



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**  
**Facultad de Tecnología de la Construcción**

**Monografía**

**DISEÑO GENERAL DE PERFORADORA ROTATIVA.**

**Para optar al Título de Ingeniero Agrícola**

**Elaborado por**

Br. Rigoberto José Rodríguez Castellón

Br. René Martín Zeas Herrera

Br. Rodolfo Manuel Rayos Vallecillo

**Tutor**

Ing. Manuel de Jesús González Murillo

Managua, Junio 2020.

## INDICE

<b>CAPÍTULO I. GENERALIDADES</b> .....	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	2
1.2 ANTECEDENTES SOBRE PERFORACIÓN EN NICARAGUA.....	4
1.3 JUSTIFICACIÓN .....	6
1.4 OBJETIVOS.....	7
<b>CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO</b> .....	8
2.1 FASES DE DISEÑO.....	9
2.2 CONJUNTOS PRINCIPALES DEL PROTOTIPO.....	11
2.3 PARTE DEL PROTOTIPO .....	12
2.3 Brocales.....	12
2.3.2 Clasificación de las brocas.....	12
2.3.3 Mecanismo de corte .....	15
2.3.4 Tamaño y número de diamantes .....	16
2.3.5 Tipos de cortadores:.....	23
2.3.6 Bomba de lodos para broca.....	27
2.3.7 Elaboración de diseño de brocas .....	28
2.4 Torre de perforación .....	34
2.5 Motor .....	34
2.6 Sistema de poleas .....	34
2.7 Reductor de velocidad.....	34
2.8 Barras o tuberías de perforación.....	35
2.8.1 Tipos de Aceros para herramientas en el prototipo. ....	37
2.8.2 Tipos de desgaste en herramientas de corte para prototipo.....	37
2.8.3 Tipos de roscas y características.....	39
<b>CAPÍTULO III. DISEÑO METODOLÓGICO</b> .....	42
3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN .....	43
3.2 ETAPAS DEL PROYECTO .....	43
3.2.1 Etapa de estudio de factibilidad.....	43
3.2.2 Etapa de recopilación de datos.....	43
3.2.3 Elaboración del diagnóstico situacional .....	44
3.2.4 Elaboración del marco referencial.....	44

3.2.5	Etapa del diseño final.....	44
<b>CAPÍTULO IV. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA PERFORADORA.</b>		<b>47</b>
4.1	Cálculo y diseño del bastidor de perforación.....	48
4.1.1	Cálculo de la fuerza de empuje mínima ( $F_{min}$ ):.....	50
4.1.2	Cálculo de la fuerza de empuje máxima ( $F_{max}$ ):.....	51
4.1.3	Cálculo de la fuerza de empuje límite ( $F_{lim}$ ):.....	51
4.1.4	Diámetro de perforación.....	52
4.1.5	Diseño de la torre de perforación.....	53
4.1.6	Análisis de cargas.....	54
4.1.7	Cálculo del peso del tubo ( $w_{tuberia}$ ):.....	56
4.1.8	Cálculo del peso de la broca ( $w_{broca}$ ):.....	57
4.1.9	Cálculo del peso del terreno ( $w_{terreno}$ ):.....	57
4.1.10	Cálculo del peso que ejerce el lodo sobre la broca ( $w_{lodo}$ ):.....	59
4.1.11	Cálculo del peso que ejerce el motor ( $w_{motor}$ ):.....	60
4.1.12	Cálculo del peso que ejerce el regulador de velocidades ( $w_{regulador}$ ):.....	61
4.1.13	Cálculo del peso que ejerce la catalina ( $w_{polipasto}$ ):.....	61
4.1.14	Cálculo del peso de la cama del motor ( $w_{cama}$ ):.....	62
4.1.15	Cálculo de la fuerza de tensión aplicada en el cabezal de rotación:.....	64
4.1.16	Cálculo de torre- Resistencia Estructural.....	65
4.1.17	Cálculo de transmisiones.....	82
4.1.18	Cálculo de poleas con bandas.....	91
4.1.19	Selección de transmisión por correas.....	94
4.2	Selección de los motores.....	103
4.2.1	Cálculos hidráulicos para el sistema de lodos.....	103
4.2.2	Cálculo en base a la rugosidad absoluta del material.....	105
4.2.2.1	Cálculo de las velocidades en los tramos de 1-3 y 3-4.....	107
4.2.2.2	Cálculo de Reynolds para tubería de acero forjado de los tramos 3-4 del sistema de varillaje.....	108
4.3	Cálculo de la potencia de la bomba para el sistema hidráulico.....	109
4.4	Cálculo de la potencia de rotación necesaria para la sarta de perforación....	110
4.3	Cálculo y Diseño de la broca de perforación.....	111
4.3.1	Cálculo del ángulo y longitud de veletas.....	112
4.3.2	Parámetros para diseño de brocas.....	116

4.3.3 Tipo de calibre a usar .....	118
4.3.4 Cálculo de la fuerza de empuje ( $F_e$ ) .....	119
4.3.5 Fuerza tangencial ( $N_t$ ) .....	119
4.3.6 Cálculo del coeficiente de fricción ( $\mu$ ) .....	120
4.3.7 Cálculo del par resistente ( $Tr$ ) .....	120
4.3.8 Cálculo de la fuerza tangencial ( $N_t$ ) .....	121
4.3.9 Cálculo de la fuerza de corte (P).....	121
4.3.10 Cálculo de la velocidad de penetración de la broca.....	122
4.4 Cálculo y diseño del sistema de elevación .....	123
4.5 Diseño del sistema de inducción .....	127
4.5.1 Análisis de cargas aplicadas sobre la tubería de perforación .....	128
4.5.2 Análisis de esfuerzos.....	133
<b>CAPÍTULO V. ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LA ETAPA DE CÁLCULO Y DISEÑO.....</b>	<b>136</b>
<b>Conclusiones .....</b>	<b>137</b>
<b>Recomendaciones .....</b>	<b>138</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>139</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>141</b>

## ÍNDICE DE ESQUEMAS

Esquema 1: Unión de elementos roscados en la torre de perforación. ....	41
Esquema 2: Cama de motor de la maquinaria de perforación .....	63
Esquema 3: Ajuga de Torre de Perforación. ....	65
Esquema 5: Estudio de nodo en el punto (C).....	67
Esquema 6: Estudio de nodo en el punto (A) .....	69
Esquema 7: Resultado de las fuerzas en cada barra.....	70
Esquema 8: Diagrama de cuerpo libre de barras horizontales.....	76
Esquema 9: Diagrama de momento flector y cortante. ....	78
Esquema 10: Diagrama de cuerpo libre del pasador. ....	80
Esquema 11: Sistema de salida a la sarta de perforación en función de las rpm. ....	94
Esquema 12: Números de correas en tipo V.....	97
Esquema 13: Valor de $i$ según el tipo de polea.....	99
Esquema 24: Sistema hidráulico de la maquinaria.....	103
Esquema 16: Atiesador base para veleta.....	112
Esquema 17: Atiesador base para veleta corte superior. ....	113
Esquema 18: Desarrollo de diseño de veleta de corte. ....	113
Esquema 19: Diseño de veleta de corte en atiesadores. ....	114
Esquema 20: Ángulo de diseño de veleta de corte. ....	114
Esquema 21: Definición de estructura de veletas. ....	115
Esquema 22: Diseño geométrico de la barrena de perforación.....	116
Esquema 23: Definición del cuerpo de la broca. ....	117
Esquema 25: Sistema de elevación tolerancia entre tuberías.....	125

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Tipos de brocas de conos .....	13
Figura 2: Tipos de brocas de cuerpo fijo .....	13
Figura 3: Diferentes perfiles de cuerpo fijos .....	15
Figura 4: Mecanismo de corte de las brocas de diamantes naturales.....	15
Figura 5: Tipos de brocas en función de la dureza de la formación. ....	16
Figura 6 : Brocas impregnadas de diamantes. ....	16
Figura 7: Partes principales de una broca de diamantes naturales e impregnadas. .....	17
Figura 8: Imagen esquemática del mecanismo de corte de una broca PDC.....	19
Figura 9: Nomenclatura de roca de broca. ....	19
Figura 10 : Partes principales de una broca de diamante policristalinos compacto (PDC). ....	20
Figura 11: Perfiles de brocas de diamantes .....	20
Figura 12: Imagen representativa de una broca bycenter. (excéntrica).....	21
Figura 13 : Mecanismo de corte de las brocas excéntricas.....	22
Figura 14: Partes principales de las brocas tricónicas.....	23

Figura 15: Imagen esquemática de la estructura de corte de los dientes de acero.	24
Figura 16: imagen esquemática de la estructura de corte de los insertos de tungsteno.	25
Figura 17: comparación y partes de brocas tricónicas con cortadores de aceros e insertos de tungsteno.	25
Figura 18: Comparación y parte de brocas tricónicas con cortadores de acero e insertos de tungsteno.	26
Figura 19: Ángulo de ataque de los cortadores.	29
Figura 20: Orientación de los cortadores o Side Rake5.	30
Figura 21: Brocas bilabiales.	31
Figura 22: Brocas trialetas.	31
Figura 23: Brocas de labios reemplazables.	31
Figura 24: Deformaciones elásticas.	32
Figura 25: Análisis de la fuerza de corte.	33
Figura 26: Tubería de perforación componentes principales.	36
Figura 27: Nomenclaturas de la ajuga de perforación.	66
Figura 28: Acción del peso y valor de k en elementos articulados.	71
Figura 29: Pasador de la torre de perforación.	79
Figura 30: Esquemática de engranaje recto (Piñón motriz y piñón conducido).	83
Figura 31: Nomenclatura de engranaje recto, paso circular o circunferencial.	87
Figura 32: Detallado final de engranajes de perforadora.	91
Figura 33: Nomenclaturas de los sistemas de poleas simple.	92
Figura 34: Selección de la boquilla de descarga en la broca.	108
Figura 35: Comparación de la Distribución de los cortadores.	117
Figura 36: Detalles geométricos de brocas con picos de calibre.	118
Figura 37: Nomenclaturas entre agujeros y ejes.	124
Figura 38: Fuerza de corte en el fondo de la formación.	129

## ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1: Torre de perforación prototipo realizado en el año 2015.	75
Imagen 2: Maquinado de tubería interior y exterior de sistema de agua.	106
Imagen 3: Tornado de polea de maquinaria de perforación.	126
Imagen 4: Maquinado de tubo exterior de sistema de agua.	127

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de las Brocas de Perforación	12
Tabla 2: Características de los diferentes ángulos en los cortadores.	30
Tabla 3: Clasificación de la dureza de las rocas.	48
Tabla 4: Velocidades de rotación según la dureza de las rocas.	49
Tabla 5: Propiedades mecánicas de los angulares de lados iguales.	53
Tabla 6: Dimensiones y selección del peso nominal de la tubería.	56

Tabla 7: Densidades de lagunas rocas. ....	58
Tabla 8: Especificaciones del polipasto/tecle de cadena. ....	62
Tabla 9: Peso del perfil seleccionado en kg. ....	63
Tabla 10: Propiedades mecánicas de tubería lisa. ....	81
Tabla 11: Fresas de engranes de módulos métricos. ....	87
Tabla 12: Resultado de cálculos de engranajes rectos de máquina de perforación. .....	91
Tabla 13: Factor de servicio. ....	95
Tabla 14: Tabla de capacidad de transmisión por canal en HP. ....	96
Tabla 15: Rugosidad absoluta de los materiales. ....	105
Tabla 16: Selección de la bomba para sistema hidráulico. ....	110
Tabla 17: Aplicación de las brocas. ....	118
Tabla 18 : Peso de materiales por unidad de volumen. ....	120
Tabla 19: Diámetros de tubería Sandvik. ....	123
Tabla 20 : Propiedades mecánicas de tubería API-5D. ....	128
Tabla 21: Costo global de perforadora rotativa. ....	146



## **CAPÍTULO I. GENERALIDADES**

## 1.1 INTRODUCCIÓN

El presente trabajo monográfico se desarrolló con el fin de obtener el diseño de una perforadora rotativa para pozos. Adicionalmente, se debe resaltar que el estudio tiene como finalidad ser un precedente, para que posteriormente pueda ser construida a un bajo costo y empleada en la perforación de pozos de agua en zonas de escasos recursos económicos en nuestro país Nicaragua, a la vez este equipo se puede utilizar con fines académicos en nuestra Alma Mater para introducir al mundo de la exploración y perforación de mantos acuíferos induciéndoles a una nueva visión a su futuro como ingenieros útiles a la sociedad.

Según información recopilada solo un 15% de los acuíferos en nuestra región están siendo explotados para fines de consumo humano y de uso industrial.

En Nicaragua ha aumentado el suministro de agua potable notablemente aportando al desarrollo socioeconómico del país, en la actualidad existen grandes grupos poblacionales con carencia de este recurso ya que el agua subterránea es la única alternativa disponible en algunas zonas del país debido a innumerables factores entre ellos los desórdenes climatológicos y contaminación de las fuentes superficiales de agua ocasionadas por el mal manejo de las empresas industriales (minería ilegal, extracción de arena en cuencas, tala de bosques), cabe resaltar también la gran demanda del sector agrícola en el mal manejo de las tierras.

Este trabajo se ha desarrollado en 4 capítulos que a continuación se describen:

En el capítulo 1 está dedicado a presentar los propósitos y metas sobre la elección y trabajo de este tema monográfico como también se resalta la actualidad de la exploración y perforación en Nicaragua.

En el capítulo 2 se presenta un estudio de los equipos de perforación en general identificando las partes que los componen e información para el diseño, construcción y manejo de los equipos.

En el capítulo 3 se identifica la metodología a emplear para el desarrollo del diseño general de la perforadora rotativa.

En el capítulo 4 se procede a realizar los cálculos para el diseño de las principales partes de la perforadora hidráulica. Se parte identificando los parámetros de funcionamiento del equipo y el entorno de trabajo. Además, se definen las condiciones de operación y seguidamente se procede con el análisis de las partes principales de la perforadora hidráulica, como son: bastidor de perforación, brocas de perforación, sistema de varillaje, estructura de soporte y eje pivotante.

## 1.2 ANTECEDENTES SOBRE PERFORACIÓN EN NICARAGUA

Nicaragua, con sus 129,494 kilómetros cuadrados de territorio es el país más grande de Centroamérica, privilegiado además por ser un país con abundancia de agua. Casi un 15% de su superficie lo constituyen lagos, lagunas y ríos.

Para prestar el servicio de agua potable existe ENACAL una empresa dedicada al suministro de Agua potable en toda Nicaragua creada el 14 de junio de 1995 con una red de pozos que datan desde 1973 hasta la actualidad cuenta con:

1. 480 pozos operando en todo el país, de los cuales se ubican 130 en Managua.
2. Hay 87 tanques de almacenamiento con capacidad de 37 millones de galones. Una red de 1,800 Km de tubería para agua potable y 900 km de alcantarillado sanitario.
3. Tomas directas de algunos cuerpos de agua, como son lagunas, ríos y espejo de aguas. Algunos de ellos en un estado muy abandonado (Ej. Camoapa, Boaco).
4. Los diferentes sistemas permiten obtener 297 millones de galones por día.
5. Un gran total de 441,883 clientes registrados, de los cuales un porcentaje significativo paga una cuota social fija, que es una modalidad de subsidio.

- En general, acueductos totalmente rebasados por el crecimiento de la población a nivel de todo el país, donde las inversiones fueron insignificantes, siendo Managua el caso más crítico de crecimiento de habitantes.

Los primeros pozos se perforaban mediante percusión, martillando una herramienta sujeta a un cable. Poco tiempo después las herramientas de cables fueron sustituidas por la perforación rotatoria la cual permitía perforar a mayor profundidad y en menor tiempo, estuvo disponible en el occidente de Europa hacia el siglo XII.

El primero en referirse a la exploración de aguas subterráneas, es el arquitecto Marco Vitrubio Polión, quien decía que, para encontrar fuentes de agua, bastaba con

recostarse en el suelo y visualizarlo, y ver si de él salía evaporación, como señal de que sí había agua. Esto sirvió posteriormente, como base para la exploración de aguas subterráneas.

Se tiene registro de varios lugares en los que hay pozos antiguos, sin tener una fecha exacta de su elaboración. Pero lo que sí es indiscutible, es que estos primeros pozos de agua fueron realizados con herramientas de piedra, entonces estos pozos fueron construidos en el periodo Neolítico.

Los pozos de agua más antiguos que se han encontrado son los de Siria y Chipre, el primero mide alrededor de dos metros de diámetro y cuatro de profundidad, excavado hace más de nueve mil años; el segundo, mide cerca de los 10 metros de profundidad, fue creado hace más de 10 mil años.

En 1983 se alcanzó un récord en el pozo Kola Borehole al norte de Rusia, que alcanzó 12.262 m de profundidad, usando un motor de perforación no rotatoria en el fango. Hasta 1970 la mayoría de los pozos petroleros se perforaban verticalmente (aunque la diferente litología y las imperfecciones mecánicas causaban que la mayoría de los pozos se desviarán, por lo menos levemente de la vertical.

Para tener el estado actual de desarrollo en la industria petrolera se han incorporado varias ramas de la ingeniería, generando con esto la tecnología propia de perforación, haciendo más que nunca, verdadera ingeniería. Lo anterior no significa que el arte involucrado haya dejado de existir, sino que se ha conjuntado dentro de las diferentes disciplinas de ingeniería.

### 1.3 JUSTIFICACIÓN

Dada la creciente preocupación sobre la racionalización del agua en las diferentes partes del mundo incluyendo nuestra nación mayormente ubicada en las zonas rurales. Esta problemática localizada con mayor énfasis en las costas del pacífico de Nicaragua tanto en mantos oceánicos como en lagos y lagunas de agua dulce que rodean las distintas ciudades que a la vez presentan gran volumen sin explotar dichos acuíferos someros.

Su explotación sería beneficiosa en comunidades aledañas, empresas agrícolas que requieran del vital insumo para su producción, mediante el uso y extracción por medio de tecnologías de bajos recursos, con eficiencia de diseño; su implementación sería una nueva variación para organismos como ONG que apoyan realizan proyectos de abastecimiento de agua para restablecimiento de derechos humanos a cada uno de sus habitantes.

Una necesidad muy grande en la extracción de los recursos hídricos; es la disposición de nuevas tecnologías adaptadas mediante rediseños, afianzando su trabajo localizado y con mejores rendimientos ayudando a obtener los objetivos planteados, brindando frutos y beneficios múltiples, los cuales son directos mediante el uso del recurso agua; con este tipo de propuesta tecnológica de máquinas de perforación se puede denominar una estrategia general para tener un mejor desarrollo comercial y el proveniente de otros municipios del país.

