.1	79.57	3.14
8	203	21.68	1335	31.4	5.59	65.58	3.81
8	203	25.94	1490	32.8	7.7	57.07	4.38
8	203	35.42	1819	33.9	12.37	44.92	5.57

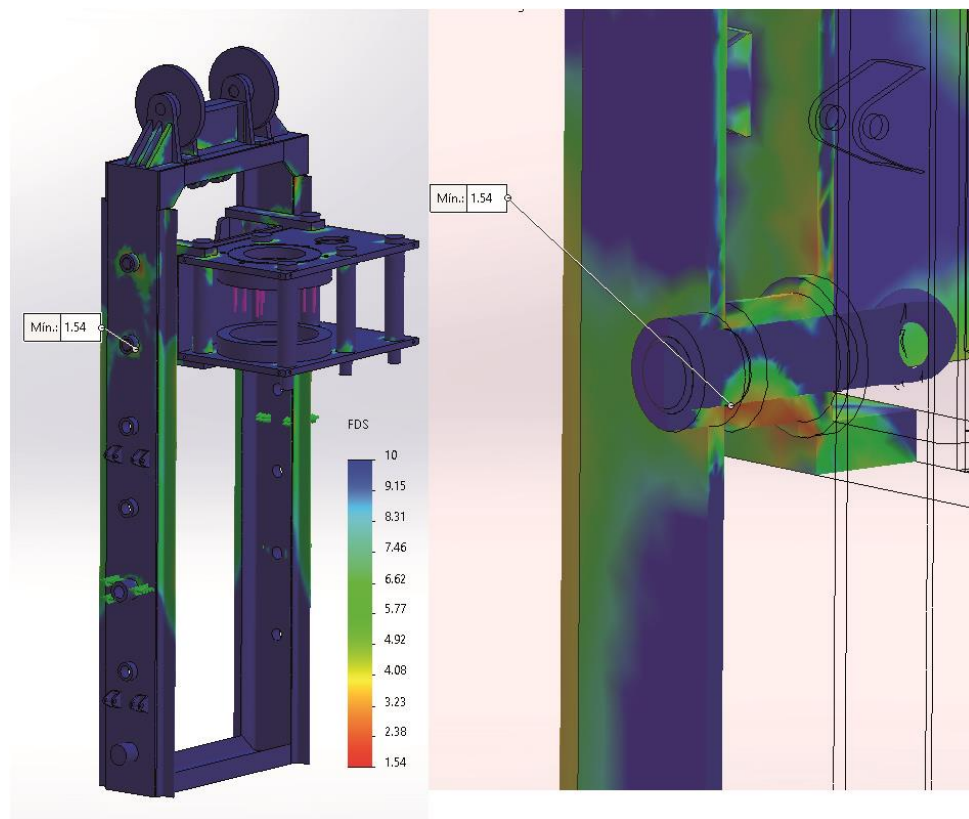
Fuente:

<https://www.collado.com.mx/Views/Productos/Perfiles%20comerciales/Canal>

El factor de seguridad se calcula en base al acero ASTM A36 con  $\sigma_{adm} = 250 [MPa]$

De este modo se selecciona el perfil intermedio de canales en C de 6 pulgadas que ofrece un factor de seguridad de  $N = 2.7$ . Sin embargo, para este análisis no se han considerado posibles concentradores esfuerzos que pueden estar presentes, por lo que se hace uso del software SolidWorks como herramienta de comprobación.

Figura 48. Factor de seguridad en canal 2 para perforación de alta carga.



Fuente: Elaboración propia.

Nótese que en la figura 49 ya se tiene en cuenta el aumento de la rigidez con el uso de canales en T soldados a los laterales del canal vertical en C.

**4.5.1.2. Carga de Elevación.** Durante la elevación de la tubería en el pozo, en el modo de perforación acelerada, se hace uso de la cadena para lograr un movimiento relativo del canal 3 respecto al canal 2 de 2:1; por lo que el apoyo de la cadena también requiere ser tenido en cuenta para la estructura.

En la figura XX se ilustra el diagrama de cuerpo libre del canal 3 teniendo en cuenta la cadena como ayuda para la elevación. De este modo, aplicando ecuaciones de equilibrio se tiene:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -22000 + F_C = 0 \Rightarrow F_C = 22 \text{ [kN]}$$

Donde  $F_C$  es la sumatoria de la fuerza de las dos cadenas.

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 22000 * 283.8 = 2 * F_1 * 200 + F_C * 118.8$$

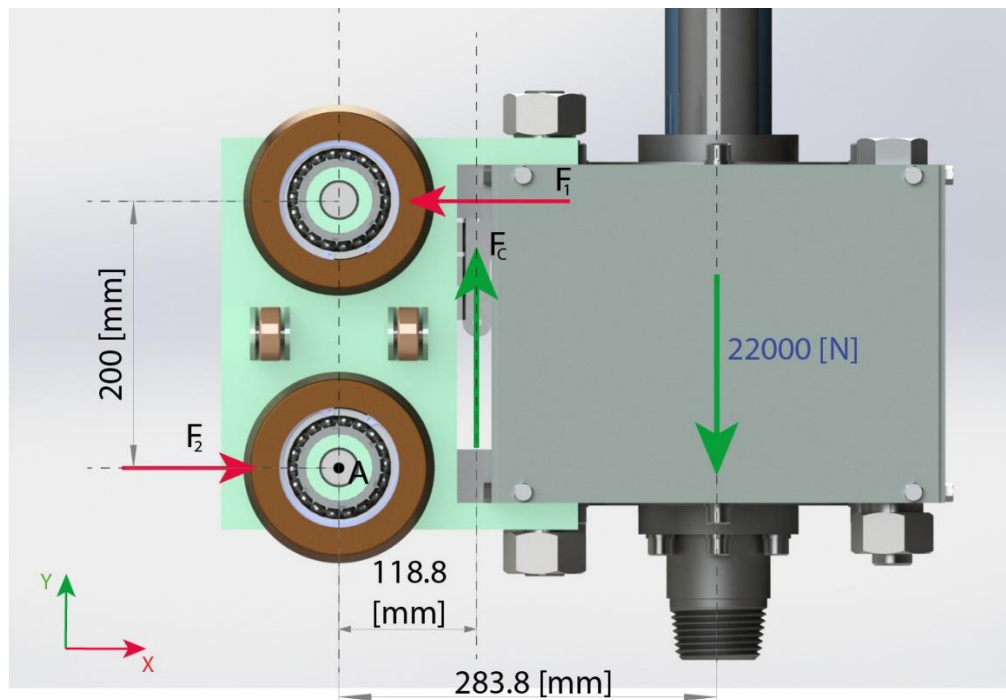
$$\Rightarrow F_1 = \frac{22000 * (283.8 - 118.8)}{2 * 200} = 9075 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_2 = F_1 = 9075 \text{ [N]}$$

De esta manera se observa que las cargas son inferiores a las tratadas anteriormente en la perforación de alta carga, sin embargo, en esta situación la carga se aplica internamente sobre las aletas del canal en C, por lo que se requiere de un análisis con la ayuda del software SolidWorks para ver el efecto de la carga sobre la aleta.