Una buena extracción con maquinaria especial asegura que la calidad de agua sea lo más inocua posible y los habitantes de las zonas aledañas donde se encuentre no contraigan enfermedades ocasionadas por organismos vivos (bacterias, virus, etc.)

## **1.4 OBJETIVOS**

- **OBJETIVO GENERAL**

Realizar el diseño general de una máquina de perforación de pozos de bajo presupuesto y de alcance no mayor de 320 pies de profundidad, a beneficio de programas sociales en nuestra nación, y para fines académicos universitarios

- **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Diseñar el bastidor de perforación que proporcione estabilidad y fácil manejo del equipo.

Seleccionar un motor que cumpla con los requisitos establecidos para realizar la perforación.

Diseñar la broca que cumpla con las especificaciones requeridas, que sean aptas a cualquier tipo de suelo.

Diseñar el sistema de elevación mecánico con movimiento en ambas direcciones (ascendente y descendente).

Diseñar el sistema de inducción de agua a la broca de perforación.

## **CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO**

## **2.1 FASES DE DISEÑO**

### **Selección de materiales**

La previa selección de los materiales a ocupar en un proyecto deben prestar las condiciones y normativas a las cuales se implementarán, mediante el uso de cálculo o conceptos que el proyectista diseñador, desarrolla detalladamente con su adaptabilidad en las diferentes ramas ingenieriles como diseño preliminar, diseño prototipo y diseño final, los cálculos bases nos brindan la confiabilidad de escoger anticipadamente y con seguridad cada material que constituirá un mecanismo, estructura o maquinaria.

### **Diseño de herramientas**

El diseño de una herramienta es una carrera retadora prevaleciente en problemas cambiantes, y como cada proyecto presenta dificultades, exige el máximo de precisión. El método correcto es una necesidad, a fin de ordenar y aplicar los diversos componentes para obtener los mejores resultados posibles.

### **Diseño preliminar**

El diseñador a cargo del proyecto, es el más indicado para elaborar el diseño preliminar. Es posible que el diseñador tenga una visión en mente sobre una idea clara de lo que será el conjunto.

### **Dibujos preliminares**

Dibujos preliminares es el conjunto de trazos o dibujos seccionales de tamaño natural tanto de los ejes principales y las partes importantes de las herramientas. Esta se debe de elaborar con detalles suficientes para asegurar que hay suficientes espacios para toda la unidad.

### **Modelo de la herramienta**

Es el modelo de una maquinaria a bajo costo, se puede hacer o fabricar a escala reducida, pero a menudo se ha encontrado más conveniente tener un modelo de tamaño natural para su mejor visualización.

### **Diseño del prototipo**

Este se compone de los procedimientos, en tener varias personas diseñadoras de cualquier herramienta, estos trabajando en cooperación sobre los diversos conjuntos de la herramienta. Algunos de estos se relacionan, y depende uno del otro.

### **Lubricación**

Este presenta una gran importancia que debe tener en mente un buen sistema de lubricación durante el trabajo del diseño.

### **Ejes principales**

A estos diseños son considerados los ejes o flechas más importantes en vistas seccionales de tamaño natural, este siempre que sea posible como se han realizados dibujos preliminares de estas vistas, se deben considerar todos los detalles al hacer los gráficos finales.

## **2.2 CONJUNTOS PRINCIPALES DEL PROTOTIPO**

Se puede considerar conjunto principal a los trabajos en una herramienta con los esquemas dibujados a mano, pero ahora se elaboran los problemas relacionados con los procedimientos prácticos, fabricación económica montaje razonable, fácil y lubricación adecuada.

### **Dibujos principales**

En este punto de diseño se encuentra más ventajoso tener y presentar unos dibujos principales que abarquen más que el conjunto ya elaborado. Esto daría la oportunidad que las piezas o partes se ensamblen con facilidad en la realidad. Entre los dibujos principales tenemos:

- Dibujo de las piezas de corte(broca)
- Dibujo del sistema de lodos.
- Dibujo del sistema de sube y baja en los extremos.
- Dibujo del chasis del prototipo.

### **Prototipo de la herramienta**

En general existen varios puntos difíciles en la etapa de diseño del prototipo, a esto se le presta la debida atención a los siguientes:

- La lubricación se debe de tener en cuenta desde el principio.
- Las herramientas de montaje y ensamble deben ser fácilmente accesible para su operación y mantenimiento.
- La altura de la pieza de trabajo desde el piso, debe ser adecuada para la altura de una persona media.
- Los controles se encontrarán al alcance del operador.
- La entrada y la salida de la herramienta de trabajo (barreno + brocas) deberá ser adecuada en función de la altura de la máquina.
- Se optará por facilitar la eliminación del material de desperdicio.

## 2.3 PARTE DEL PROTOTIPO

### 2.3 Brocales

Es el principal órgano de corte, realizado por medio de acero de alta resistencia y de altos grados de este mismo. Sus componentes pueden estar unidos mediante hiladas de soldadura, los elementos que estos presentan son a conveniencia de los suelos que se presenten en el lugar de trabajo, estos pueden estar contruidos de tubos, láminas y elementos fundidos con alta precisión en sus medidas. Según el diseño, diámetro, longitud y utilización pueden presentarse tanto con filos en su comienzo o en todos sus perímetros elementales, de igual forma con orificio para la salida de agua.

Las brocas de perforación, son herramientas que van enroscadas en el extremo inferior de la sarta de perforación, y están dotadas de elementos cortantes, que sirven para penetrar las formaciones en el subsuelo, estableciendo contacto entre las zonas freáticas.

En la perforación rotatoria, el proceso de perforar un hoyo en la corteza terrestre requiere del uso de un elemento cortante que está constituido por la broca.

#### 2.3.2 Clasificación de las brocas

Tabla 1 Clasificación de las Brocas de Perforación

Clases	Características	Tipos
De Cuerpo Fijo o de Arrastre	Los Cortadores forman parte integral de la mecha.	<ul style="list-style-type: none"><li>• De diamantes naturales y de Insertos.</li><li>• De diamantes compactos policristalinos (PDC).</li><li>• Excéntrica.</li></ul>
De Conos o Elementos Rodantes	Los cortadores están unidos a una, dos o tres piezas cónicas, las cuales giran alrededor de su eje que presentan dientes de acero o insertos.	<ul style="list-style-type: none"><li>• Monocónicos</li><li>• Bicónicos</li><li>• Tricónicos</li></ul>

Fuente: Geología, Hidráulica y Brocas de Perforación, (1997). Instituto de Desarrollo Profesional y Técnico (CIED), PDVSA.

A continuación, en las siguientes figuras muestran la estructura de corte de las diferentes clases de brocas de perforación:

Figura 1: Tipos de brocas de conos



Fuente: Geología, Hidráulica y Brocas de Perforación, (1997). Instituto de Desarrollo Profesional y Técnico (CIED), PDVSA.

Figura 2: Tipos de brocas de cuerpo fijo



Fuente: Geología, Hidráulica y Brocas de Perforación, (1997). Instituto de Desarrollo Profesional y Técnico (CIED), PDVSA.

## DESCRIPCIÓN DE TIPOS DE BROCAS

### Brocas de cuerpo fijo

Este tipo de brocas constan de un bloque sólido (cuerpo de acero o matriz) con elementos cortantes soldados que perforan la formación al rotar la sarta de perforación. Entre estas brocas, están:

## **De diamantes naturales e impregnados:**

Las brocas de diamantes naturales están construidas por muchos diamantes colocados en una matriz de carburo de tungsteno. Su mejor comportamiento lo obtienen en formaciones que no sean frágiles, de alta dureza y abrasividad.

En condiciones apropiadas de operación, solamente los diamantes entran en contacto con el fondo del pozo, lo que deja una pequeña claridad, entre la matriz y el fondo. Para dirigir el flujo sobre la cara de la broca se abren canales en la matriz, de modo que parte del fluido es forzado entre ellas y el fondo del hoyo, lográndose así la limpieza y enfriamiento de los diamantes.

A continuación, se nombran algunas características de las brocas de diamantes.

Las características más importantes en el diseño de las brocas de diamantes naturales se observan en el perfil de la corona, el mecanismo de corte de la formación y el tamaño y número de diamantes.

### **Perfil de la corona**

La forma de la corona de la broca de diamante es variable y de ella depende su uso: Una mecha con ahusamiento largo (ahusada) o de perfil largo ayuda en la perforación de un hoyo recto y permite usar mayor peso sobre ella, debido al mayor número de diamantes. Un ahusamiento corto, el perfil parabólico es más fácil de limpiar, porque la energía hidráulica puede ser concentrada en menos área superficial.

En la siguiente figura, se muestran los tipos de brocas de cuerpo fijos ahusadas y parabólicos.

Figura 3: Diferentes perfiles de cuerpo fijos



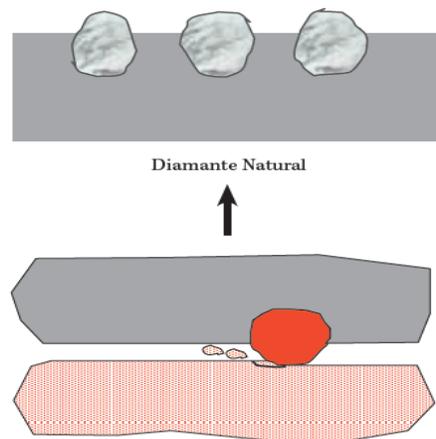
Fuente: Geología, Hidráulica y Brocas de Perforación, (1997). Instituto de Desarrollo Profesional y Técnico (CIED), PDVSA.

### 2.3.3 Mecanismo de corte

El mecanismo de corte o forma de penetrar las formaciones de este tipo de brocas, es por fricción o abrasión mecánica. Por esta razón, sólo se utilizan en formaciones de muy alta dureza y abrasividad, descartándose en formaciones plásticas.

A continuación, en la siguiente figura se muestran el mecanismo de corte que presentan las brocas de cuerpo fijos.

Figura 4: Mecanismo de corte de las brocas de diamantes naturales



Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

### 2.3.4 Tamaño y número de diamantes

El tamaño y número de diamantes de la broca depende de la dureza de la formación. Para formaciones duras se utilizan brocas con muchas piedras pequeñas, mientras para formaciones blandas, con pocas piedras de mayor tamaño.

Figura 5: Tipos de brocas en función de la dureza de la formación.



Fuente: Geología, Hidráulica y Brocas de Perforación, (1997). Instituto de Desarrollo Profesional y Técnico (CIED), PDVSA.

Las brocas impregnadas principalmente de diamantes se usan para formaciones duras y abrasivas.

A continuación, en la siguiente figura se muestra los distintos tipos de brocas impregnadas:

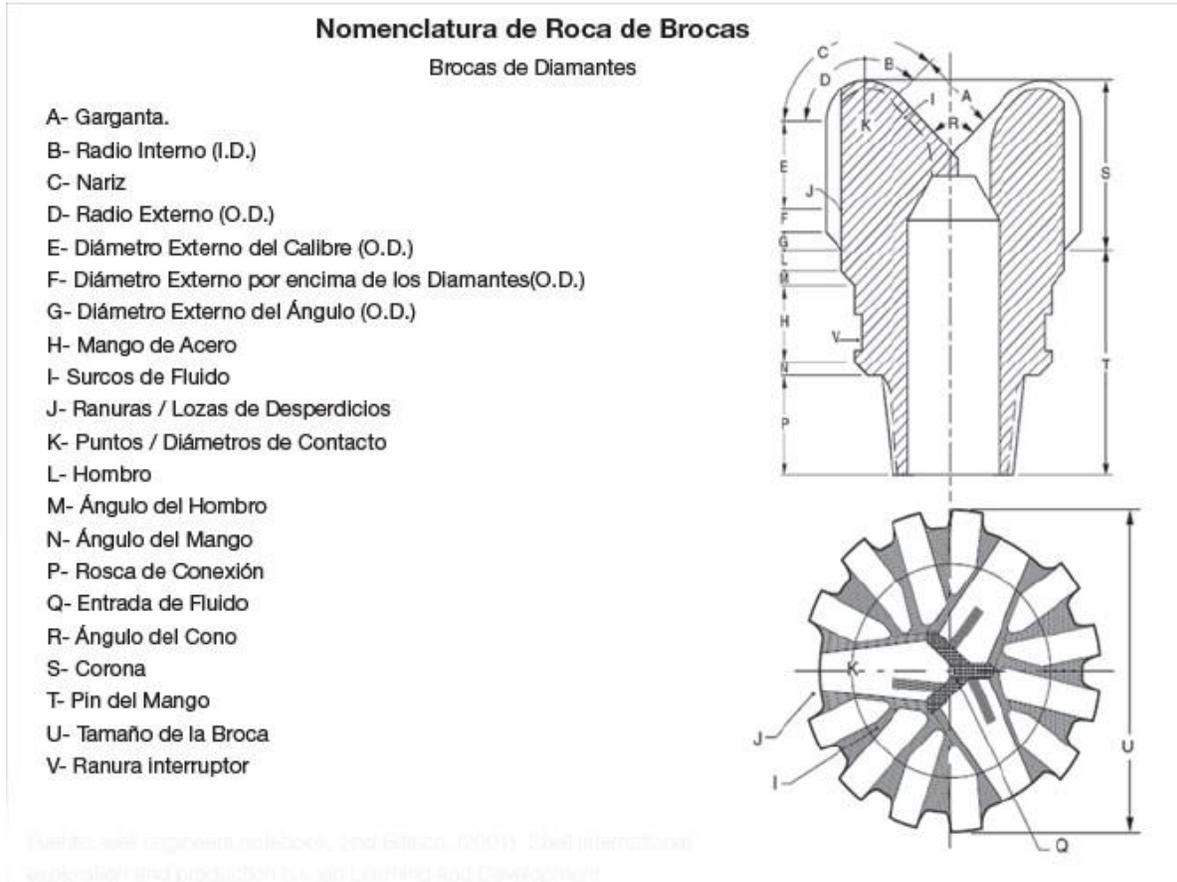
Figura 6 : Brocas impregnadas de diamantes.



Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

A continuación, se muestra una imagen que describe las partes principales de una broca de diamantes naturales:

Figura 7: Partes principales de una broca de diamantes naturales e impregnadas.



Fuente: Orlando Gordon R: Seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

### De diamantes policristalinos:

Las brocas de diamantes policristalinos compactos (PDC). Son elemento cortante que los constituye un disco o una capa de diamante policristalino sintético, adherido a un sustrato de carburo de tungsteno mediante un proceso de alta presión y temperatura.

Las brocas PDC son diseñadas para obtener altas tasas de penetración en formaciones blandas, firmes y medianamente duras, no abrasivas. Las mismas no pueden usarse en formaciones duras y abrasivas por el hecho de que los cortadores PDC experimentan un excesivo desgaste mecánico.

A continuación, se describen algunas características importantes en el diseño de las brocas de diamantes policristalinos, relacionados con el perfil de la corona, la limpieza hidráulica de la mecha, el tipo de cortadores y el mecanismo de corte:

#### **Perfil de la corona:**

Además del perfil de doble cono usado en las brocas de diamante, también se usan los perfiles de cono simple con diferentes ahusamientos y perfiles de fondo plano.

#### **Limpieza hidráulica:**

Este proceso se realiza circulando fluidos a través de orificios en las brocas con cuerpo de acero y a través de canales en la matriz de carburos de tungsteno.

#### **Tipos de Cortadores:**

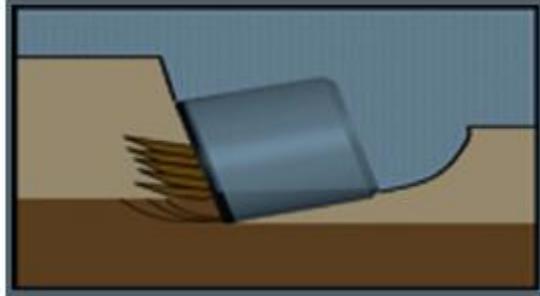
En las brocas PDC es importante considerar el tamaño, la forma, el número de cortadores usados y los ángulos de ataque del cortador, los cuales dependen de las características de la formación que se va a perforar.

#### **Mecanismo de Corte:**

El tipo de mecanismo de corte que se produce con estas brocas es por cizallamiento, que permite perforar la formación sin producir impacto en la misma. Entre las ventajas que esta presenta es que se obtienen volúmenes de corte de apreciable magnitud, aumentado consecuentemente la tasa de penetración.

En la siguiente figura se muestra esquematizado dicho mecanismo:

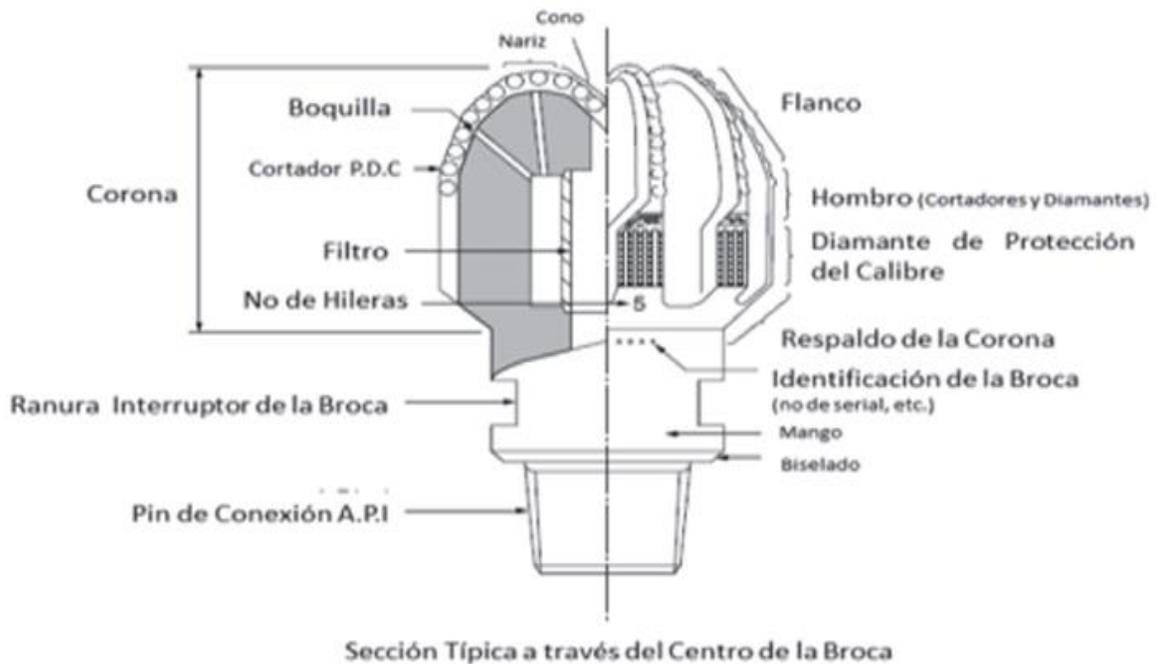
Figura 8: Imagen esquemática del mecanismo de corte de una broca PDC.