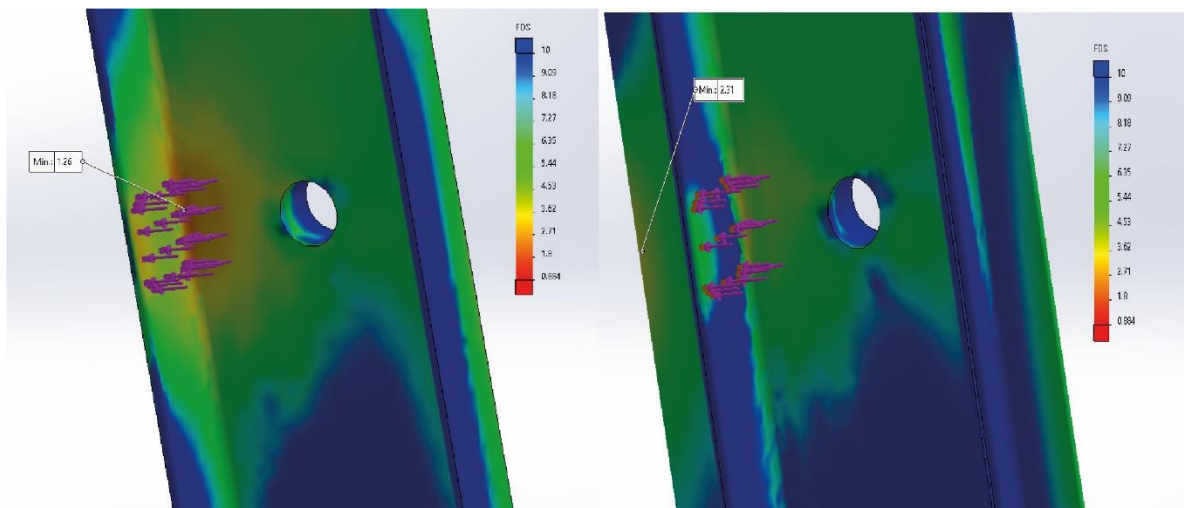
Nótese que las fuerzas sobre las rodaduras serán más intensas del lado más cercano al eje axial de la tubería, por lo que no serán cuatro fuerzas iguales a 9 [kN]

Figura 49. Diagrama de cuerpo libre del canal 3 en elevación rápida.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 50. Factor de seguridad para carga sobre la aleta del canal 2.



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 51 se ilustra la zona donde el canal 3 se apoya internamente, mediante la rodadura, sobre el canal 2. En la imagen de la izquierda se observa el canal vertical en C perteneciente al canal 2 con las cargas aplicadas internamente sobre las aletas, para el cual su factor de seguridad es 1.26. Para aumentar la rigidez de las aletas durante la rodadura de los canales, se suelda un perfil en T en los laterales del canal en C como se ilustra en la imagen de la derecha, lo cual aumenta el factor de seguridad en el canal 2 hasta 2.31

Para la rodadura utilizada entre los canales se selecciona un rodamiento radial de bolas bajo el criterio de carga estática debido a que los canales se desplazan a baja velocidad. La carga máxima a la que se someten las rodaduras es de 14.19 [kN]. De este modo se selecciona el rodamiento SKF 6210 que cuenta con las siguientes propiedades.

Tabla 20. Rodamiento radial de bolas para rodadura entre canales SKF 6210

Rod.	Dimensiones Principales [mm]			Capacidad de carga [kN]	
	Ref SKF	d	D	T	Dinámica
6210	50	90	20	37.1	23.2

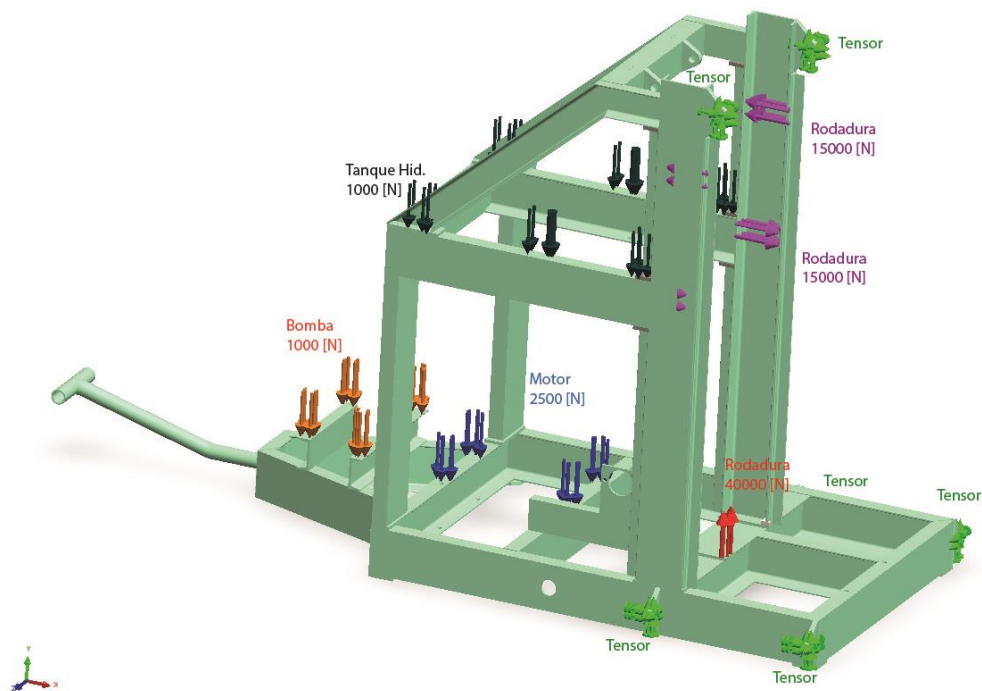
Fuente: SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006. p.308

**4.5.2. Estructura fija.** Para el análisis de la estructura fija se asume el canal 3 en su punto más alto, de igual forma que se hizo en para la estructura móvil, tomando en cuenta las dos situaciones de estrés para el equipo: la perforación con alta carga y la elevación en operación rápida.

Dada la complejidad de las conexiones se hará la comprobación de carga con ayuda de SolidWorks para identificar las zonas críticas de la estructura.

**4.5.2.1. Carga de Perforación.** Para la carga de perforación se tiene en cuenta las cargas transmitidas por las rodaduras desde el canal 2 como se ilustra en la figura 48, la carga generada por el pistón y el peso de la maquinaria auxiliar más representativa en las zonas ilustradas en la figura 52.

Figura 51. Carga sobre la estructura fija - Carga de perforación.



Fuente: Elaboración propia.

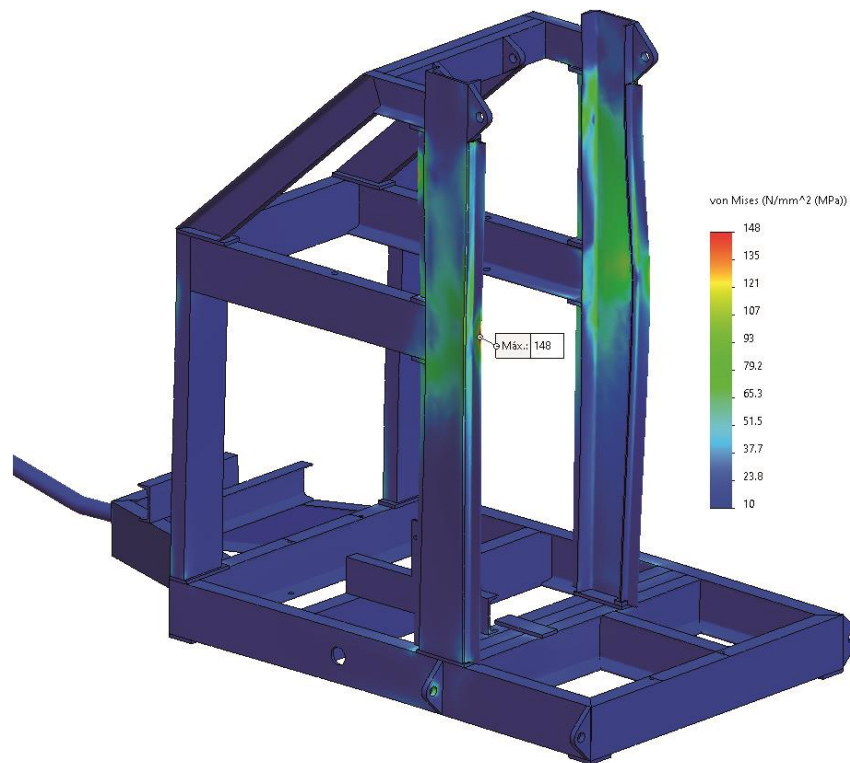
La figura 52 representa la situación de carga sobre la estructura fija que cuenta con:

- Peso de la bomba hidráulica estimada en 1000 [N].

- Peso del motor hidráulico estimado en 2500 [N].
- Peso del tanque hidráulico estimado en 1000 [N].
- Carga del pistón a tensión de 40000 [N]
- Cargas transmitidas por la rodadura desde el swivel hasta la estructura fija, redondeada en 15000 [N]
- Los apoyos se plantean como tensores ubicados en 6 puntos para anclar la estructura a la tierra.

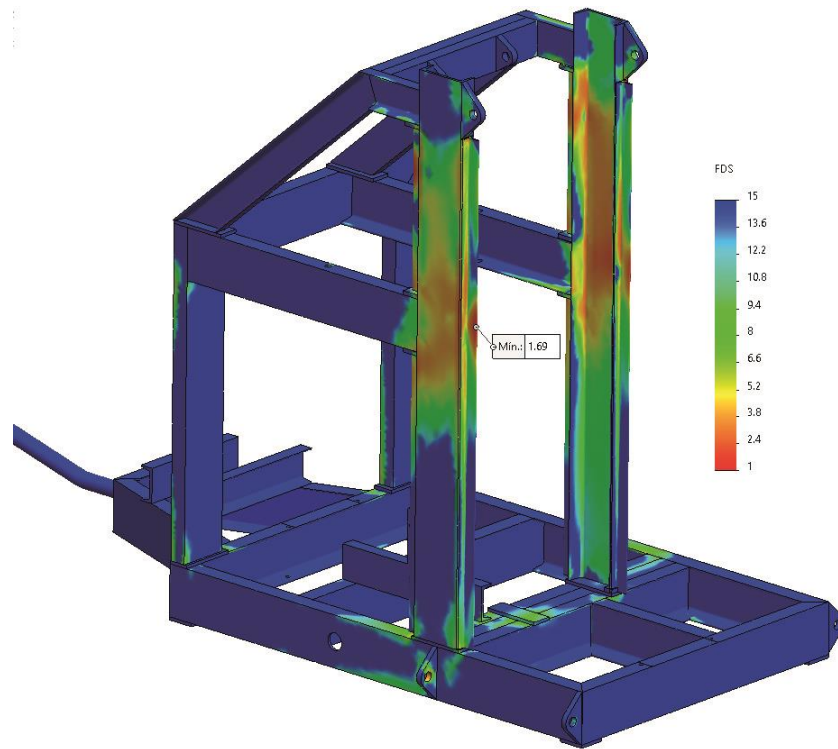
Con estas condiciones se realiza la simulación de carga el sobre la estructura, obteniendo los siguientes resultados.

Figura 52. Esfuerzo de Von Mises para situación de perforación en estructura fija.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 53. Factor de seguridad para situación de perforación en estructura fija.