Fuente: Orlando Gordon R: Seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). Pdvsa.

A continuación, se muestra una imagen que describe las partes principales de una broca PDC:

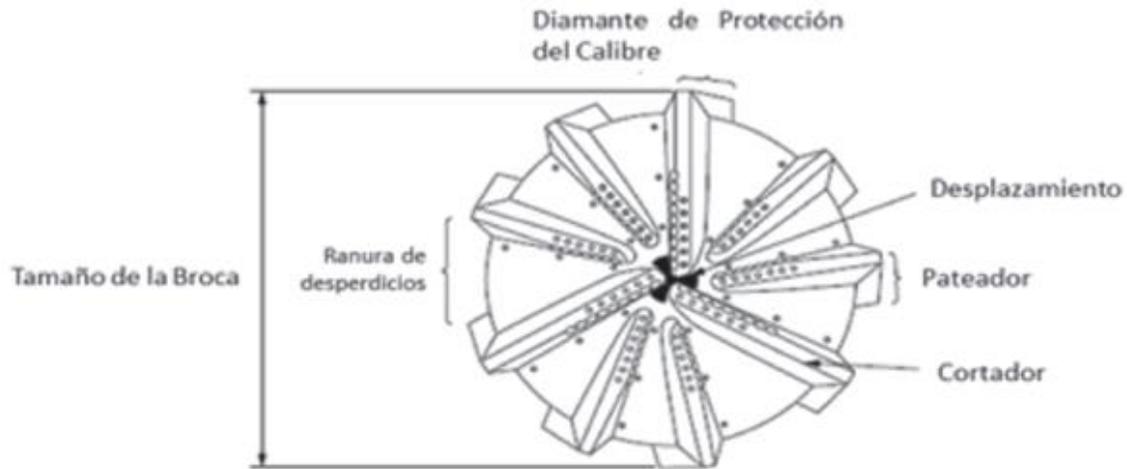
Figura 9: Nomenclatura de roca de broca.



Fuente: well engineers' notebook, 2nd Edition, (2001). Shell international exploration and production B.V. EP Learning and Development

En la siguiente figura, se muestra las partes principales de una broca PDC

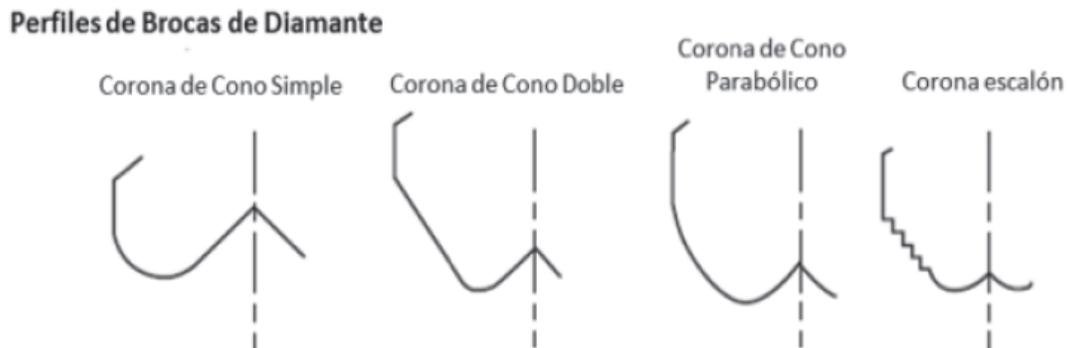
Figura 10 : Partes principales de una broca de diamante policristalinos compacto (PDC).



Fuente: well engineers' notebook, 2nd Edition, (2001). Shell international exploration and production B.V. EP Learning and Development

En la siguiente figura, se muestran las partes principales de los perfiles de las brocas PDC:

Figura 11: Perfiles de brocas de diamantes



Fuente: well engineers' notebook, 2nd Edition, (2001). Shell international exploration and production B.V. EP Learning and Development

Excéntricas (bycenter):

Estas brocas presentan una geometría única que les permite perforar y ensanchar simultáneamente. Una mecha (broca) excéntrica perfora un agujero ligeramente mayor al diámetro para compensar en ciertas formaciones, tales como arcilla esquistosa o sal, que se deforman y alargan después de haber sido perforadas. Para lograr esto, las brocas tienen que ser capaces de pasar a través del diámetro interior de la tubería de revestimiento de un pozo, entonces en la perforación de un agujero sobredimensionado (más grande que el diámetro de la tubería de revestimiento).

A continuación, se muestra una imagen representativa de las brocas excéntricas:

Figura 12: Imagen representativa de una broca bycenter. (excéntrica)



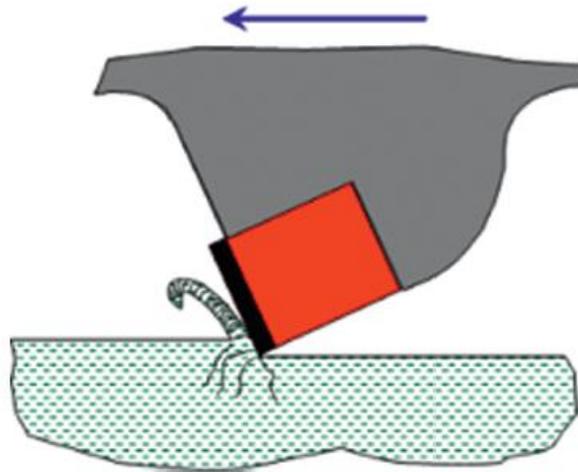
Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

### **Mecanismo de Corte:**

El mecanismo de corte de las brocas excéntricas es por cizallamiento, que permite perforar la formación sin producir impacto en la misma. La ventaja que presenta es que se obtienen volúmenes de corte de apreciable magnitud, aumentado consecuentemente la tasa de penetración.

A continuación, se muestra una imagen del mecanismo de corte de las brocas excéntricas:

Figura 13 : Mecanismo de corte de las brocas excéntricas.



Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

### **Brocas de conos:**

Brocas tricónicas:

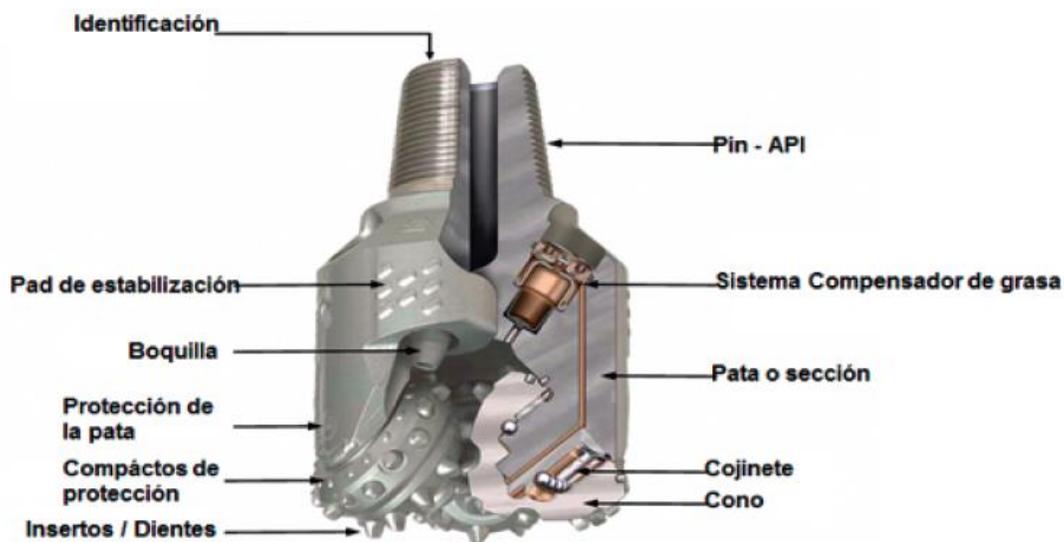
Este tipo de broca de tres conos es la más usada en las operaciones de perforación rotatoria debido a que utiliza una gran variedad de diseños de dientes y tipo de cojinetes que permiten su uso en muchos tipos de formación. Su característica principal es la presencia de conos que giran alrededor de sus ejes a medida que la broca lo hace sobre el fondo.

La acción de perforación de este tipo de brocas depende básicamente de la descentralización de los conos. Esto hace que el cono se detenga periódicamente cuando gira la mecha y raspa el fondo del hoyo, tal como lo hacen las brocas de

arrastre, lo cual tiende a aumentar la velocidad de perforación en la mayoría de los tipos de formación. En ángulo de descentralización del cono varía desde alrededor de cuatro grados para formaciones blandas, a cero grados para formaciones extremadamente duras.

A continuación, se muestra una imagen que describe las partes principales de las brocas tricónicas:

Figura 14: Partes principales de las brocas tricónicas.



Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). PDVSA.

A continuación, se presentan las principales características de las brocas tricónicas:

### 2.3.5 Tipos de cortadores:

Otro aspecto importante en el diseño de las brocas de conos lo representa el tamaño de los dientes lo cual tiene un gran efecto sobre la acción de perforación de la mecha. Para formaciones blandas se utilizan dientes largos y descentralizados, y para formaciones duras, dientes pequeños con menor descentralización.

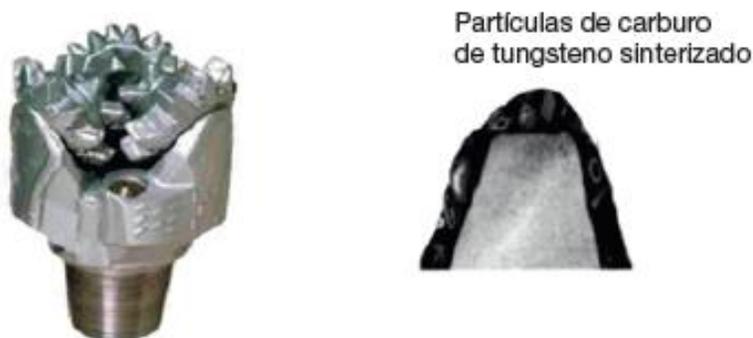
Los tipos de cortadores son los siguientes:

### **Dientes de acero:**

La estructura de corte está constituida por dientes maquinados en el cono de acero forjado, el cual presenta una acción de corte más agresiva. Típicamente tiene aplicaciones de alta ROP (alta velocidad de penetración) en formaciones blandas a medias y su mecanismo de corte es por paleo (desgaste) de la formación. Para mayor resistencia los dientes son recubiertos con soldadura de partículas de carburo de tungsteno.

A continuación, se muestra una imagen esquemática de la estructura de corte en los dientes de las brocas:

Figura 15: Imagen esquemática de la estructura de corte de los dientes de acero.



Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011). Pdvsa.

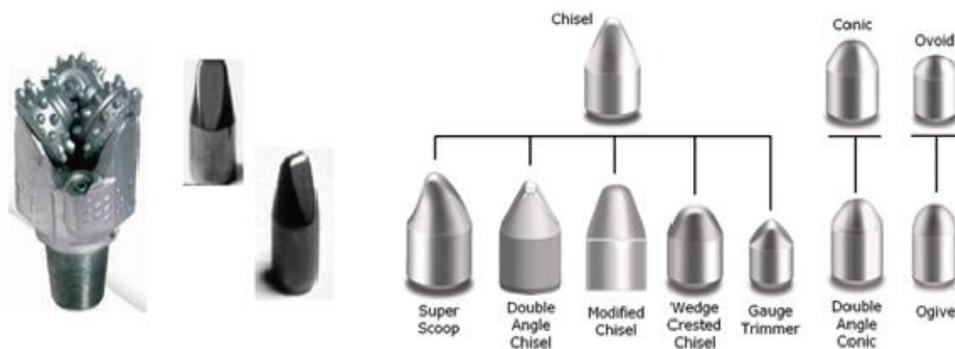
### **Insertos de carburo de tungsteno:**

Si en los insertos o dientes son de carburo de tungsteno, el extremo se diseña en forma de cincel para formaciones blandas y en forma semiesférica para formaciones duras. En este diseño la estructura de corte, está constituida por elementos de carburo de tungsteno insertado a presión en orificios calibrados sobre el cono

forjado presenta una acción de corte menos agresiva y típicamente tiene aplicaciones de baja ROP (alta velocidad de penetración) en formaciones duras a muy duras. El mecanismo de corte es por impacto y fractura de la formación.

En la siguiente figura se muestra la estructura de este tipo de cortadores:

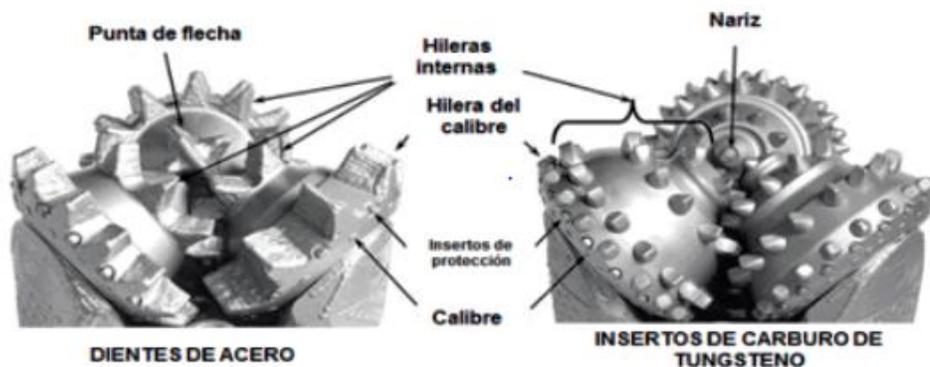
Figura 16: imagen esquemática de la estructura de corte de los insertos de tungsteno.  
Fuente: Orlando Gordon R: seminario de brocas de perforación. Nivel básico (2011).



Pdvsa.

A continuación, se muestran una comparación de las estructuras de las diferentes brocas tricónicas con cortadores de acero y de insertos:

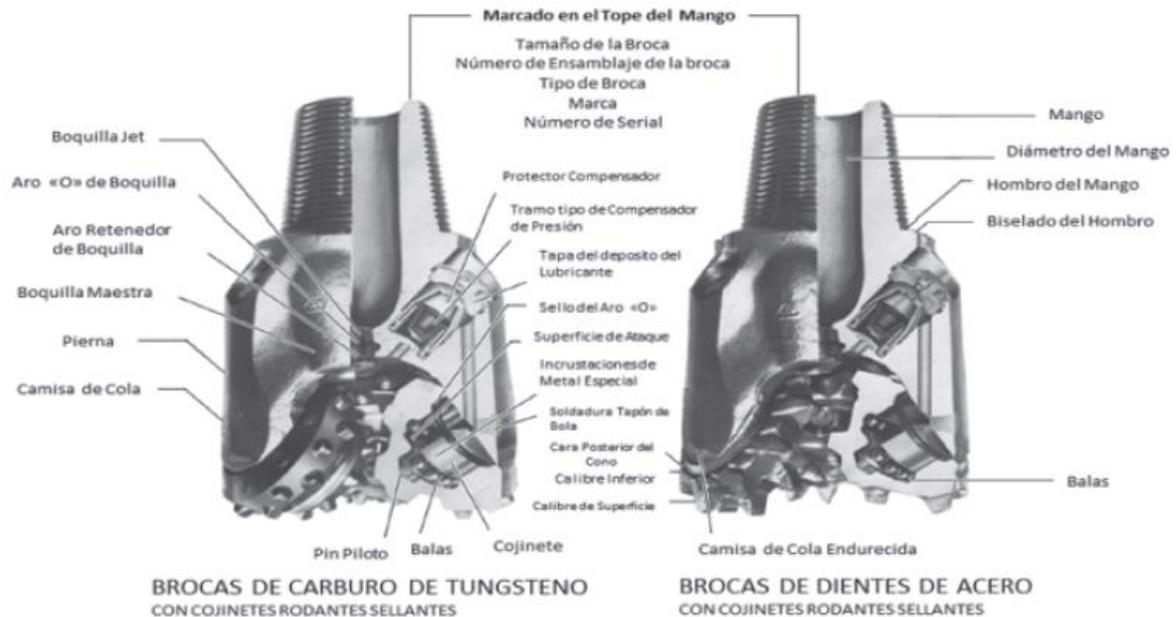
Figura 17: comparación y partes de brocas tricónicas con cortadores de aceros e insertos de tungsteno.



Fuente: well engineers' notebook, 2nd Edition, (2001). Shell international exploration and production b.v. Ep Learning and Development.

En la siguiente figura se muestra las nomenclaturas de las brocas tricónicas:

Figura 18: Comparación y parte de brocas tricónicas con cortadores de acero e insertos de tungsteno.



Fuente: well engineers' notebook, 2nd Edition, (2001). Shell international exploration and production B.V. EP Learning and Development.

### Ángulo de la punta:

Es el ángulo determinado por los dos filos de cortes principales.

### Filo transversal:

Es la línea de unión de las superficies de afilado y de las ranuras en el vértice de la punta.

### Labios cortantes:

Son los filos principales comprendidos entre el filo transversal y la periferia. Superficies de afilado del labio cortante. Las que dan lugar a los filos principales o labios.

## **Fajas-guías**

Son las estrechas superficies que en los bordes de ataque sobresalen para impedir que toda la superficie de la broca roce en el interior del agujero.

## **Hélice**

Ranura con ángulo formado en el cuerpo de la broca, para facilitar la lubricación.

### **2.3.6 Bomba de lodos para broca**

Es uno de los dispositivos mecánicos más importantes que permite inyectar lodo o agua a medida que avanza la perforación, facilitando esta labor y evitando derrumbes de las paredes del pozo.

Las bombas de lodos tienen la función de realizar la recirculación del lodo o fluido de perforación, que es una suspensión de arcilla en agua, con los aditivos necesarios para cumplir las siguientes funciones:

1. Extraer el detritus o ripio de la perforación.
2. Refrigerar la herramienta de corte.
3. Sostener las paredes de la perforación.
4. Estabilizar la columna o sarta de perforación.
5. Lubricar el rozamiento de ésta con el terreno.

Se distinguen diversos tipos de lodos en función de su composición. Por una parte, están los denominados "naturales", constituidos por agua clara (dulce o salada) a la que se incorpora parte de la fracción limoso-arcillosa de las formaciones rocosas conforme se atraviesan durante la perforación. Se utilizan especialmente en el sistema de circulación inversa (en la circulación directa se requieren lodos de mayor densidad y viscosidad).

Tipos de lodo de perforación.

Existen muchos tipos de lodos de perforación, tanto de base agua como de base aceite (diesel): niebla, espuma, aireado, bentonítico, fosfático, cálcico, polimérico, salados, lodos CLS, CLS emulsionados y lodos de emulsión inversa. (Cada uno de los tipos de lodos emplean un peso en función de la densidad que presentan al momento de la perforación la cual hace que el diseño varíe en función de sus propiedades según la geología a perforar).