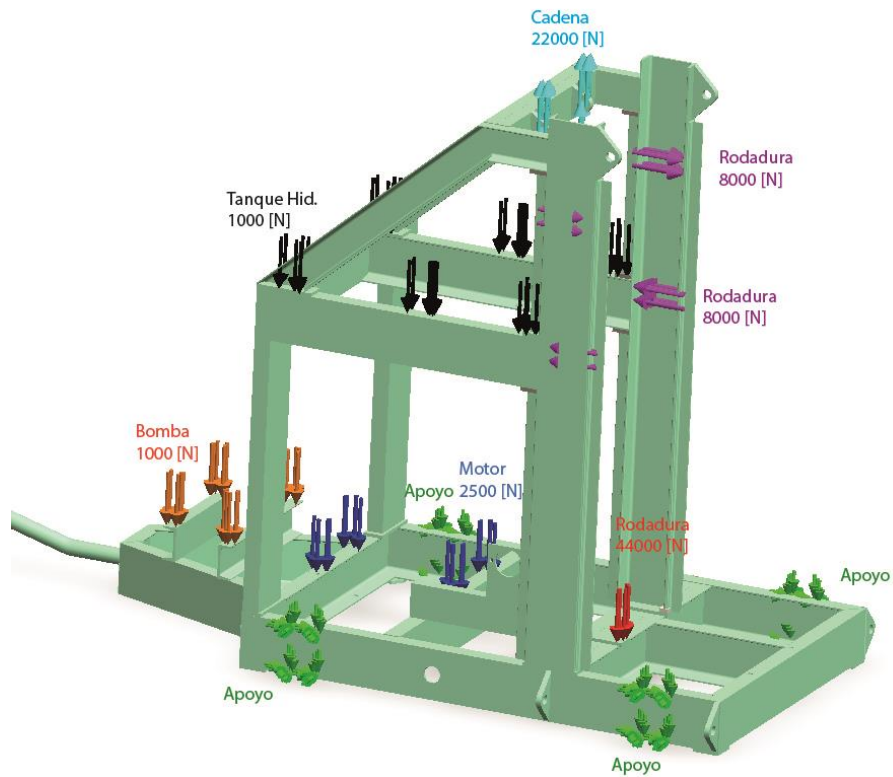


Fuente: Elaboración propia.

De esta manera se observa que el sistema posee su parte crítica en el lateral externo del canal en C, donde se localiza un esfuerzo de 148 [MPa] que representa un factor de seguridad de 1.69 en los elementos estructurales de acero ASTM A36. Con este resultado el equipo puede ser operativo, sin embargo, se puede hacer la recomendación de aumentar la rigidez del canal en T que se ubica en los laterales del canal en C, en la zona de mayor esfuerzo.

**4.5.2.2. Carga de elevación.** Para el análisis de la carga de elevación se aplica la misma metodología de simulación, de modo que se plantea la situación de carga sobre la estructura teniendo en cuenta los pesos de los equipos, la carga transmitida por rodadura, la tensión de las cadenas y la carga del pistón.

Figura 54. Carga sobre la estructura fija - Carga de elevación.



Fuente: Elaboración propia.

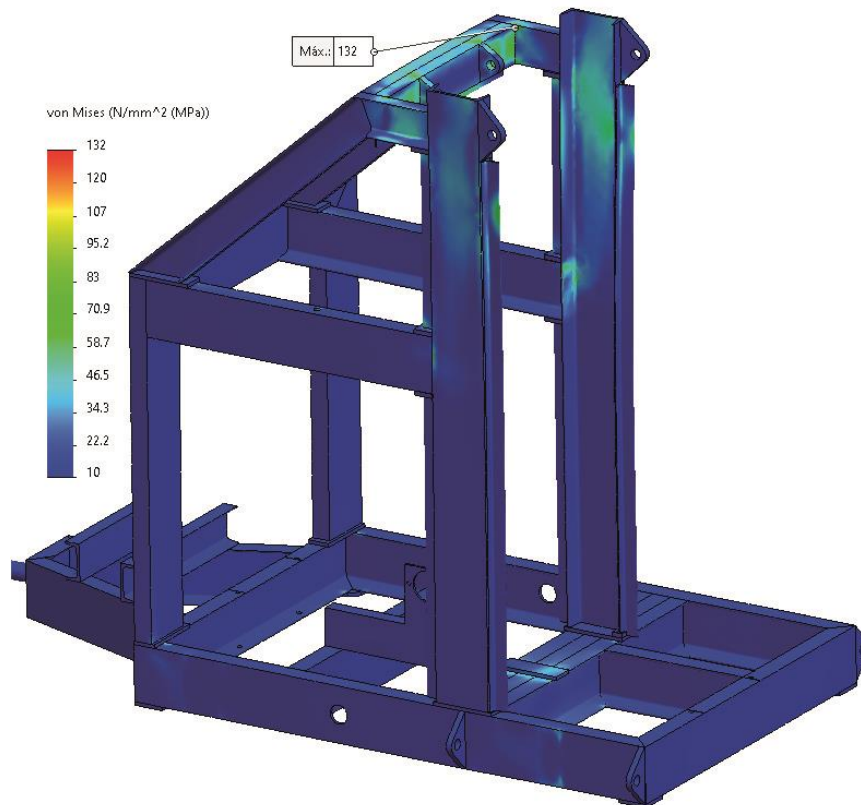
La figura 55 representa la situación de carga sobre la estructura fija que cuenta con:

- Peso de la bomba hidráulica estimada en 1000 [N].
- Peso del motor hidráulico estimada en 2500 [N].
- Peso del tanque hidráulico estimada en 1000 [N].

- Carga del pistón a compresión de 44000 [N]
- Cargas transmitidas por la rodadura desde el swivel hasta la estructura fija, redondeada en 8000 [N]
- Los apoyos se plantean como bases apoyadas sobre el terreno en 4 puntos para sustentar la máquina en operación.

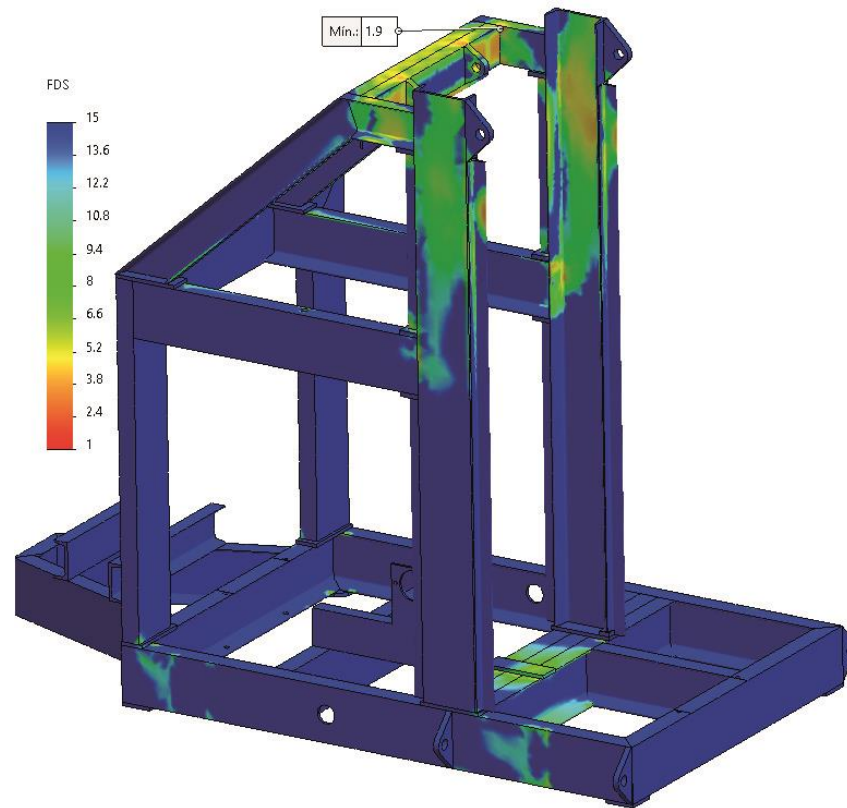
Con esta información se realiza la simulación con ayuda de software y se obtienen los siguientes resultados:

Figura 55. Esfuerzo de Von Mises para situación de elevación en estructura fija.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 56. Factor de seguridad para situación de elevación en estructura fija.



Fuente: Elaboración propia.

Así, los resultados muestran que el punto de esfuerzo crítico está ubicado en los laterales del canal que soporta las cadenas, donde se ubica un esfuerzo máximo de  $132 \text{ [MPa]}$  que representa un factor de seguridad de 1.9 en los elementos estructurales de acero ASTM A36. De esta forma se observa que el diseño se encuentra en condiciones funcionales de operación.

## 5. CONCLUSIONES

Basado en la identificación de las principales variables que intervienen en el ámbito de la perforación de suelos se realizó el diseño de un equipo de perforación de pozos de agua cuyas especificaciones técnicas van acorde a las propiedades de suelos de diferentes estratificaciones en las cuales se encuentran elementos de especial dureza como la arenisca de grano medio a grueso y arcillolita arenosa.

El diseño del equipo le permite ser transportado de manera sencilla con ayuda de un vehículo tradicional como una camioneta ya que cuenta con sus ruedas y una altura de dos metros cuando no se haya en funcionamiento, facilitando el acceso a localidades cuyos caminos no permiten el paso de grandes vehículos.

Se diseñó la junta rotativa o swivel como uno de los principales subsistemas que cumple varias funciones y soporta más carga durante la perforación, lo cual implica más detalle a su diseño.

El diseño del equipo de perforación a baja profundidad permite a pequeños empresarios ofrecer el servicio de perforación a costos relativamente pequeños, con lo que se busca incentivar este servicio con el fin de hacerlo más accesible para el público que lo necesita en el campo y zonas rurales.

## 6. RECOMENDACIONES

Apoyar la máquina sobre materiales blandos como madera al momento de la operación, con el fin de reducir el efecto negativo de las vibraciones producidas por el motor Diesel. Así mismo, realizar un análisis de frecuencia y balanceo en toda la estructura fija y móvil, así como en los elementos del swivel de perforación para garantizar la estabilidad de la operación.

Analizar la eficiencia estructural de la estructura fija ya que, como se observa en el capítulo 4.5.2, hay zonas de la estructura que no se encuentran sometidos a esfuerzos importantes, por los que se podría buscar una alternativa más ligera que permita reducir el peso y precio del equipo sin comprometer la operación.

Evaluar un diseño estructural basado en juntas pernadas o no permanentes que ofrezca una instalación directa en el campo de trabajo, de modo que el equipo se pueda cargar por partes directamente en una camioneta o camión pequeño.

Evaluar la implementación de otro tipo de brocas basado en la disponibilidad que se tenga en la zona, el equipo es capaz de operar con varias opciones en brocas como una broca de tres aletas, entre otras.

Realizar la operación a máxima potencia por periodos cortos en caso de encontrar elementos duros durante la excavación. El equipo no está diseñado para la operación a máxima potencia durante largas jornadas, debido a que esto puede generar estrés que afectaría elementos de máquina y estructurales.



## BIBLIOGRAFÍA

A.R.S. Dienagha, G.C. Ikenyiri y Steve Odi – Owei. Design of A Portable Hydraulic Water Borehole Drilling Rig. innovative Systems Design and Engineering vol.4, nro.14, 2013. ISSN 2222-2871 Disponible en la red: <https://core.ac.uk/download/pdf/234643168.pdf>.

AKON. AMV 50 Monoblock directional control valve. [Catálogo en línea] consultado el 20 enero 2021. Disponible en la red: <https://akon.com.tr/wp-content/uploads/2020/03/amv50.pdf>.

BERMEDO FERNÁNDEZ, Sebastián Ignacio. Diseño de una máquina hidráulica perforadora de pozos para la obtención de agua desde napas subterráneas. Informe de habilitación profesional Ingeniero Civil Mecánico. Concepción. Universidad del Bío-Bío. 2017. [Consultado 10 de junio 2022] Disponible en: [http://repopib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/3344/1/Bermedo\\_Fern%C3%A1ndez\\_Sebasti%C3%A1n\\_Ignacio.pdf](http://repopib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/3344/1/Bermedo_Fern%C3%A1ndez_Sebasti%C3%A1n_Ignacio.pdf)

BERNALOA ALONSO, José; CASTILLA GÓMEZ, Jorge y HERRERA HERBERT, Juan. Perforación y voladura de rocas en minería. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid. 2013. .

EATON. Catálogo de motores hidráulicos de baja velocidad y alto torque.[Consulta: 28 de enero 2021] disponible en la red: <http://www.moeller.es/documentacion/catalogos.html>.

EATON. Catálogo técnico de bombas y motores de engranajes. Disponible en: <https://www.eaton.com/content/dam/eaton/hydraulics/motors-generators/high-speed/eaton-gear-motors-pumps-technical-catalog-e-puge-mc001-e-en-us.pdf>.