### **2.3.7 Elaboración de diseño de brocas**

Para realización de un buen diseño y selección de las brocas de perforación; así como los esfuerzos a las que estos están sometidos, es necesario conocer los fundamentos de la perforación por corte.

Este tipo de perforación se realiza utilizando brocas cuya estructura dispone de elementos de carburo, tungsteno u otros materiales de mayor tecnología como son los diamantes sintéticos policristalinos y son clasificados según su forma y ángulo de ataque.

Una barrena se considera que tiene características direccionales cuando cumple principalmente con una longitud de calibre corto y un perfil plano.

La protección en el calibre es muy importante para poder aumentar el tiempo de vida de una barrena y ayudar a disminuir el desgaste provocado en esta zona al momento de direccionar ya que el cuello mantiene un contacto constante con la formación por efecto del deslizamiento que va adquiriendo conforme avanza la perforación.

Mientras más plano sea el perfil de la barrena, será de mayor utilidad para el direccionamiento, ya que un perfil más agresivo o parabólico entierra los cortadores de la nariz en la formación de manera más profunda que los de perfil más plano, así que la barrena tenderá a irse en la dirección recta. Este problema es menor en las de perfil plano porque la mayoría de los cortadores están en contacto con la

formación y la fuerza ejercida sobre estos se distribuye, de esta manera los cortadores no penetran tanto en la formación, permitiendo el cambio de dirección.

### 2.3.7.1 Cortadores de las brocas

El grado de ataque de los cortadores se define como el ángulo con que los cortadores atacan o impactan en la superficie que se esté perforando (Back Rake).

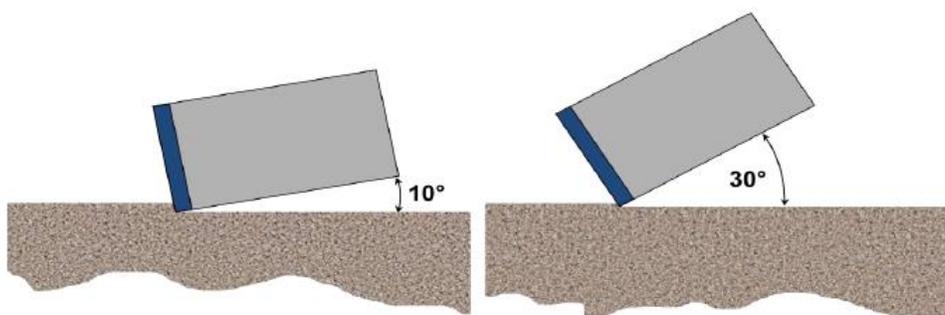
En muchas ocasiones, el ángulo de los cortadores no es tomado muy en cuenta en la selección de barrenas, pero esta característica puede ayudar a que su desempeño sea mejor de lo esperado, ayudando a aumentar la tasa de penetración y durabilidad de la barrena.

Los ángulos de ataque altos mejoran la resistencia al impacto ocasionado por las intercalaciones entre litología suave y dura, además de ayudar a disminuir el desgaste. Contrario a esto, un ángulo de ataque bajo ayuda a aumentar la tasa de penetración.

Si la formación a perforar es suave, es recomendable utilizar un ángulo bajo, lo que hace más agresiva a la barrena e incrementa la ROP, pero si la formación es dura, es preferible utilizar un ángulo más alto por lo mencionado anteriormente.

En la siguiente figura se muestra el rango de los ángulos de ataques de los insertos, estos en función de los diferentes tipos de rocas:

Figura 19: Ángulo de ataque de los cortadores.



Fuente: Burgoyne, A. et al, "Applied Drilling Engineering", 1991

Tabla 2: Características de los diferentes ángulos en los cortadores.

Angulo (grados)	Dureza de la Formación	Otra característica
5 a 10	Muy suave	Genera una mayor ROP
15	Todas las formaciones	Funciona mejor en formaciones blandas
20	Todas las formaciones	Mejora la vida del cortador y funciona mejor en formaciones abrasivas (areniscas)
30	Formaciones duras	Los cortadores con este ángulo generalmente se ubican en el calibre

Fuente: Burgoyne, A. et al, "Applied Drilling Engineering", 1991

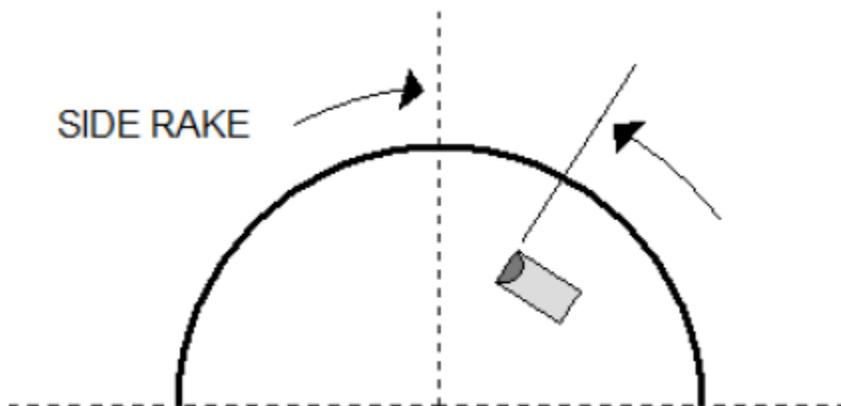
### Orientación de los cortadores

En la formación no se recomienda el uso del side rake en formaciones duras y que además presenten abrasividad, ya que podría ocasionar un mayor desgaste a los cortadores.

La orientación de los cortadores también ayuda al desalojo de los recortes en el fondo del pozo, de esta manera evitará que tengan contacto nuevamente con los cortadores o el cuerpo de la barrena.

En la siguiente figura se muestra la orientación de los cortadores

Figura 20: Orientación de los cortadores o Side Rake5.

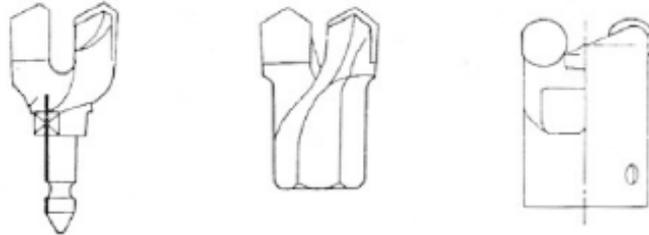


Fuente: Burgoyne, A. et al, "Applied Drilling Engineering", 1991

A continuación, se muestran los detalles de los diferentes tipos de broca en las siguientes figuras.

Brocas bilabiales o de tenedor, en diámetros desde 36 mm hasta 50 mm.

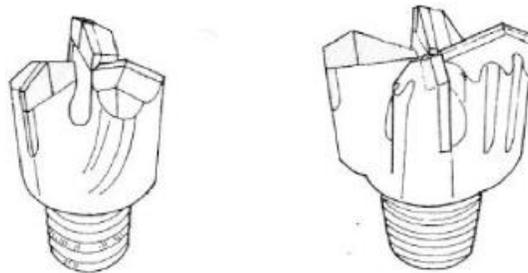
Figura 21: Brocas bilabiales.



Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas.

Brocas trialetas o multialetas, en diámetros desde 50 mm hasta 115 mm.

Figura 22: Brocas trialetas.



Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas.

Brocas de labios reemplazables con elementos escarificadores y perfil de corte escalonado en diámetros desde 150 mm hasta 400 mm.

Figura 23: Brocas de labios reemplazables.



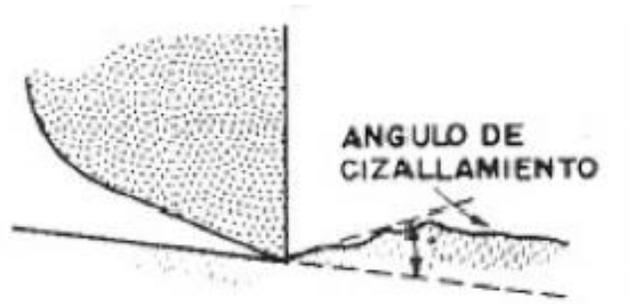
Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas.

## Fundamentos de la perforación por corte

Según Mis (Manual de perforación y voladura de rocas), cuando se realiza el corte de la roca, la broca se ve sometida a las siguientes acciones:

- Deformaciones elásticas por las tensiones debidas a la deflexión angular de la broca y la torsión a la que se somete la misma.

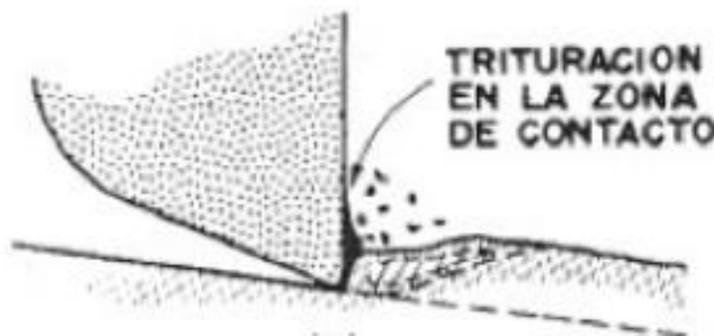
Figura 24: Deformaciones elásticas.



Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas

- Liberación de las tensiones de deformación, con un impacto subsiguiente del elemento de corte sobre la superficie de la roca disminución en el tamaño de las partículas.

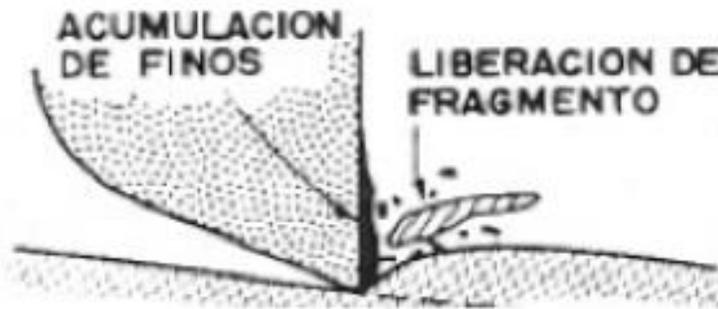
Figura 30: Liberación de las tensiones de deformación.



Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas

- Incremento de tensiones en la zona de contacto broca – roca con desprendimiento de uno o varios fragmentos que una vez evacuados, permiten reiniciar nuevamente el ciclo.

Figura 31: Incremento de tensiones en la zona de contacto broca.



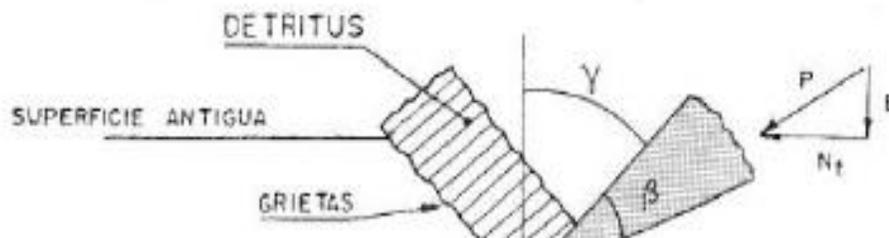
Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas

- Análisis de la fuerza de corte aplicada sobre la roca

El análisis de la fuerza de corte en el campo de las perforaciones de pozos, es similar al análisis de la fuerza de corte aplicada en la perforación de elementos maquinados utilizando taladros de banco. Esta fuerza se descompone en dos: una fuerza tangencial, ( $N_t$ ) otra vertical, conocida como fuerza de empuje ( $F_E$ ).

En la siguiente figura se muestra la descomposición de la fuerza actuante:

Figura 25: Análisis de la fuerza de corte.



Fuente: Manual de perforación y voladura de rocas

## **2.4 Torre de perforación**

Esta tiene la función de ser el almacén o sostén de toda la obra y por lo tanto generalmente son construidas con materiales muy resistentes, pero, que a la vez son de poco peso. Estas torres tienen la característica de ser fácilmente montadas y desmontadas, permitiendo ser transportadas hasta zonas rurales y de difícil acceso.

## **2.5 Motor**

Los Motores constituyen uno de los elementos de vital importancia en los equipos de perforación, reparación y terminación de pozos, ya que forman parte de los equipos principales que sin su utilización no sería posible el proceso operacional de estas instalaciones.

## **2.6 Sistema de poleas**

Una polea es una rueda con una ranura que gira alrededor de un eje por la que se hace pasar una cuerda que permite vencer una resistencia  $R$  de forma cómoda aplicando una fuerza  $F$ . De este modo podemos elevar pesos hasta cierta altura. Es un sistema de transmisión lineal, pues el movimiento de entrada y salida es lineal.

## **2.7 Reductor de velocidad**

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos). Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad, aunque en algunos países hispanos parlantes también se le denomina caja reductora.

## **2.8 Barras o tuberías de perforación**

Estas barras o tubos de perforación son de hierro reforzado de gran resistencia a los impactos de la percusión y torsión. En el proceso de perforación.

La sarta de perforación es armada secuencialmente hasta que conforman el ensamblado con un número determinado de tubos de perforación, esta sirviendo como enlace mecánico con la broca de fondo, sin embargo, esta misma con el sistema de impulsión rotatorio exterior.

A continuación, se presentan las siguientes funciones:

- Transmitir rotación a la barrena o broca
- Transmitir y soportar cargas axiales
- Transmitir y soportar cargas de torsión
- Colocar el peso sobre la barrera para perforar
- Guiar y controlar la trayectoria del pozo
- Permite la circulación de fluidos para limpiar el pozo y enfriar la barrena

A continuación, se presentan los principales factores para la selección de tubería:

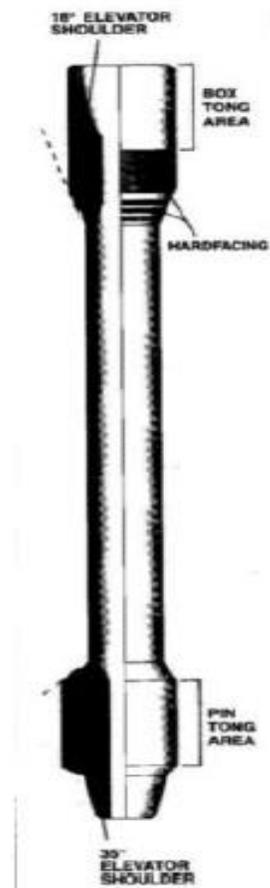
Existen distintos tipos de factores que influyen decisivamente en la selección de los tubos de perforación que compondrán la columna. Dentro de las más importantes, se pueden citar:

- Diámetro externo de la columna de barras
- Grado de acero utilizado
- Peso de la columna (Kg/m)
- Capacidad de guinche de soportar cargas
- Capacidad de la bomba, volumen y presión
- Profundidad total prevista para el pozo
- Condiciones geológicas esperadas
- Velocidad de bombeo y presión en el fondo
- Pérdidas de carga del sistema.

A continuación, se presentan los principales componentes de las tuberías de perforación

- Un tubo cilíndrico sin costura exterior y pasaje central fabricado de acero fundido o de aluminio extruido
- Conectores de rosca acoplados en los extremos del cuerpo tubular sin costura.
- En la siguiente figura se muestran las partes de que constituyen un tubo de perforación:

Figura 26: Tubería de perforación componentes principales.



FUENTE: Schlumberger, la sarta de perforación. Programa de entrenamiento acelerado para supervisores

### **2.8.1 Tipos de Aceros para herramientas en el prototipo.**

**W:** Estos son templables al agua: No contienen elementos aleantes y son de alto % de carbono (0,75 a 1.00%). Son los más económicos y se utilizan principalmente en mechas. En general tienen limitación en cuanto al diámetro, debido a su especificación de templabilidad.

#### **Para trabajo en frío**

- Sólo son aptos para trabajo en frío pues al aumentar la temperatura disminuye la dureza.
- D alta aleación. Contienen alto % de carbono para formar carburos de Cr (1,10-1,80 %C). Gran resistencia al desgaste.

#### **Para trabajo en caliente**

- H aceros rápidos:
- T en base a tungsteno
- M en base a molibdeno

Estos tres mantienen su dureza al rojo (importante en cuchillas); tienen carburos estables a alta temperatura; el Cr aumenta la templabilidad ya que se encuentra disuelto; el tungsteno y el molibdeno son los formadores de carburos.

### **2.8.2 Tipos de desgaste en herramientas de corte para prototipo**

#### **Desgaste abrasivo.**

Se debe a las partículas más duras, incluidas en el material a mecanizar o en el filo recrecido dado por altas velocidades de deformación de material, y se da sobre los labios cortantes de la herramienta de corte. Las inclusiones de gran dureza hay que tenerlas en cuenta porque pueden producir rallado sobre la herramienta.

Estas ralladuras podrían no ser paralelas a la dirección de fluencia de las partículas debido a numerosos aspectos.

### **Desgaste por difusión.**

Este se presenta entre las temperaturas de 900 y 1200 °C, por lo que no presentan importancia para las herramientas de aceros al carbono y las de acero rápido, las cuales no pueden trabajar a estas temperaturas. En cambio, en las de metal duro, cerámicas o nitruro de boro, se eleva la movilidad atómica y se produce una disolución mutua del material de la pieza y el de la herramienta. La actividad de este proceso aumenta con la velocidad de corte. De ahí que el desgaste difusivo pueda considerarse como un desgaste químico que produce variaciones en la capa superficial de la herramienta y de esa forma compromete la resistencia a desgaste de la broca.

### **Desgaste por oxidación.**

Su localización se encuentra en los contornos de la región de contacto entre la pieza y la herramienta, y se caracteriza por presentar color de revenido. Depende del material de la herramienta y de las temperaturas de trabajo. Para las herramientas de acero no presenta gran importancia, ya que éstas regularmente no trabajan a altas temperaturas, mientras que en las de metal duro a base de tungsteno a causa de las temperaturas y del oxígeno existente en la atmósfera, se forma en la superficie de la herramienta una capa de óxidos complejos a base de tungsteno, cobalto y hierro, que tiene cierta acción destructiva sobre la estructura de metal duro. Esta acción se observa especialmente en el labio cortante, donde aparecen arrugas que pueden provocar ruptura de la punta de la broca.

### **Desgaste por fatiga.**

Este se encuentra frecuentemente como una combinación termo-mecánica. La fluctuación de la temperatura y la acción alternativa de las fuerzas de corte, pueden originar en los filos agrietamiento e incluso la rotura. La acción del corte intermitente conduce a generar continuamente calentamientos alternativos que provocan choques térmicos en los labios cortantes. Algunos materiales de herramientas son más sensibles que otros a la fatiga mecánica. La fatiga mecánica pura puede provenir también de las fuerzas de corte siendo, a veces, bastante alta para la

resistencia del labio cortante. Esto puede suceder en presencia de materiales de pieza duros o muy tenaces, muy altas gamas de avances, o cuando el material de la herramienta no es lo suficientemente duro.