EXLTERRA. [sitio web]. Hazel Park. USA. HAZL Drill rig showcase [Consulta: 10 de junio 2022]. Disponible en: <https://www.exlterra.com/es/hazel-drill-rig/>.

GEOMA Consultorías. Estudio de Geoeléctrica predio colegio La India Media, Departamento de Santander, Municipio Puerto Parra. Octubre 2020

HAWE HYDRAULIK Válvulas reguladoras de caudal de 2 y 3 vías. [Catálogo en línea] Consultado 25 enero 2021. Disponible en la red: <https://www.hawe.com/es-es/productos/busqueda-de-productos-por-tipos-de-aparato/valvulas-hidraulicas/valvulas-de-caudal/valvul>.

*INSTITUTO GEOLÓGICO Y MENIERO DE ESPAÑA. Manual de perforación y voladura de rocas. Madrid: Editorial Ríos Rosas, 2003. (serie Geotecnia) ISBN 84-505-7007-7.*

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquina. 4ta Ed. México: Pearson Education, 2006 ISBN 970-26-0812-0.

OLEODINAMICA MARCHESINI. Válvula de alivio VMP [Catálogo] p.139-140.

*PARIENTE MÁLAGA, Cristian Gonzalo. Diseño y Simulación de Perforadora hidráulica para pozos de agua. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico Electricista. Piura. Universidad de Piura, 2013. [Consultado 10 de junio 2022]. Disponible en: <https://pirhua.udep.edu>.*

*RAMOS RAMOS Jorge Luis. Estado del arte de brocas de perforación. Revista de investigación. 2011, vol. 4, nro. 2 p. 9.*

REXON. Correas industriales. [Catálogo] .

ROMAN RIQUELME, Juan Roberto. Tabla de características físicas de la tubería de perforación. [documento en línea]. Consultado el 24 de enero 2021. Disponible en la red: <https://es.scribd.com/document/367965844/Tabla-de-Caracteristicas-de-la-Tuberia-de-Per>.

SKF. Catálogo general. Publicación 6000 ES. Mayo 2006.

THE SEG WIKI [sitio web] Peso de lodo [Consulta: 28 de enero 2021] Disponible en:[https://wiki.seg.org/wiki/Dictionary:Mud\\_weight/es#:~:text=La%20densidad%20de%20un%20fluido,de%20la%20densidad%20del%20fluido](https://wiki.seg.org/wiki/Dictionary:Mud_weight/es#:~:text=La%20densidad%20de%20un%20fluido,de%20la%20densidad%20del%20fluido).

*ZAMORA PARRA, Blas. VIEDMA ROBLES, Antonio. Máquinas hidráulicas: teoría y problemas. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2016 ISBN 978-84-16325-19-1.*

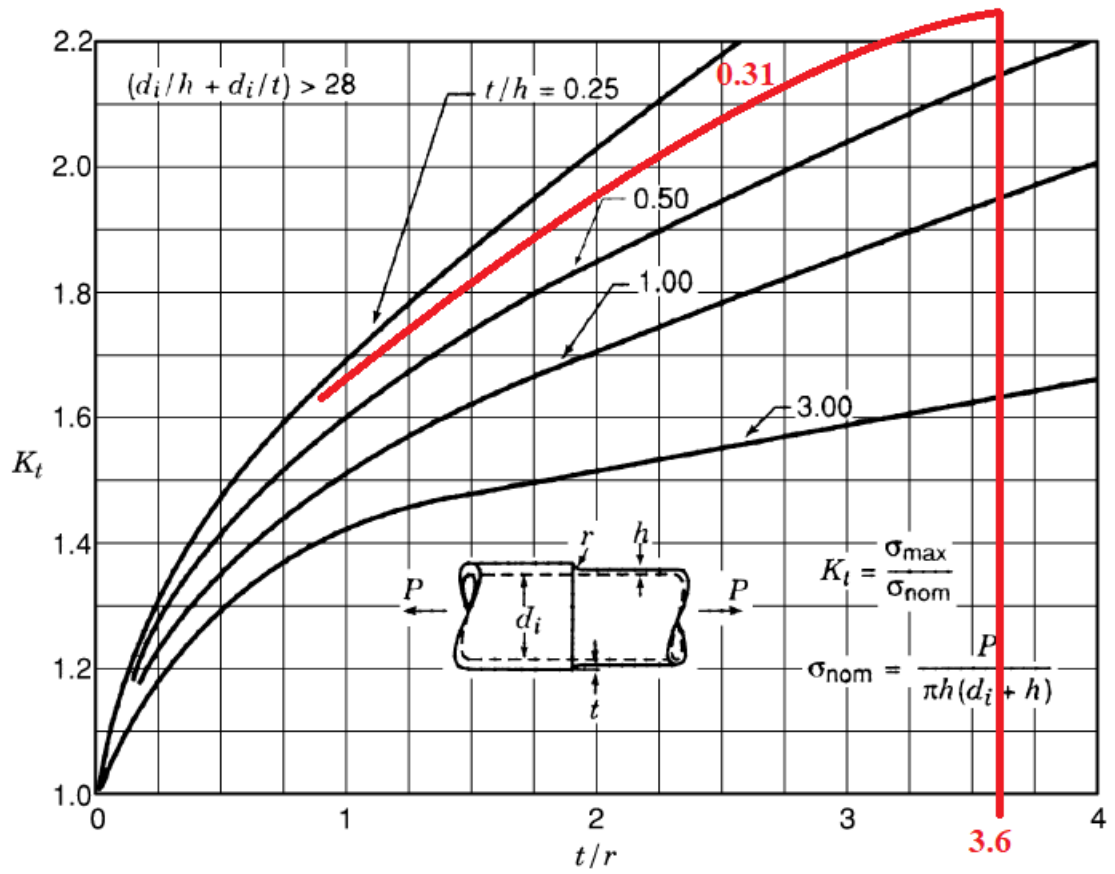
## **ANEXOS**

ANEXO A. Planos del equipo de perforación.

ANEXO B. Litología presente en el municipio de Puerto Parra, Santander.

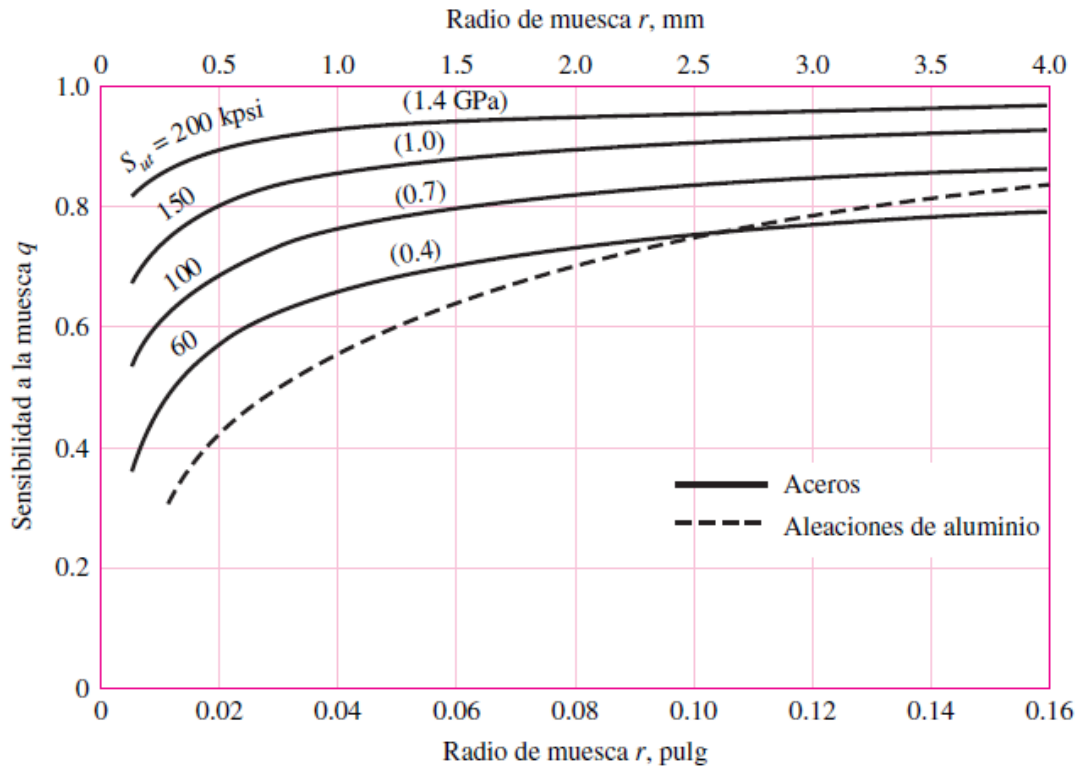
NOMBRE DE FORMACIÓN	DESCRIPCIÓN	ROCAS PRINCIPALES	RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN [MPa]
Grupo Mesa	Comprende depósitos fluviales del Plioceno y Pleistoceno Inferior. Su parte inferior formada por arenas y tobas andesíticas con intercalaciones y lentejones de conglomerados, arcillas y piroclásticos. La parte superior consta de brechas y conglomerados con cantos y gujarros gruesos de areniscas y limolitas. En el municipio este grupo constituye la litología predominante y está representada por gruesos depósitos gravosos y conglomeráticos en una matriz limoarcillosa, las litologías corresponden principalmente a areniscas, limolitas y chert, Su extensión en el municipio es de 529.84 Km <sup>2</sup>	Arenisca conglomerática	12,3 a 20
		Limolitas con intercalaciones de lodolita	10,3 a 18,6
Grupo Real	Posee dos divisiones: Consiste en una secuencia de conglomerados gruesos de color gris amarillento con guijos de areniscas, rocas ígneas y metamórficas, que se encuentran interestratificados con areniscas de grano grueso. Consiste en estratos de arenisca gris clara, de grano medio a grueso, feldespática, masiva, con algunas capas de arcillolita arenosa y un conglomerado blanco amarillento con guijos de arenisca y cuarzo.	Arenisca de grano medio a grueso	< 50
		Sedimentaria conglomerática	< 25
		Arcillolita arenosa	< 50
Formación Colorado	En general se constituye como una secuencia monótona de arcillas a lodolitas con abundantes fragmentos líticos de rocas metamórficas y cherts de color gris claro, púrpura y tonalidades rojas, con intercalaciones de areniscas de grano medio en bancos de espesor variable con estratificación cruzada	Arenisca de grano fino a medio	11,8 a 13,6
		Lodolita medianamente meteorizada	13 a 14,2
Formación Mugrosa.	En su localidad tipo está compuesta en la parte inferior por arenisca cuarzosa de grano fino a medio de color gris a verde grisáceo con intercalaciones de lodolitas de color grisáceo y azulado, y algunas capas de areniscas conglomeráticas. Con presencia de lodolitas moteadas, fosilíferas hacia sus capas superiores.	Arenisca conglomerática	12,3 a 20
		Arenisca de grano fino a medio	11,8 a 13,6
		Lodolita medianamente meteorizada	13 a 14,2

ANEXO C. Factores de concentración de esfuerzos  $K_t$  para tubos a tensión con filete.



P 179 PETERSON'S STRESS CONCENTRATION FACTORS

ANEXO D. Sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado.



ANEXO E. Parámetros del factor de modificación superficial de Marín, ecuación

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

ANEXO F. Factor de temperatura de operación  $K_d$

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

ANEXO G. Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

ANEXO H. Cotización Equipo de perforación.