### **Desgaste adhesivo.**

El fenómeno de adhesión ocurre a temperaturas inferiores a los 900 °C y es inversamente proporcional a la dureza de la herramienta. Se debe a la presencia de altas temperaturas y presiones de corte, también al hecho de que la superficie interior de la viruta se presenta limpia y sin capa protectora de óxido y por lo tanto químicamente muy activa. Una forma inversa de este fenómeno, es el filo de aportación (filo recrecido). Cuando parte de la viruta queda adherida al filo de la herramienta debido a la temperatura, presión y tiempo de contacto. La adhesión aumenta inicialmente con la velocidad, pues se alcanzan temperaturas que favorecen este fenómeno, pero a altas velocidades la temperatura aumenta hasta el punto que ablanda las partículas adheridas y facilitan su desprendimiento sin afectar al material de la herramienta ya que es mucho más resistente.

### **2.8.3 Tipos de roscas y características**

Es primordial la unión de cada elemento en una maquinaria de alto alcance, esta es de mucha importancia ya que por medio de la unión elemental se logra la figuración o estructuración definitiva u objetiva para después ser aplicada con la configuración diseñada, es por ende que los elementos para la mecanización de alta resistencia, en maquinaria de perforación en sus piezas tales como barrenos y tuberías de bomba de lodo o agua y brocales. Para su utilización se diseñan con parámetros y normas que satisfacen la durabilidad de cada elemento.

Las roscas difieren según su forma geométrica de filetes. Según esta característica pueden ser roscas triangulares, cuadradas, trapezoidales, diente de sierra, etc.

### **Rosca externa. (MACHO)**

Esta es la rosca en la superficie externa de un cilindro.

### **Rosca interna. (HEMBRA)**

Esta es la rosca tallada en el interior de una pieza, tal como en una tuerca.

### **Paso.**

Es la distancia que se presenta entre las crestas de dos filetes sucesivos.

### **Rosca de paso fino**

Esta genera una mayor firmeza en la unión, y se utilizan sobre toda en mecánica, en la industria automotriz y vehicular en general.

### **Roscas de paso extrafino.**

Esta se utiliza cuando es requerida una mayor precisión, como en el caso de elementos que deben unirse a paredes delgadas.

### **Roscas de ocho hilos.**

Estas se denominan así porque su paso consiste en ocho estrías por pulgada, estas roscas son las indicadas para tuberías de agua y otros fluidos.

### **Elementos de unión roscados**

Es el estudio de los elementos de unión roscados es de vital importancia, pues permiten el fácil montaje y desmontaje de piezas o elementos de máquinas, facilitando así el mantenimiento de los sistemas industriales, entre los que se encuentran principalmente los sectores automotrices y de la construcción de maquinaria en general.

### Tornillo hexagonal:

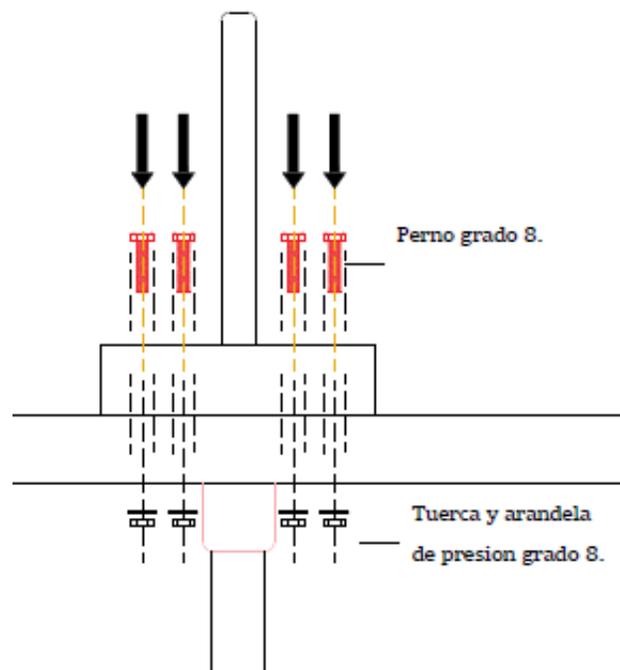
Este es un dispositivo de fijación mecánico con la cabeza en forma de hexágono, roscado exteriormente lo que permite insertarse en agujeros previamente roscados en las piezas.

### Tuerca:

Este es un elemento roscado internamente que se utiliza para unir piezas con agujeros pasantes mediante el uso de otros elementos roscados externamente.

A continuación, se muestra la función de los elementos roscados en la máquina de perforación al momento de unión de cada pieza.

Esquema 1: Unión de elementos roscados en la torre de perforación.



Fuente: Elaboración propia.

## **CAPITULO III. DISEÑO METODOLÓGICO**

A continuación, se describe la metodología a emplear para el desarrollo del diseño general de perforadora rotativa, que contempla sus diversas partes constructivas y de investigación, así como acciones en función de pruebas, enmarcando el contenido en los componentes estratégicos de las políticas de explotación de agua y abastecimiento para sectores de menos recursos económicos e industriales en la rama de agrícolas y sus debidos conservantes potables.

### **3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN**

Investigación Tecnológica: Este tipo de investigación en las ciencias de la ingeniería presenta una serie de características que la vinculan en forma natural con la innovación tecnológica, lo cual indica que las instancias de promoción inicial de los proyectos de investigación y la evaluación de la investigación tecnológica pueden ser utilizadas como un instrumento para fomentar la innovación. En este realizarán cálculos para el funcionamiento efectivo de las tecnologías, para brindar así un servicio eficiente, haciendo uso de normas que establecen los parámetros de diseño.

### **3.2 ETAPAS DEL PROYECTO**

#### **3.2.1 Etapa de estudio de factibilidad**

En esta primera etapa se realizarán todas las investigaciones necesarias, para identificar las potencialidades, debilidades, condiciones y características de máquinas ya existentes en donde se basará el proyecto de modelo; esto con el propósito de incorporar en el diseño del proyecto las respectivas medidas de mitigación y prevención, tanto para la fase de construcción como para la fase de operación del mismo.

#### **3.2.2 Etapa de recopilación de datos**

Fuentes y documentos investigativos: En esta actividad se tomarán fuentes documentales que se encuentran en bibliotecas universitarias y medios rápidos como sitios web o documentaciones brindadas por organismos privados.

Visita in situ de pruebas y perforaciones: En estos métodos de visita in situ se conocerán en forma conceptual o por medio de entrevistas los principales agentes y componentes que puede tener las tecnologías de perforación siendo estas en sus constitución estructural y funcional en todos los márgenes, como ejemplificaciones de velocidad, particularmente el método rotatorio o en su defecto el método de aforo o llamadas pruebas hidráulicas, los reconocimientos de suelo y los tipos de mallas a ocupar en el pozo.

### **3.2.3 Elaboración del diagnóstico situacional**

En esta fase se recopilan los datos sobre los intentos que los habitantes de las comunidades han realizado para solucionar la problemática sobre el agua, asimismo innovando para apoyar a los productores para tener un enfoque de producción más sostenible con herramientas accesibles a la bolsa del mismo.

### **3.2.4 Elaboración del marco referencial**

En esta parte se analiza la problemática identificando cada uno de los aspectos a tomar en el diseño, así como Límites de Perforación, uso de materiales más económicos, pero sin descuidar calidad, puntos focales de abastecimiento y potenciales a explotación, normativas y reglamentos de construcción de máquinas perforadoras, impacto social de esta herramienta en las comunidades y el impacto ambiental para mitigar el efecto negativo que ésta a la vez causa a la remoción de los suelos.

### **3.2.5 Etapa del diseño final**

Una vez aprobada la alternativa tecnológica seleccionada en el Estudio de factibilidad, y definido todos los criterios y la base de cálculo para el diseño, se procederá a la elaboración de cada uno de los componentes por especialidad, los cuales estarán compuestos por los juegos de planos constructivos y las memorias de cálculo que materialicen los resultados de este proyecto en forma gráfica. Para el diseño de las piezas de cada especialidad, se elaborarán los cálculos correspondientes con las normas y legislaciones vigentes.

Culminada esta fase, se procede a la elaboración de las especificaciones técnicas constructivas, cronograma de ejecución física y presupuesto del proyecto.

Para cada uno de los estudios y diseños se realizan las visitas e investigaciones correspondientes para el diseño pieza.

El diseño general de la maquinaria corresponde al estudio relacionado en visita de campo a las maquinarias de perforación de la empresa Acuateq, conociendo cada una de las funciones principales de los equipos de rotación y de corte e hidráulico.

En base a las visitas se diseñó el prototipo del año 2015 referente a la generalidad de maquinaria en los elementos básicos.

Elementos de corte como tal lo conforman la máquina en el momento de contacto con el suelo de este elemento, mediante la ocupación del sistema de compresores y polipasto se proyecta a una altura útil de acople de igual forma se realiza en la maquinaria a escala del prototipo.

Finalmente, por medio de investigación en sitios web y de literatura (máquina y herramientas) se lograron encontrar los parámetros constructivos para el diseño de torre de perforación, diseño del varillaje, diseño del sistema de elevación y de la barrena.

Cabe mencionar que los cálculos a presentarse de esta tesis consisten en diseñar una perforadora rotativa que pueda ser empleada en la construcción de pozos, en las zonas someras de los mantos freáticos en el país, así como en otras realizaciones de trabajos hídricos agrícolas del país; estos cálculos son hechos en base a apreciaciones técnicas en bibliografía, visitas de campo y análisis in situ.

Se ha realizado el diseño de la perforadora rotativa, basado en la arquitectura general de máquinas similares que son comerciales en el mercado. Básicamente toda perforadora rotativa para pozos de agua cuenta con una unidad de potencia, una bomba hidráulica principal, una unidad de empuje y arrastre, una unidad de rotación, un bastidor o torre de perforación, la tubería o varillaje de perforación, la

broca o trepano, una bomba para circulación de lodos y la estructura de soporte y transporte.

También se ha realizado un análisis de esfuerzos en el bastidor de perforación, en la tubería o varillaje de perforación, en la broca y en la estructura de soporte y transporte de la máquina. Del mismo modo, se han calculado las fuerzas hidráulicas necesarias para obtener el movimiento de los actuadores hidráulicos como son, la unidad de rotación, la unidad de empuje y arrastre.

Además, utilizando los softwares Excel, Autocad2d se realizarán los cálculos y planos en función de los diferentes análisis matemáticos a obtenerse, así permitiendo la modelación de todos los componentes mencionados en el párrafo anterior, para simular el comportamiento estructural debido a las fuerzas aplicadas.

Finalmente se presentan los costos y los planos de descripción, con el objetivo de presentar una máquina de menor costo, comparado con las máquinas comerciales de similar capacidad, y de fácil ensamblaje.

**CAPÍTULO IV. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA  
PERFORADORA.**

## 4.1 Cálculo y diseño del bastidor de perforación

### Generalidades del diseño

Para poder realizar un diseño eficiente de la máquina perforadora, es necesario conocer los parámetros o variables de operación del equipo. Las variables de operación inherentes al sistema, que inciden en su eficiencia (velocidad de penetración).

A continuación, se presentan las principales de operación:

1. Velocidad de rotación (rpm).
2. Fuerza de empuje.
3. Diámetro de perforación; 60.33mm como diámetro promedio de estudio.
4. Velocidad y caudal del aire de barrido.
5. Desgaste de los trépanos.

A su vez, estas variables dependen de un factor externo al sistema: La dureza o resistencia de la roca.

### Dureza de la roca

No existe una clasificación universalmente aceptada de las rocas en función de su resistencia a la compresión ( $Sc$ ). En la literatura técnica sobre el tema se encuentran diversas proposiciones. Algunas muy simples, que sólo se diferencian entre rocas blandas, medianas y duras. Otras más sofisticadas, incluyen hasta seis o siete categorías.

En la siguiente tabla se adopta la clasificación de la roca en función de su resistencia a la compresión

Tabla 3: Clasificación de la dureza de las rocas.

TIPO DE ROCA	$Sc$ [ $\text{kg}/\text{cm}^2$ ]	$Sc$ [MPa]
Muy blandas	< 400	< 40
Blandas	400 – 800	40 – 80
Medianas	800 – 1.200	80 – 120
Duras	1.200 – 2.000	120 – 200
Muy duras	> 2.000	> 200

Fuente: Diseño y Simulación de Perforadora Hidráulica para Pozos de Agua, Christian Gonzalo Pariente Málaga, diciembre 2013.

Se consideran las regiones geológicas de Nicaragua para la selección de los siguiente datos o valores numéricos en función de las rocas más encontradas en las zonas del pacífico y que tienen como antecedentes de origen volcánicos entre ellos podemos encontrar basaltos, pómez, andesitas porfídicas y como tobas compactas.

Para el análisis se considerará los datos de los rangos de 40 a 80 MPa a la perforación sobre una roca del tipo blanda, con una resistencia a la compresión ( $Sc$ ) igual a 41 MPa estos señalando el valor de fragmento de estratos en la litología (tipos de suelos).

### Velocidad de Rotación

La velocidad de rotación ( $N$ ), expresada en [rpm], es inversamente proporcional a la resistencia a la compresión de la roca ( $Sc$ ).

Tabla 4: Velocidades de rotación según la dureza de las rocas.

TIPO DE ROCA	$Sc$ [kg/cm <sup>2</sup> ]	N [rpm]
Muy blandas	< 400	120 – 100
Blandas	400 – 800	100 – 80
Medianas	800 – 1.200	80 – 60
Duras	1.200 – 2.000	60 – 40
Muy duras	> 2.000	40 – 30

Fuente: Diseño y Simulación de Perforadora Hidráulica para Pozos de Agua, Christian Gonzalo Pariente Málaga, diciembre 2013.

Para una roca blanda, según la tabla anterior, se trabajará con una velocidad de rotación entre 100 a 80 rpm el cual para obtener un intermedio de los límites máximos y mínimos se realizará el promedio de los mismos teniéndose igual a 90 rpm.

### Fuerza de Empuje Sobre la Roca

La fuerza de empuje necesaria ( $F$ ), aumenta directamente con la dureza de la roca, y debe alcanzar una magnitud suficiente para sobrepasar su resistencia a la compresión. Por otra parte, esta fuerza no puede exceder un determinado valor límite, para evitar daños prematuros en la herramienta de perforación.

En formaciones rocosas duras o muy duras, una fuerza excesiva conduce a la destrucción de los insertos de la corona, lo que significa el término de la vida útil del instrumento.

A su vez, la mayor o menor resistencia de los insertos en la corona depende del tamaño de la herramienta o, por consiguiente, del diámetro de perforación. A mayor diámetro, más grande es la broca de perforación y por consiguiente más robustos y resistentes son sus insertos. La fuerza de empuje es función de dos variables: La dureza de la roca y el diámetro de perforación.

### **Cálculo de los Esfuerzos a que estará sometido el Sistema**

Para el cálculo de la fuerza de empuje, se presenta la siguiente ecuación, está dada por:

$$F_{min} = 28.5 * S_c * \phi_{barrena} \text{ (lb)} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

Sc: Es la resistencia de la compresión de la roca [MPa]

$\phi$ : Es el diámetro de perforación [pulg].

La fuerza de empuje se acostumbra a expresarla en libras-peso [lb] por unidad de diámetro de la herramienta, expresado en pulgadas.

#### **4.1.1 Cálculo de la fuerza de empuje mínima ( $F_{min}$ ):**

A continuación, se calcula con las siguientes ecuaciones empíricas tanto la fuerza mínima y máxima.

$$F_{min} = 28.5 * S_c * \phi_{barrena}$$

Reemplazando valores:

$$F_{min} = 28.5 * 45\text{MPa} * 6''$$

Obtenemos:

$$F_{min} = 7695 \text{ lbp}$$

$$F_{min} = 34.24 \text{ kN}$$

#### 4.1.2 Cálculo de la fuerza de empuje máxima ( $F_{max}$ ):

$$F_{max} = 2 * F_{min} \quad \text{Ecuación 2}$$

Diseño y Simulación de Perforadora Hidráulica para Pozos de Agua, Christian Gonzalo Pariente Málaga, diciembre 2013.

Reemplazando valores:

$$F_{max} = 2 * 7695 \text{ lbs}$$

Obtenemos:

$$F_{max} = 15390 \text{ lbs}$$

$$F_{max} = 68.48 \text{ kN}$$

#### 4.1.3 Cálculo de la fuerza de empuje límite ( $F_{lim}$ ):

$$F_{lim} = 810 * \Phi_{barrena}^2 \quad \text{Ecuación 3}$$

Diseño y Simulación de Perforadora Hidráulica para Pozos de Agua, Christian Gonzalo Pariente Málaga, diciembre 2013.

Reemplazando valores:

$$F_{lim} = 810 * (6")^2 \quad \text{Ecuación 4}$$

Obtenemos:

$$F_{lim} = 29160 \text{ lbs}$$

$$F_{lim} = 129.71 \text{ kn}$$

Cabe señalar que los cálculos realizados anteriormente solo serán comprobados con el prototipo perforando de igual forma se estarían tomando valores reales en la práctica.

Para fines de cálculo de esfuerzos en la tubería, se tomará un valor de fuerza de Empuje igual a 51.36 kN. Obtenido del promedio de la fuerza mínima y máxima de los cálculos anteriores, en base a este promedio se considera la acción mínima e intermedia del sistema en el momento de perforación, tanto en el caso de tensión como de compresión.

#### **4.1.4 Diámetro de perforación**

El diámetro de la perforación definitiva o de explotación, depende de varios factores estrechamente relacionados, entre los que se destacan: Caudal requerido, productividad del acuífero, diámetro del entubamiento, características del equipo de bombeo. El caudal requerido, es uno de los principales condicionantes del diámetro del pozo y su entubamiento, dado que para lograr caudales elevados se necesitan grandes equipos de bombeo, cuya instalación requiere de cañerías de gran diámetro. La productividad del acuífero, es la limitante esencial respecto al caudal que puede obtenerse de un pozo.

El diámetro de perforación elegido es de 150 mm por ser el diámetro de pozo más común en perforaciones por el diámetro de bombas en el comercio.

Las brocas comerciales se dimensionan en pulgadas, por lo tanto, la broca equivalente que se utilizará para la perforación del pozo tendrá un diámetro exterior de 6" adecuando diámetros menores reduciendo el gasto económico local por cambio a futuro se consideró en base bomba de 4" así teniendo un mayor radio de revestimiento.

#### 4.1.5 Diseño de la torre de perforación.

Para diseñar el bastidor de la perforadora, se seleccionaron 2 perfiles, que tenga la capacidad de soportar la fuerza de empuje en función del peso, la fuerza de reacción que va a aplicar la tubería sobre el cabezal (broca) al momento de la perforación y el peso de los elementos que están unidos a esta (motor de giro, estructura de soporte, catalinas, cadena, cama del motor, reductor de velocidades, etc.)