<b>EQUIPO DE PERFORACIÓN</b>			
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Canal estructural en C 4"	\$ 210,000	\$ 210,000
3	Canal estructural en C 6"	\$ 320,000	\$ 960,000
1	Refuerzos estructura	\$ 200,000	\$ 200,000
2	Rueda para Estructura	\$ 420,000	\$ 840,000
1	Motor Diesel	\$ 2,100,000	\$ 2,100,000
1	Tricono 8"	\$ 3,800,000	\$ 3,800,000
1	Poleas y correa transmisión	\$ 150,000	\$ 150,000
3	Manguera para lodo	\$ 25,000	\$ 75,000
1	Bomba de lodo y acoples	\$ 1,100,000	\$ 1,100,000
1	Mando hidráulico	\$ 534,000	\$ 534,000
1	Motor Hidráulico	\$ 1,357,000	\$ 1,357,000
7.65	Manguera hidráulica 1/2"	\$ 14,500	\$ 110,925
1.3	Manguera hidráulica 3/4"	\$ 22,100	\$ 28,730
1.6	Manguera hidráulica 1"	\$ 28,700	\$ 45,920
1	Filtro hidráulico	\$ 101,700	\$ 101,700
1	Enfriador para 8 gal/min	\$ 400,000	\$ 400,000
1	Pistón hidráulico	\$ 1,100,000	\$ 1,100,000
1	Válvula reguladora de caudal	\$ 231,000	\$ 231,000
1	Engranaje transmitido Swivel	\$ 450,000	\$ 450,000
1	Engranaje motriz Swivel	\$ 321,000	\$ 321,000
1	Eje Swivel	\$ 180,000	\$ 180,000
1	Retenedores Swivel	\$ 80,000	\$ 80,000
1	Tornillería Swivel	\$ 40,000	\$ 40,000
1	Cunas para rodamientos	\$ 310,000	\$ 310,000
2	Rodamientos cónicos Swivel	\$ 215,000	\$ 430,000
4	Rodamientos de bolas Swivel	\$ 60,000	\$ 240,000
2	Separadores Swivel	\$ 60,000	\$ 120,000
1	Acople perforación	\$ 120,000	\$ 120,000
1	Placas del Bastidor Swivel	\$ 600,000	\$ 600,000
2	Tuerca de apriete	\$ 25,000	\$ 50,000
8	Retenedores para rodamiento	\$ 15,000	\$ 120,000
8	Rodamientos de bolas Rodaduras	\$ 48,000	\$ 384,000
8	Ruedas para rodadura	\$ 50,000	\$ 400,000
1	Batería para motor Diesel	\$ 521,000	\$ 521,000
1	Soldadura (material)	\$ 400,000	\$ 400,000
1	Tanque Hidráulico	\$ 1,800,000	\$ 1,800,000
2	1.625 metros (64 pasos) cadena No 80	\$ 841,000	\$ 1,682,000
2	Catarina para cadena No 80 Z23	\$ 320,000	\$ 640,000
1	Mano de obra estimada	\$ 3,000,000	\$ 3,000,000
67	Tubería de perforación	\$ 95,000	\$ 6,365,000
<b>TOTAL</b>			\$ 31,597,275
<b>IVA (19%)</b>			\$ 6,003,482
<b>Diseño e ingeniería (15%)</b>			\$ 4,739,591
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 42,340,349</b>

## ANEXO I. Propiedades Acero AISI 1045

### ACEROS ESPECIALES

Para aplicaciones Industriales



## Acero Grado Ingeniería

Referencia:

## Aceros al Carbono



Composición química (%)			
C	0.43 - 0.50	P	0.04 Max
Mn	0.60 - 0.90	S	0.05 Max
Si	0.20 - 0.40		

Dureza de suministro 180 - 220 HB.

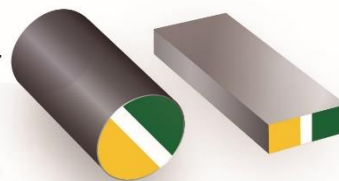
### EQUIVALENCIAS EN OTRAS NORMAS

NORMAS	NOMBRE
AISI SAE	1045
DIN	CK45
AFNOR	XC45
UNI	C45
BS	060 A45

### Características:

Acero de medio carbono, posee baja soldabilidad y buena maquinabilidad, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Usos: Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general de resistencia media, tales como: ejes, cigüeñales, engranajes, piñones, cuñas, tornillos, pernos, pasadores, partes de maquinaria y herramientas agrícolas.

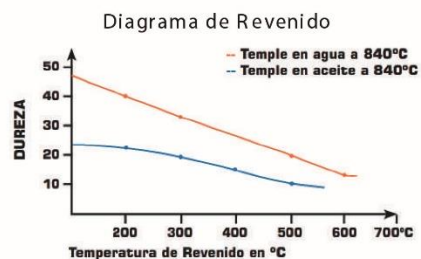


Láminas desde 15.88 mm hasta 300 mm de espesor

Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm <sup>2</sup>	Límite elástico kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	60	32	> = 16	> = 40	180/220
Calibrado	60	42	> = 16	> = 40	180/220

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850/1100	Ceniza o arena
Temple	815/870	Aceite
Normalizado	856/900	Aire
Recocido total	650/700	Horno
Revenido	450/600	Aire

\* Tener presente que los tratamientos térmicos modifican las propiedades mecánicas de origen del material.



El tiempo de sostenimiento a esta temperatura es de 1 hora + 1 hora por pulgada de espesor o diámetro de la pieza. Posteriormente se enfría en el horno o al aire.

Observaciones: Toda la información técnica es solo de referencia.

Los datos suministrados están dentro de los rangos promedio de lo exigido por norma o la calidad asociada y no corresponden a valores exactos para cada material.

ANEXO J. Ficha técnica Taladro de Perforación de Pozos de Agua.



# FICHA TÉCNICA W-DIP-IMR

SERIE FA-001

BAJA  
PROFUNDIDAD



INDUSTRIAS IMR S.A.S. Pone a disposición de la industria su nuevo desarrollo de ingeniería: EL W-DIP-IMR es un taladro enfocado en la excavación de pozos para suministro de agua en zonas aledañas a la ciudad.

El W-DIP-IMR trabaja correctamente sobre suelos arcillosos o en concentraciones de grava que contengan bajas concentraciones de roca pura. Sólo se requiere de dos operarios.



### CARACTERÍSTICAS GENERALES

LARGO:	2,74 [m]	ANCHO:	1,4 m	ALTO Máx:	3,06 m
Profundidad máx:	100 [m]	Diámetro máx:	8 [in]	Peso del equipo:	850 [kg]

### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Torque máximo	5160 [lb-in]
Capacidad del pistón	6 [ton]
Diámetro Tubería de perforación	2 3/8 [in]
Longitud del tramo de tubería	1,5 [m]
Potencia del Motor	30 [HP]
Velocidad de Rotación	80 [RPM]

Costo:  
Tiempo de entrega:



+57 - 318 5460714 / +57 - 300 6938377



La información contenida en esta ficha y sus anexos es de propiedad exclusiva de INDUSTRIAS IMR SAS y se publica para mejorar el entendimiento y comprensión sobre las características y funcionamiento de los productos de la empresa, motivo por el cual no podrá ser usada por terceros no autorizados. Su utilización, copia, reimpresión, reproducción, reenvío, distribución, divulgación, modificación, interceptación están prohibidas por INDUSTRIAS IMR SAS y son sancionadas legalmente.

Tecnología y experiencia a su servicio

PLANTA Cra. 15 No. 24 - 06 Bmga/Colombia. 037 - 6704502

ANEXO K. Carta de finalización de prácticas empresariales como modalidad de proyecto de grado.