#### Características de los perfiles seleccionados

Los perfiles que se han seleccionado para utilizarlos como guías del bastidor, son de un perfil comercial de 2", 2", 1/8" y 2 1/5", 2 1/5", 1/4" pulgadas y tomada de la norma del Instituto Americano de Construcción en Acero (*American Institute of Steel Construction*).

Tabla 5: Propiedades mecánicas de los angulares de lados iguales.

### LI - Ángulo de lados iguales "L"

Sección Lado y espesor Nominales  (In.)	Peso  (kg/m)	DIMENSIONES			PROPIEDADES									
		Lado B (mm)	Espesor t (mm)	k (mm)	Área A (cm <sup>2</sup> )	Eje X-X y Eje Y-Y					Eje Z-Z			J (cm <sup>4</sup> )
						I (cm <sup>4</sup> )	S (cm <sup>3</sup> )	r (cm)	$\bar{y}$ y $\bar{x}$ (cm)	Z (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	S (cm <sup>3</sup> )	r (cm)	
L 3/4 x 1/8	0.88	19.0	3.17	6.17	1.11	0.36	0.27	0.57	0.59	0.50	0.15	0.19	0.37	0.04
L 1 x 1/8	1.19	25.4	3.17	6.17	1.51	0.91	0.51	0.77	0.75	0.91	0.38	0.36	0.50	0.05
L 1 x 3/16	1.73	25.4	4.76	7.76	2.19	1.25	0.72	0.75	0.81	1.30	0.54	0.47	0.49	0.17
L 1 x 1/4	2.22	25.4	6.35	9.35	2.83	1.54	0.91	0.74	0.86	1.65	0.70	0.57	0.50	0.38
L 1 1/4 x 1/8	1.50	31.7	3.17	7.17	1.92	1.84	0.81	0.97	0.90	1.46	0.76	0.60	0.63	0.06
L 1 1/4 x 3/16	2.20	31.7	4.76	8.76	2.80	2.57	1.16	0.95	0.96	2.09	1.08	0.80	0.62	0.21
L 1 1/4 x 1/4	2.86	31.7	6.35	10.3	3.63	3.20	1.48	0.93	1.02	2.68	1.39	0.97	0.62	0.49
L 1 1/2 x 1/8	1.83	38.1	3.17	7.17	2.32	3.25	1.18	1.18	1.06	2.13	1.34	0.90	0.76	0.08
L 1 1/2 x 3/16	2.68	38.1	4.76	8.76	3.40	4.59	1.71	1.16	1.12	3.08	1.91	1.20	0.75	0.26
L 1 1/2 x 1/4	3.48	38.1	6.35	10.3	4.44	5.77	2.20	1.14	1.18	3.96	2.45	1.47	0.74	0.60
L 2 x 1/8	2.46	50.8	3.17	9.52	3.12	7.87	2.11	1.57	1.36	3.77	3.13	1.63	0.99	0.12
L 2 x 3/16	3.63	50.8	4.76	11.1	4.61	11.3	3.08	1.55	1.42	5.54	4.54	2.25	0.99	0.38
L 2 x 1/4	4.75	50.8	6.35	12.7	6.05	14.4	4.00	1.54	1.49	7.21	5.87	2.80	0.98	0.87
L 2 1/2 x 1/8	3.15	63.5	3.17	9.52	4.02	15.9	3.40	1.99	1.68	6.11	6.58	2.77	1.28	0.47
L 2 1/2 x 3/16	4.57	63.5	4.76	11.1	5.81	22.3	4.83	1.96	1.74	8.67	8.74	3.54	1.22	0.47
L 2 1/2 x 1/4	6.10	63.5	6.35	12.7	7.68	28.8	6.34	1.94	1.81	11.4	11.4	4.49	1.22	1.09
L 3 x 3/16	5.52	76.2	4.76	14.3	7.03	39.5	7.10	2.37	2.06	12.7	15.6	5.34	1.49	0.57
L 3 x 1/4	7.29	76.2	6.35	15.9	9.29	51.2	9.32	2.35	2.12	16.7	20.4	6.80	1.49	1.30
L 3 x 5/16	9.08	76.2	7.94	17.5	11.48	62.4	11.5	2.33	2.18	20.6	25.1	8.13	1.48	2.48
L 3 x 3/8	10.7	76.2	9.52	19.0	13.61	72.8	13.5	2.31	2.25	24.3	29.6	9.34	1.48	4.20
L 3 x 1/2	14.0	76.2	12.7	22.2	17.74	91.6	17.4	2.27	2.36	31.3	38.5	11.5	1.47	9.57
L 4 x 1/4	9.82	102	6.35	15.9	12.52	125	16.9	3.17	2.74	29.8	49.1	12.7	1.99	1.82
L 4 x 5/16	12.2	102	7.94	17.5	15.48	153	20.8	3.15	2.82	37.0	60.8	15.3	1.98	3.46
L 4 x 3/8	14.6	102	9.52	19.0	18.45	180	24.6	3.12	2.87	44.1	72.0	17.7	1.98	5.87
L 4 x 1/2	19.0	102	12.7	22.2	24.19	230	32.1	3.07	3.00	57.4	93.7	22.1	1.97	13.4
L 4 x 5/8	23.4	102	15.9	25.4	29.74	276	39.0	3.05	3.10	70.1	115	26.1	1.97	25.4
L 5 x 5/16	15.3	127	7.94	20.6	19.55	310	33.4	3.96	3.43	59.8	125	25.9	2.51	4.50
L 5 x 3/8	18.3	127	9.52	22.2	23.29	365	39.5	3.94	3.48	71.0	148	30.0	2.50	7.62
L 5 x 1/2	24.1	127	12.7	25.4	30.65	470	51.6	3.89	3.61	92.8	191	37.5	2.49	17.4
L 6 x 3/8	22.2	152	9.52	22.2	28.13	641	57.5	4.75	4.11	103	257	44.1	3.02	9.07
L 6 x 1/2	29.2	152	12.7	25.4	37.10	828	75.2	4.72	4.24	135	335	55.7	3.00	20.9
L 6 x 5/8	36.0	152	15.9	28.6	45.87	1003	92.4	4.67	4.37	166	409	66.2	2.97	39.8
L 6 x 3/4	42.7	152	19.0	31.7	54.45	1170	109	4.62	4.50	195	483	75.9	2.97	67.0

Fuente: Norma ASTM A – 36 DEACERO Company, 2014.

Para analizar las especificaciones LRFD, (**Diseño por Factor de Carga y Resistencia**) se tomó en cuenta que el siguiente cálculo se estima el valor del esfuerzo debido a las cargas sometidas producto de la perforación y del peso mismo de la estructura.

#### **4.1.6 Análisis de cargas**

##### **Análisis de cargas externas aplicadas sobre el sistema**

El análisis previo de las fuerzas externas aplicadas en la broca de rotación se realizará en 2 situaciones distintas a lo largo del diseño de la maquinaria.

##### **Primera situación de trabajo**

Se da cuando la sarta de perforación está descendiendo y se tiene una fuerza de Compresión aplicada sobre la broca en rotación, resultado de la reacción que produce el suelo.

##### **Cálculo de la fuerza de compresión:**

La fuerza de compresión será una fuerza de reacción por acción del empuje de la broca sobre el suelo.

Donde la igualación es:

$$F'_E = F_{trabajo} = 51.36 \text{ KN}$$

Sin embargo, para el análisis se debe también considerar que existen diferentes factores que modifican esta fuerza de compresión, como, por ejemplo, el tipo de roca, la temperatura, etc., para fines de cálculo se considera un aumento de la tercera parte de la fuerza de empuje, así se tendrá que:

$$F_E = \frac{4}{3} F' \quad \text{Ecuación 5}$$

Calculando tendremos que:

$$F_E = \frac{4}{3} (51.36)$$

$$F_E = 68.48 \text{ KN}$$

De igual modo también se analizarán las condiciones de acuerdo a las especificaciones LRFD mencionadas en el *Manual of Steel Construction* (Anexo A), con lo cual se modifican los esfuerzos aplicados sobre el bastidor originando también un cambio en la fuerza de compresión, pero de igual forma se menciona el valor con el cual se trabajará:

$$F_E = 68.48 \text{ KN}$$

### **Segunda situación de trabajo**

Se da cuando está ascendiendo el sistema completo rotario y se tiene una fuerza de tensión que está dado por el peso de la tubería y la broca de perforación.

### **Cálculo de la fuerza de tensión**

La fuerza de tensión se va a dar cuando la estructura (torre) tiene la tubería y la broca de perforación suspendidas por el efecto del levante de la extracción de las mismas.

Para este caso se debe tomar en cuenta el peso de la tubería de perforación, el peso de la broca, el peso del terreno impregnado en la tubería, el peso del motor rotatorio, el peso de la cama del motor, el peso del reductor o variador de velocidades, peso de las catalinas y el peso del lodo de perforación dentro de la tubería.

A continuación, se presentan los cálculos de cada uno de los pesos mencionados en el párrafo anterior:

#### 4.1.7 Cálculo del peso del tubo ( $w_{tuberia}$ ):

El peso máximo de la tubería se va a dar cuando la longitud de la misma sea 100 m o 320 pies.

En la tabla siguiente se presenta el dimensionamiento de la tubería a seleccionarse con un valor del peso nominal por unidad de metro:

Tabla 6: Dimensiones y selección del peso nominal de la tubería.

Rango Dimensional OCTG

Diámetro externo	32.2	42.2	48.3	52.4	60.3	73	88.9	101.6	114.3	127	139.7	168.3	177.8	193.7	196.9	
PESO NOMINAL (Kg/Mts)	De	2.53	3.42	4.09	4.82	5.95	9.52	9.67	12.20	14.14	17.11	20.83	29.76	25.30	35.72	68.60
	A	3.26	4.82	6.24	6.70	11.46	17.34	25.37	33.48	39.44	50.60	64.14	97.92	95.09	105.21	83.49
		211.3	244.5	250.8	273.1	298.5	301.6	323.9	339.7	342.9	346.1	355.6	406.4	473.1	508	622.3
	De	35.72	48.07	93.46	48.74	62.50	87.50	85.72	71.43	119.65	131.26	122.77	96.73	130.21	139.89	197.93
	A	133.93	135.42	107.30	161.76	178.43	106.85	205.22	216.68	121.14	156.26	178.58	219.21	206.85	251.50	308.05

Fuente: catálogo de conexiones premium, TenarisHydril.

De la tabla anterior tenemos que el peso máximo nominal del tubo seleccionado es de: 11.46 kg/m.

Donde tendremos que:

$$w_{tuberia} = 11.46 \frac{kg}{m} * 100 mt * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Calculando se tiene que el peso total de la tubería es:

$$w_{tuberia} = 11.242 \text{ KN}$$

El sistema de varillaje con una longitud de 100 metros de profundidad tendrá un máximo peso de 11.242 kN los cuales se sumarán al peso general o total.

#### 4.1.8 Cálculo del peso de la broca ( $w_{broca}$ ):

$$D_E = 0.15$$

$$D_i = 0.10$$

$$L_{broca} = 0.25$$

Siendo:

$$\rho_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$D_E$  = Diámetro exterior

$D_i$  = Diámetro interior

$L_{broca}$  = Longitud de la broca

$\rho_{ac}$  = Densidad media del acero

Ecuación a ocupar:

$$w_{broca} = \rho_{ac} \left\langle \frac{\pi D_E^2}{4} - \frac{\pi D_i^2}{4} \right\rangle * L_{broca} * 9.81 \quad \text{Ecuación 6}$$

Reemplazando valores:

$$w_{broca} = 7850 ( 0.15^2 - 0.10^2 ) * \frac{\pi}{4} * 0.25 * 9.81$$

Tenemos que el peso de la broca es:

$$w_{broca} = 189.01 \text{ N}$$

#### 4.1.9 Cálculo del peso del terreno ( $w_{terreno}$ ):

A continuación, en la siguiente tabla se muestra la densidad de cada muestra de suelo que se podría presentar en la perforación de pozo, el valor a tomar para este peso se dará en función del promedio del basalto muestra más reconocida en la geología del país:

Tabla 7: Densidades de lagunas rocas.

NOMBRE DE LA ROCA	DENSIDAD (Ton/m <sup>3</sup> )
Arcilla	1,8
Arenisca	2,2 a 2,5
Andesita	2,2 a 2,8
<b>Basalto</b>	<b>2,8 a 3,3</b>
Caliza	2,6 a 2,9
Conglomerado	2,3 a 2,8
Cuarcita	2,4 a 2,7
Diorita	2,7 a 2,9
Granito	2,6 a 2,8
Marmol	2,6 a 2,7
Pizarra	2,7 a 2,8

Fuentes: CURSO PERFORACIÓN DE ROCAS, Slideshare, julio 2014.

**Promedio en función de los datos de tablas:**

$$\rho_{\text{terreno basáltico}} \approx 2550 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$w_{\text{terreno}} = V_{\text{broca}} * L_{\text{terreno}} \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

$V_{\text{broca}}$  = Volumen de la broca

$L_{\text{terreno}}$  = Longitud de la broca en el terreno

Desarrollando la ecuación:

$$w_{\text{terreno}} = \frac{\pi}{4} * 0.15^2 * 0.25 * 2550 * 9.81$$

Calculando obtenemos que:

$$w_{\text{terreno}} = 110.51 \text{ N}$$

#### 4.1.10 Cálculo del peso que ejerce el lodo sobre la broca ( $w_{lodo}$ ):

Los lodos de perforación pueden tener un rango de densidades de 1.07 a 2.50 gr/cm<sup>3</sup> lo que permite una óptima velocidad de penetración al contrarrestar la presión de formación, sin provocar pérdidas de circulación.

La densidad máxima del lodo que se requiere en la perforación de un pozo, está determinada por el gradiente de presión, la presión de poro a una profundidad dada excede la presión ejercida por el peso de la formación sobre la profundidad evaluada (presión de sobrecarga).

Para el cálculo del peso del lodo sobre la broca se tomará el valor promedio ya que el mayor rango se considera para lutitas, y materiales mayores a los 600 metros de profundidad.

Siendo el promedio de la densidad en función del número de perfiles a encontrar se tiene que es igual a:  $1.785 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$

Siendo la ecuación:

$$P_{h,max} = \frac{\rho * h}{10} \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

$P_{h,max}$  = Presión hidráulica máxima en toda la longitud

$\rho$  = Densidad del lodo.

$h$  = Longitud en la sarta de perforación

Reemplazando valores:

$$P_{h,max} = \frac{1.785 * 100}{10}$$

$$P_{h,max} = 17.85 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 1750487.02 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1750 \text{ kN/m}^2$$

En función del cálculo de la densidad máxima se tiene el procedimiento del peso del lodo:

$$w_{lodo} = P_{h,max} * A_{broca} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

$P_{h,max}$ : Densidad máxima en toda la longitud

$A_{broca}$ : Área de la broca

Reemplazando valores tenemos:

$$w_{lodo} = 17.85 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * \frac{\pi}{4} (15^2 - 6.33^2) * 9.81$$

Calculando obtenemos:

$$w_{lodo} = 25.43 \text{ KN}$$

#### 4.1.11 Cálculo del peso que ejerce el motor ( $w_{motor}$ ):

El cálculo del peso del motor se hace en función del peso seco del mismo, y se considera un peso extra de 1.5 kg por el peso de lubricantes más el líquido de combustión.

Se tiene un motor de 5.5 hp el cual tiene un peso seco = 16. Kg.

$$w_{motor} = (P_{S,motor} + 1.5 \text{ kg}) * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Donde:

$P_{S,motor}$  = Peso seco del motor

Reemplazando valores:

$$w_{motor} = 17.5 * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Calculando obtenemos:

$$w_{motor} = 171.68 \text{ N}$$

#### 4.1.12 Cálculo del peso que ejerce el regulador de velocidades ( $w_{regulador}$ ):

El cálculo en función del regulador de velocidades se tiene que es el peso húmedo del mismo que lo conforma el aceite lubricante de fábrica, el peso del regulador ya en mano para este cálculo es de :11 kg con una relación de transmisión de 50/1.

Se tiene la ecuación:

$$w_{regulador} = P_{h,regulador} * 9.81 \frac{m}{s^2} \quad \text{Ecuación 10}$$

Reemplazando valores:

$$w_{regulador} = 11 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Calculando obtenemos:

$$w_{regulador} = 107.91 \text{ N}$$

#### 4.1.13 Cálculo del peso que ejerce la catalina ( $w_{polipasto}$ ):

Para el cálculo del peso adicional que proporciona a la estructura el sistema de poleas (polipasto) varía entre relación máxima de tención que este puede ser diseñado por el fabricante que está en el rango de 1 a 3 toneladas, el peso está dado en la siguiente tabla, a esto mismo hay que agregar la suma de las cadenas y enganches que este proporciona en su diseño.

A continuación, en la siguiente tabla se presenta la selección el peso del polipasto:

Tabla 8: Especificaciones del polipasto/tecle de cadena.

Tabla 2-1 Especificaciones del polipasto/tecle de cadena								
Capacidad (Ton)	Código de producto	Elevación estándar (m)	Fuerza para elevar la carga (kg)	Diámetro de la cadena de carga (mm) x líneas de caída de la cadena	Proporción de revisión	Peso neto (kg)	Peso de envío aproximado (kg)	Peso por un metro adicional de elevación (kg)
1/2	CF005		30	5.0 x 1	19	10	11	1.5
1	CF010		36	6.3 x 1	31	12	13	1.8
1 1/2	CF015	3	42	7.1 x 1	41	17	18	2.1
2	CF020		40	6.3 x 2	63	21	22	2.6
3	CF030		46	7.1 x 2	81	28	30	3.2

Fuente: Polipasto Tecle/de Cadena Manual Serie CF4.

Se tiene la ecuación es:

$$w_{polipasto} = P_{polipasto} * 9.81 \frac{m}{s^2} \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

$P_{regulador}$  = Peso del polipasto en kg

Reemplazando valores:

$$w_{polipasto} = 12 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Calculando tenemos:

$$w_{polipasto} = 117.72 \text{ N}$$

#### 4.1.14 Cálculo del peso de la cama del motor ( $w_{cama}$ ):

En el cálculo del peso de la cama se presentan las dimensiones que esta tiene en el diseño real tomado del prototipo hecho en el año 2015. La cual consta con 2 cortes de perfil que se unen con 4 transversales forjando una cama estable para la disminución de las vibraciones del mismo y teniendo como centro el sistema de agua o lodos. El peso de los angulares seleccionados se presenta en la siguiente tabla:

:

Tabla 9: Peso del perfil seleccionado en kg.

	Dimensiones			Peso Nominal
	A	A	S	kg/m
	pulg	pulg	pulg	
■	1	1	1/8	1,191
■	1	1	3/16	1,726
■	1	1	1/4	2,218
■	1 1/4	1 1/4	1/8	1,503
■	1 1/4	1 1/4	3/16	2,203
■	1 1/4	1 1/4	1/4	2,858
■	1 1/2	1 1/2	1/8	1,831
■	1 1/2	1 1/2	3/16	2,679
■	1 1/2	1 1/2	1/4	3,483
■	2	2	1/8	2,456
■	2	2	3/16	3,632
■	2	2	1/4	4,747

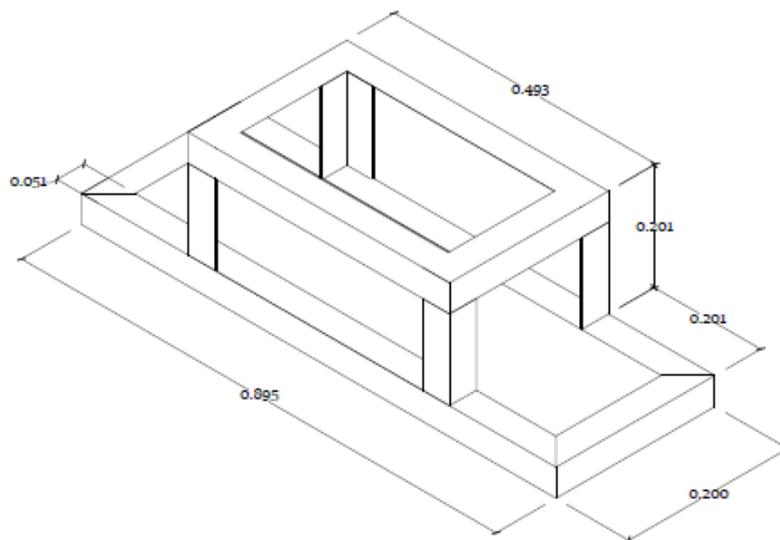
Fuente: Ficha técnica de perfiles A-36, Arcelo Mittal, Indecnisa.

El perfil seleccionado en la tabla anterior se analizará más adelante en el estudio de la resistencia de la torre de perforación sometiéndolo al peso de los demás sistemas que conforma la maquinaria.

A continuación, se muestran en el siguiente esquema los datos dimensionales de la cama del motor:

Peso nominal= 3.632 Kg/m

Esquema 2: Cama de motor de la maquinaria de perforación



Fuente: Elaboración Propia desde 2015.

Sumando las longitudes:

$$(0.90)(2) + (0.09)(2) + (0.20)(2) = 2.38 \text{ metros}$$

Calculando el peso de los angulares que conforman la cama del motor:

$$w_{cama} = \sum P_{perfiles} * 9.81 \frac{m}{s^2} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

$$\sum P_{perfiles} = \text{La suma del peso de todos los perfiles} \quad \sum P_{perfiles} = 8.64 \text{ kg}$$

Reemplazando los valores:

$$w_{cama} = 8.64 * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Calculando obtenemos:

$$w_{cama} = 84.80 \text{ N}$$

#### 4.1.15 Cálculo de la fuerza de tensión aplicada en el cabezal de rotación:

$$F_{tc} = w_{tuberia} + w_{broca} + w_{terreno} + w_{lodo} + w_{motor} + w_{regulador} + w_{polipasto} + w_{cama} \quad \text{Ecuación 13}$$

Reemplazando valores:

$$F_{tc} = 11.242 \text{ KN} + 0.189 \text{ KN} + 0.111 \text{ KN} + 25.43 \text{ KN} + 0.172 + 0.108 \text{ KN} \\ + 0.118 \text{ KN} + 0.085 \text{ KN}$$

Calculando se tiene que el valor del peso total en la estructura de la torre es de:

$$F_{tc} = 37.455 \text{ KN} \approx 37455 \text{ N}$$

#### 4.1.16 Cálculo de torre- Resistencia Estructural

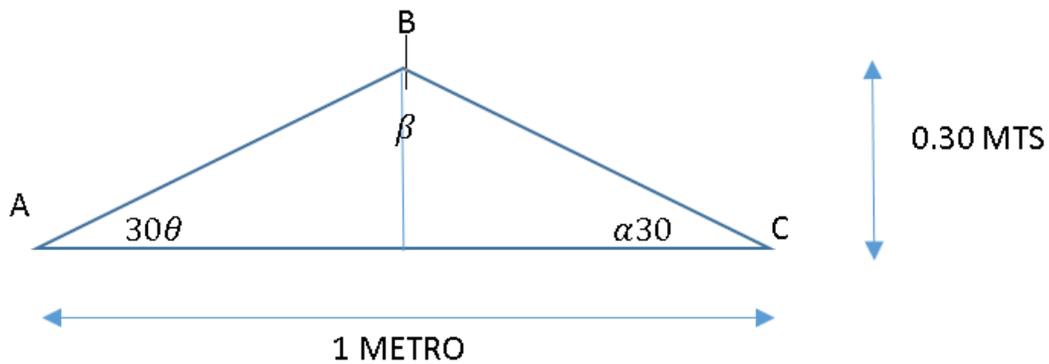
Tomando el valor de la fuerza de tensión aplicada en la estructura se tendrá el cálculo de las reacciones y el estudio de los elementos que comprenden la misma.

Este valor  $W = 37455 \text{ N}$  es la fuerza máxima que soportarán los angulares de la torre en su máxima altura de trabajo ya con sus acoples tanto en los casos de tensión como en compresión.

#### Cálculo de la aguja de torre.

En el siguiente esquema se muestra la forma de la estructura de la aguja de la torre:

Esquema 3: Aguja de Torre de Perforación.



Fuente: Elaboración propia.

Ángulos internos de la aguja:

$$\theta + \beta + \alpha = 180^\circ$$

$$\beta = 180 - 30 - 30 = 120^\circ$$

$$\beta = 120^\circ$$

Longitud de corte de tubo hipotenusa.

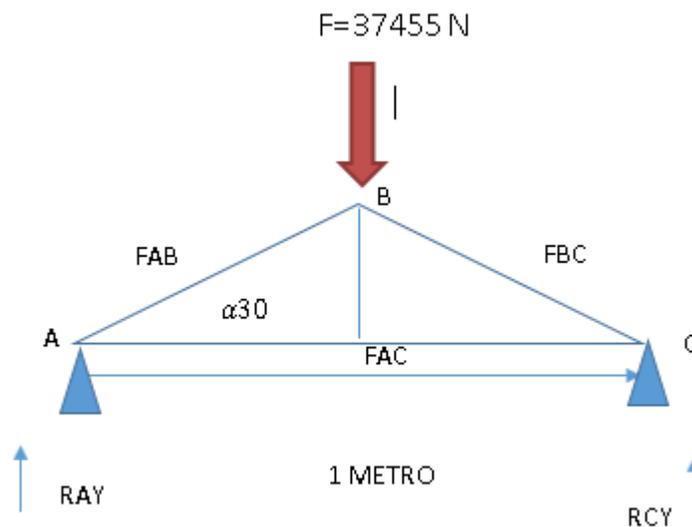
$$c'' = \sqrt{(0.50)^2 + (0.30)^2} =$$

Calculando:

$$c'' = 0.58\text{mts} \approx 58\text{cm}$$

A continuación, se muestra el siguiente esquema las nomenclaturas de la aguja de perforación

Figura 27: Nomenclaturas de la aguja de perforación



Fuente: Elaboración propia

Sumatoria de fuerzas en el eje "y"

$$\sum F_y = 0, R_{Ay} + R_{Cy} - 37455\text{ N} = 0$$

Ecuación 14

Aplicando momento en el punto A

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ecuación 15}$$

$$37455(0.5\text{mts}) - R_{Cy}(1\text{mts}) = 0$$

$$-18727.5 \text{ N/m} = R_{Cy}(1\text{mts})$$

$$R_{Cy} = 18727.5\text{N}$$

Entonces:

$$R_{Ay} + R_{Cy} - 37455\text{N} = 0$$

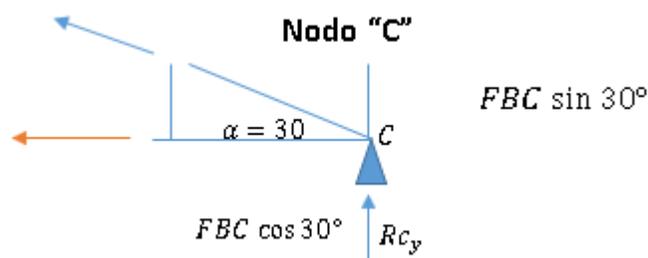
$$R_{Ay} + 18727.5 - 37455\text{N} = 0$$

$$R_{Ay} - 18727.5\text{N} = 0$$

$$R_{Ay} = 18727.5 \text{ N}$$

En el siguientes esquema se presenta el primer punto en estudio por el método de los nodos para conocer consecutivamente el actuar de las fuerzas en cada una de las barras de la aguja del sistema.

Esquema 4: Estudio de nodo en el punto (C)



Fuente: Elaboración propia

Sumatoria de fuerza en x:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ecuación 16}$$

$$-FAC - FBC \cos 30^\circ = 0$$

Calculando obtenemos:

$$-FAC - (37455N) \cos 30^\circ = 0$$

$$-FAC - (37455N) \cos 30^\circ = 0$$

$$-FAC + 32436.98 = 0$$

$$FAC = 32436.98N (T)$$

**NOTA:** La barra AC está trabajando bajo tensión debido que la carga que se distribuye en el sistema de forma paralela con respecto al eje x.

Sumatoria de fuerza en Y:

$$\sum F_y = 0$$

Ecuación 17

$$FBC \sin 30^\circ + Rc_y = 0$$

Sustituyendo valores:

$$FBC \sin 30^\circ + 18727.5N = 0$$

Calculando:

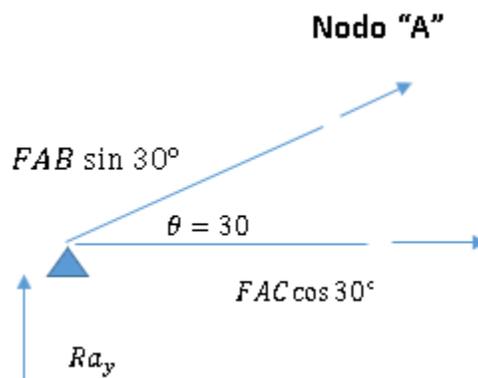
$$FBC = \frac{-18727.5N}{\text{SEN } 30}$$

$$FBC = -37455N (C)$$

**NOTA:** La barra BC está trabajando bajo compresión en el sistema debido a la fuerza de entrada que mantiene el sistema en equilibrio al nodo c.

En el siguiente esquema se presenta el segundo punto en estudio por el método de los nodos:

Esquema 5: Estudio de nodo en el punto (A)



Fuente: Elaboración propia

Sumatoria de fuerza en Y:

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ecuación 18}$$

$$F_{AB} \sin 30^\circ + R_{A_y} = 0$$

Sustituyendo valores:

$$F_{AB} \sin 30^\circ + 18727.5 \text{ N} = 0$$

Calculando obtenemos:

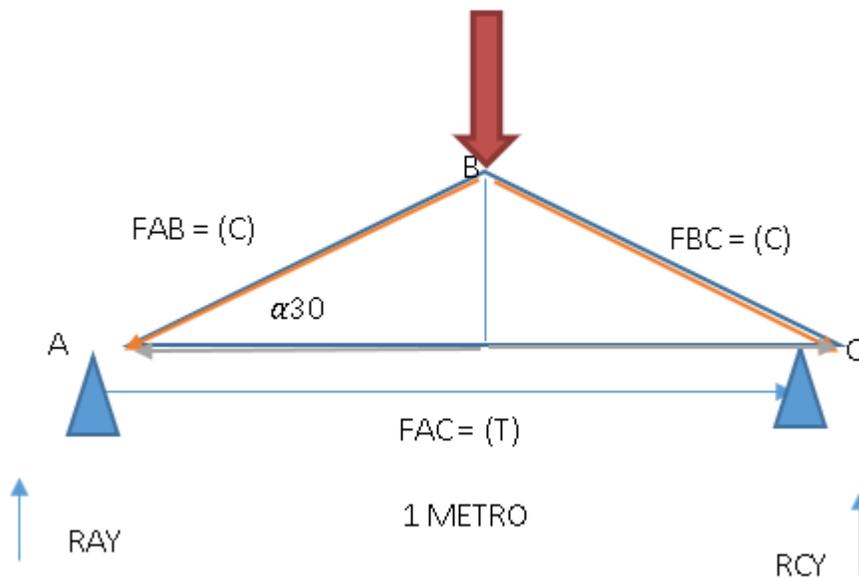
$$F_{AB} = \frac{-18727.5 \text{ N}}{\sin 30^\circ}$$

$$F_{AB} = -37455 \text{ N (C)}$$

**NOTA:** La barra AB está trabajando bajo compresión debido a la fuerza de entrada que mantiene el sistema en equilibrio al nodo A.

En el siguiente esquema a continuación se presentan las nomenclaturas de las barras que están a compresión y tensión en función de los resultados de los cálculos anteriores.

Esquema 6: Resultado de las fuerzas en cada barra.



Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo, de la resistencia de los elementos sometidos en estudios en la torre de perforación se probaron se tiene la ecuación de Euler. Que nos indica que los elementos sometidos se consideran articulados a ambos extremos.

$$(Pcr)_x = \frac{\pi^2 EI_x}{(KL)^2_x} \quad \text{Ecuación 19}$$

Datos:

De la ficha técnica se tiene que la elongación es:

$$E = 200Gpa = 200 \times 10^4 N/m^2$$

Inercia con respecto al eje x para  $2 \frac{1}{2} * \frac{1}{4}$ .

$$I_x = 28.8 \text{ cm}^4 = 28.8 \text{ cm}^4 \left( \frac{1 \text{ m}^4}{100 \times 10^6} \right) = 288 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

En la siguiente imagen se presenta la acción del peso sobre los elementos y el valor de k (factor de longitud efectivo):

Figura 28: Acción del peso y valor de k en elementos articulados.



Fuente: Hibbeler Mecánica de Materiales 8ª Edición.

En función de los cálculos anteriores se tiene que las reacciones en cada uno de los extremos de la ajuja son igual a la transmisión de cada uno de los elementos que conforman la altura total de la torre.

Siendo la reacción en cada lado: Reacciones = 12814.5 N

A continuación, se procede al cálculo de la carga crítica en los elementos en estudio:

Reemplazando valores para un perfil de:  $2 \frac{1}{2}$  ",  $\frac{1}{4}$  ".

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9 \frac{N}{m^2}) (288 \times 10^{-4} m^4)}{(1 * 2m)^2}$$

Calculando se tiene:

$$(Pcr)_x = 142,122.30N$$

A continuación, se calcula el factor de seguridad en función de la carga crítica y la permisible:

Factor de seguridad

$$FS = \frac{Pcr}{Perm} = \frac{142,122.30N}{12814.5 N} \quad \text{Ecuación 20}$$

Se tiene que FS:

$$FS = 11.09$$

Este valor se toma como válido y se puede aceptar dentro de los rangos permisibles, el trabajo realizado en función de la carga que soportan los angulares no sobrepasa el rango del fabricante, siendo así el valor económico nos priva de su ocupación para formar parte de los elementos de la torre de la máquina.

Reemplazando valores para un angular de: 2" , 2" ,  $\frac{3}{16}$  " .

$$I_x = 11.3 \text{ cm}^4 = 113 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

La carga permisible para un perfil de

$$(Pcr)_x = \frac{\pi^2 F_S I_x}{(KL)^2_x} = \frac{\pi^2 * 200 \times 10^4 \frac{N}{m^2} * 113 \times 10^{-4} m^4}{(1 * 2m)^2}$$

Calculando obtenemos:

$$(Pcr)_x = 55,763.26N$$

Se tiene que FS:

$$F_s = \frac{55,763.26N}{12814.5 N}$$

$$F_s = 4.4$$

Este valor se toma como válido y se puede aceptar dentro de los rangos permisibles, el trabajo realizado en función de la carga que soportan los angulares no sobrepasa el rango del fabricante, siendo así el valor económico aceptable para formar parte de los elementos de la torre de la máquina.

En el siguiente cálculo se realiza el análisis del esfuerzo normal de cada uno de los angulares en estudio sometidos en la estructura de la máquina:

Cálculo del esfuerzo normal para el perfil de  $2 \frac{1}{2}$  ",  $\frac{1}{4}$  ". Mediante la fórmula del esfuerzo normal

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

Donde:

$P$  = Carga

$A$  = Area

Reemplazando tenemos:

$$\sigma = \frac{12814.5N}{788 \times 10^{-6} m^2} = 16.26 \times 10^6 N/m^2$$

Se tiene un esfuerzo normal admisible que no sobrepasa el esfuerzo dado por el fabricante para el angular en estudio con el valor calculado en compresión debido al peso general de la maquinaria.

Cálculo del esfuerzo normal para el perfil de 2", 2"  $\frac{3}{16}$ ".

$$\sigma = \frac{12814.5N}{461 \times 10^{-6} m^2} = 27.80 \times 10^6 N/m^2$$

Desarrollando la equivalencia del acero A-36 se tiene que:

$$36000 \text{ PSI} = 2520 \frac{kg}{cm^2} * \frac{(100cm)^2}{1m^2} = 25.2 \times 10^6 \frac{kg}{m^2}$$

Resolviendo obtenemos

$$25.2 \times 10^6 \frac{kg}{m^2} * 9.8066 = 247.13 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Relación del esfuerzo permisible y normal para 2  $\frac{1}{2}$ " ,  $\frac{1}{4}$ "

$$\sigma_{Perm} > \sigma$$

$$247.13 \times 10^6 \frac{N}{m^2} > 16.26 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \text{ Se cumple esta relacion.}$$

Relación del esfuerzo permisible y normal para 2", 2",  $\frac{3}{16}$ "

$$247.13 \times 10^6 \frac{N}{m^2} > 27.80 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \text{ Se cumple esta relacion.}$$

En función de los datos arrojados por el cálculo anterior se seleccionará el perfil número 1 por la resistencia que este presentará en los elementos de la maquinaria de igual forma por el costo en el comercio en respecto al número 2.

A continuación, en la siguiente imagen se presenta la torre de perforación elaborada para el año 2015-2016 con algunas de las herramientas ya calculadas en el presente documento, cabe señalar que la torre presenta el 70% de toda su construcción basándose desde los elementos de unión como pernos, tuercas y angulares que forman el esqueleto de la misma.

Imagen 1: Torre de perforación prototipo realizado en el año 2015.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

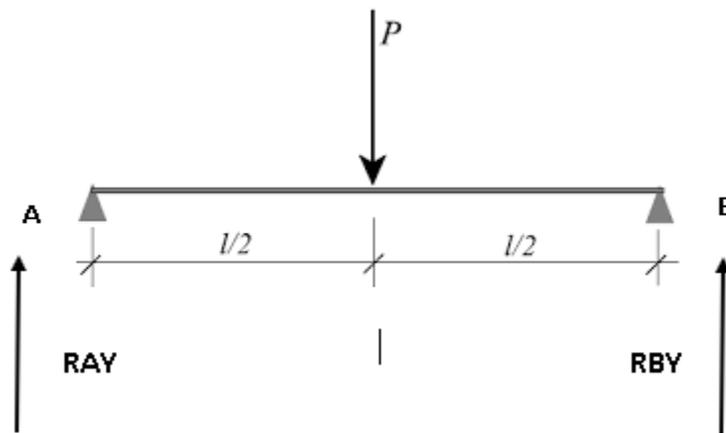
La torre de perforación es la estructura principal en donde descansan los diferentes accesorios de la maquinaria entre ellos tenemos el motor, caja regulacion, sistema de lodos, cama del motor. La torre está diseñada para soportar aproximadamente 2.5 toneladas con respecto al sistema de varillaje conformada con perfiles de lados iguales empernada en cada extremo en su desmontaje.

### **Cálculo de barras horizontales en la torre de perforación.**

Para el siguiente cálculo en el equipo, se muestra el diagrama de cuerpo libre el cual le pertenece a los perfiles horizontales los cuales reciben la carga de la acción que en los extremos de la punta de la torre en donde apoyan formando los elementos estructurales, teniendo los valores de la salida para cada reacción en la (ajuga) del estudio de nodos se calculará  $P$  con un valor de  $18727.5 \text{ N}$  y  $L = 1 \text{ m}$  siendo el valor de  $L/2 = 0.5 \text{ m}$ .

Usamos el modelo de análisis mediante una carga simplemente apoyada:

Esquema 7: Diagrama de cuerpo libre de barras horizontales.



Fuente: Elaboración propia.

Sumatoria de fuerza en  $y$ :

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - 18727.5 \text{ N} = 0$$

Aplicando momento en el punto (A)

$$+ \sum M_B = 0$$

$$R_{AY}(1) - 18727.5 \text{ N} (0.5 \text{ m}) = 0$$

Calculando tenemos que el valor de  $R_{AY}$  es igual:

$$R_{AY}(1) - 9363.8 N = 0$$

$$R_{AY} = 9363.8 N$$

Sustituyendo en la ecuación de sumatoria de fuerza en (Y)

Obtenemos:

$$9363.8 N + R_{BY} - 18727.5 N = 0$$

Calculando obtenemos el valor de  $R_{BY}$  es:

$$R_{BY} - 18727.5 N + 9363.8 N = 0$$

$$R_{BY} = 9363.7 N$$

A continuación se presentan los cálculos para el diagrama de momento flector y cortante en el perfil en estudio por medio de las áreas.

$$M_{1(A)} = 0$$

Esfuerzo máximo

$$M_2 = 0 + (0.5 * 9363.8 N) = 4681.9 N.m$$

Para el área 3

$$M_3 = 4681.9 N.m + (0.5 * (-9363.8 N)) = 0$$

Verificando con la ecuación del momento máximo para una carga puntual en una viga se tiene la siguiente ecuación.

$$M_{max} = \frac{PL}{4}$$

Donde:

P = Carga(N).

L=Longitud (m).

Sustituyendo valores con los datos anteriores:

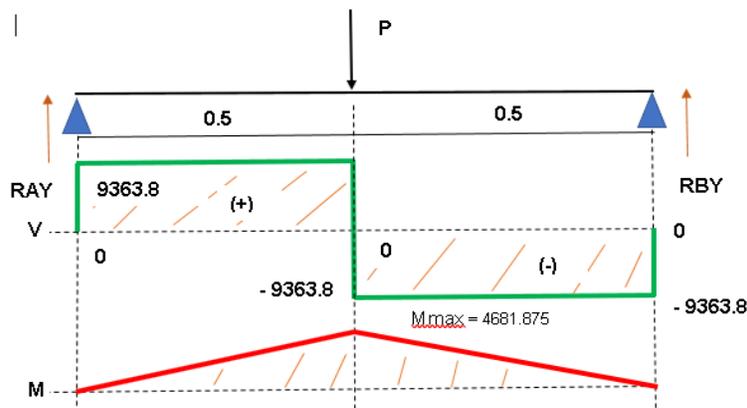
$$M_{max} = \frac{18727.5 (1)}{4}$$

Calculando:

$$M_{max} = 4681.875 \text{ N.m}$$

En el siguiente esquema de diagrama de cuerpo libre se muestra gráficamente el momento cortante y momento flector en el perfil seleccionado como parte formador de la estructura de la torre de perforación, basándose en los datos anteriores de cálculos realizados.

Esquema 8: Diagrama de momento flector y cortante.

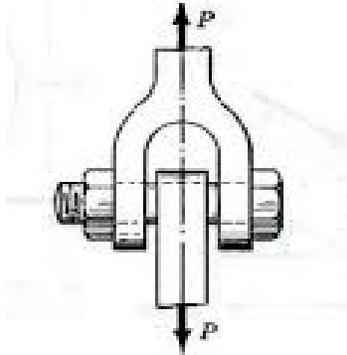


Fuente: Elaboración propia.

Para la selección del diámetro del pasador se ocupará la carga máxima en el cálculo, donde la máquina de perforación trabaja bajo tensión siendo la suma de todos los elementos, la fuerza que se tiene con respecto a todos los elementos es de 374555 N

En la siguiente figura se muestra el diagrama de cuerpo libre del pasador que se tendrá en la aguja de perforación, considerando una barra lisa de acero del grado A-36.

Figura 29: Pasador de la torre de perforación.



Fuente: Hibberler, Mecánica de Materiales 8va edición.

Para el estudio del pasador se tiene que el esfuerzo cortante promedio se representa en función de la siguiente ecuación.

Ecuación general.

$$\tau_{promedio} = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

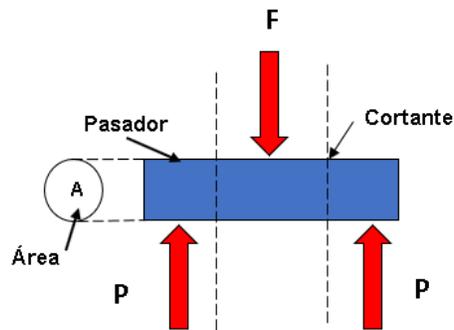
$\tau_{promedio}$ : Esfuerzo cortante promedio ( $\frac{N}{m^2}$ )

$P$ : Carga aplicada sobre el sistema (N)

$A$ : Área de la sección donde se está aplicando ( $m^2$ )

Para el análisis del sistema se tiene el siguiente esquema del diagrama de cuerpo libre, este ayudará para mejor desarrollo de cálculo.

Esquema 9: Diagrama de cuerpo libre del pasador.



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, para complementar el cálculo se tiene el sistema en equilibrio con los siguientes valores haciendo sumatoria en el eje de las (y) el cual se considera que es la dirección de la fuerza de acción de trabajo del sistema.

Sumatoria de fuerza en y:

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ecuación 22}$$

Se tiene que el resultado de la sumatoria

$$2p - F = 0 \quad \text{Ecuación 23}$$

Siendo:

$F$ : Carga aplicada sobre el sistema (N) distribuida en el pasador.

$$P = \frac{F}{2} \quad \text{Ecuación 24}$$

Sustituyendo tenemos que p en función de la fuerza en la ecuación general cambia a un valor determinado.

$$\tau_{promedio} = \frac{F/2}{A} \quad \text{Ecuación 25}$$

Para la selección del pasador se tomó un tubo liso de diámetro 7/8" para el cual se calculará el esfuerzo cortante promedio.

En la siguiente tabla se muestra el tipo de material con sus propiedades mecánicas en función del diámetro seleccionado.

Tabla 10: Propiedades mecánicas de tubería lisa.

Sección Diámetro Nominal  (in.)	Peso  (kg/m)	Diámetro  d  (mm)	PROPIEDADES				
			Área  A  (cm <sup>2</sup> )	Eje X-X y Eje Y-Y			
				I  (cm <sup>4</sup> )	S  (cm <sup>3</sup> )	r  (cm)	Z  (cm <sup>3</sup> )
3/8	0.56	9.52	0.71	0.04	0.08	0.24	0.14
1/2	0.99	12.7	1.27	0.13	0.20	0.32	0.34
5/8	1.55	15.9	1.98	0.31	0.39	0.40	0.67
3/4	2.24	19.0	2.85	0.65	0.68	0.48	1.15
7/8	3.05	22.2	3.88	1.20	1.08	0.56	1.83
1	3.98	25.4	5.07	2.04	1.61	0.63	2.73
1 1/8	5.03	28.6	6.41	3.27	2.29	0.71	3.89
1 1/4	6.21	31.7	7.92	4.99	3.14	0.79	5.33
1 1/2	8.95	38.1	11.40	10.3	5.43	0.95	9.22

Fuente: Catálogo DEACERO.

A continuación, se reemplazan los valores en la ecuación de esfuerzo de cortante resulta lo siguiente:

$$\tau_{promedio} = \frac{37455 \text{ N}/2}{3.88 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

Calculando se obtiene:

$$\tau_{promedio} = 49282894.74 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_{promedio} = 49.28 \text{ Mpa}$$

Para la verificación en función del esfuerzo cortante promedio en los aceros A-36 según los datos técnicos son de  $247.13 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ , con este valor dado por el

fabricante y el cálculo realizado al pasador con el diámetro propuesto se puede aceptar para formar parte del sistema de soporte de los demás accesorios de la máquina.

Con estos datos podemos determinar el factor de seguridad del sistema soporte en la torre de perforación.

Ocupando el valor anterior dispuesto por el fabricante y el calculado tenemos un factor de seguridad.

$$F.S = \frac{E_{fuerzo\ último}}{E_{fuerzo\ admisible}} \quad \text{Ecuación 26}$$

Sustituyendo los datos anteriores

$$F.S = \frac{247.13 * 10^6 \text{ N/m}^2}{49.28 * 10^6 \text{ N/m}^2}$$

Calculando tenemos:

$$F.S = 5.01$$

Se tiene un remanente igual a más de 3 veces la carga última ante que el elemento falle. El diámetro propuesto del sistema de soporte es aceptable ya que no sobrepasa la carga dada por el fabricante.

#### **4.1.17 Cálculo de Transmisiones**

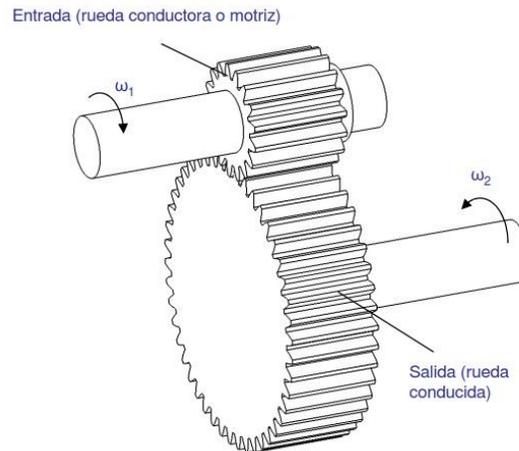
##### **Cálculo para Engranaje Recto de Transmisión**

Concepto de Engranaje Cilíndrico

En el siguiente cálculo se realiza por el método del sistema de módulo. Este parámetro identifica un grupo de engranajes y de él se desprenden las dimensiones de los dientes y de todo el engranaje.

A continuación, se muestra en la siguiente figura el tipo de engrane a calcular.

Figura 30: Esquemática de engranaje recto (Piñón motriz y piñón conducido)



Fuente: Google Manuel Torres Búa

Datos:

$$Z_1 = 32 \text{ d}$$

$$N_1 = 3600 \text{ rpm}$$

$$Z_2 = 26 \text{ d}$$

$$N_2 = ?$$

Ecuación general de transmisión en engranajes rectos

$$N_1 \cdot Z_1 = N_2 \cdot Z_2$$

Donde:

N1: Velocidad del engranaje de entrada

N2: Velocidad del engranaje de salida.

Z1: Número de dientes del engranaje de entrada.

Z2: Número de dientes del engranaje de salida.

Despejando  $N_2$ :

$$N_2 = \frac{N_2 * Z_2}{Z_2}$$

Sustituyendo en  $N_2$  y calculando en función de los valores presentados:

$$N_2 = \frac{3600 \text{ rpm} * 32d}{26d}$$

$$N_2 = 4430.77 \text{ rpm}$$

Para  $N_2 = 4430.77 \text{ rpm}$ . entra a la caja de velocidades.

Calculando la relación de velocidades que se tendrán a la salida de la caja de velocidades si esta misma tiene una relación de transmisión igual a:  $i = \frac{50}{1}$ .

A continuación, se calcula la relación de transmisión:

$$i = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

Ocupando la relación entre la velocidad de  $N_2$  y  $N_1$ :

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

Despejando  $N_1$  en función de  $N_2$  y la  $i$ :

$$n_1 = \frac{n_2}{i}$$

Sustituyendo los valores y calculando obtenemos:

$$n_1 = \frac{4430.77 \text{ rpm}}{\frac{50}{1}}$$

$$n_1 = \frac{4430.77}{1} * \frac{1}{50} = 89 \text{ rpm}$$

89 rpm saldrán directamente a la sarta de perforación. Siendo velocidad mayor de  $n_2 > n_1 \rightarrow (d_1 > d_2)$ . Valor del cálculo anterior es aceptable en base a las rpm de la tabla 3, el cual está en función del tipo de roca blanda que presentan un valor entre 80 – 100 rpm.

### **Cálculo del engranaje recto dimensionamiento**

#### **Diámetro primitivo**

$$DP = M(N)$$

Donde

M= Módulo.

N= Número de dientes.

#### **Diámetro externo del piñón**

$$De = Dp + (2(M))$$

Donde:

Dp= Diámetro

M= Módulo

#### **Altura del diente**

$$H = 2,167(M)$$

Donde:

M=Módulo

### **Distancia entre centros (DC)**

$$Dc = \left( \frac{DP_1 + DP_2}{2} \right)$$

Donde:

$DP_1$  = Diámetro primitivo piñón 1

$DP_2$  = Diámetro primitivo piñón 2

### **Paso circular**

$$P = \frac{\pi \cdot d}{2} \quad O \quad P = \pi \cdot M$$

Donde:

$\pi = 31416$ .

M=Módulo

### **Espesor del diente**

$$e = \frac{p}{2}$$

Donde

P= Paso circular

### **Diámetro interior**

$$Di = De - 2 \cdot H$$

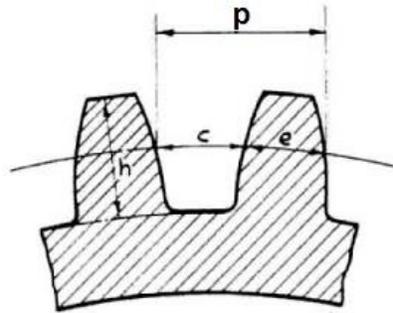
Donde:

De= Diámetro exterior

H = Altura

A continuación, en el siguiente esquema se muestra la nomenclatura de los engranajes rectos:

Figura 31: Nomenclatura de engranaje recto, paso circular o circunferencial.



Fuente: Google, Ingemecanica.com

Siendo:

H: es la altura del diente del engranaje.

E = es el espesor del diente del engranaje

P= es el paso entre dientes del engranaje

En la siguiente imagen se selecciona el módulo con el cual se someterá a diseño en tornos en función de la cantidad de dientes que presentan los piñones:

Tabla 11: Fresas de engranes de módulos métricos.

Tamaño del módulo (mm)		Numero de la fresa	
		Fresa numero	Para cortar
0.5	3.5	1	12 a 13 dientes
0.75	3.75	2	14 a 16 dientes
1	4	3	17 a 20 dientes
1.25	4.5	4	21 a 25 dientes
1.5	5	5	26 a 34 dientes
1.75	5.5	6	35 a 54 dientes
2	6	7	55 a 134 dientes
2.25	6.5	8	135 dientes a cremalleras
2.5	7		
2.75	8		
3	9		
3.25	10		

Fuente: Tecnología de las Máquinas Herramientas (Steve F. Krar, Arthur R. Gill, Peter Smid).

A continuación, se calcula el  $D_p$ ,  $D_e$  y  $H$ , con un módulo seleccionado en la figura anterior:  $M = 5.5$

**Cálculo del  $D_p$  para piñón  $Z_1 = 32$  d**

$$D_p = M(N)$$

$$D_p = 5.5 (32)$$

$$D_p = 176 \text{ mm}$$

**Cálculo del  $D_p$  para piñón  $Z_2 = 26$  d**

$$D_p = M(N)$$

Sustituyendo los valores:

$$D_p = 5.5 (26)$$

Calculando obtenemos:

$$D_p = 143 \text{ mm}$$

**Cálculo del  $D_e$  (Diámetro exterior) para piñón de 32 dientes**

$$D_e = 176 \text{ mm} + (2(5.5))$$

Sustituyendo los valores:

$$D_e = 176 \text{ mm} + 11$$

$$D_e = 187 \text{ mm}$$

Se debe dejar la pieza de 187 mm de diámetro en el torno.

**Cálculo del  $D_e$  (Diámetro exterior) para piñón de 26 dientes**

$$D_e = 143 \text{ mm} + (2(5.5))$$

$$D_e = 143 \text{ mm} + 11$$

$$D_e=154\text{mm}$$

Se debe dejar la pieza de 154 mm de diámetro en el torno.

La altura en el diseño de los dientes de los piñones estará dada en función del mismo módulo ya que presentan el mismo rango bajo condiciones de diseño y selección de la fresadora.

### **Cálculo del H para los piñones de 32 dientes y 26 dientes**

$$H= 2,167(M)$$

Sustituyendo los valores:

$$H= 2,167(5.5)$$

$$H= 11.9185\text{mm}$$

La altura del piñón se tomará desde el primer corte Tangencial de la fresa con el diámetro exterior del mismo.

### **Cálculo del Paso entre dientes para los piñones de 32 d y 26d.**

$$P= \pi(5.5)$$

Sustituyendo los valores:

$$P=17.2787\text{mm}$$

### **Cálculo del Espesor de los dientes para los piñones de 32 d y 26 d**

$$e= \frac{p}{2}$$

Sustituyendo los valores:

$$e= \frac{17.2787\text{mm}}{2}$$

Calculando obtenemos:

$$e=8.6393\text{mm}$$

### **Cálculo del Di del piñón de 32 d**

$$D_i = 187\text{mm} - 2(11.9189)$$

Sustituyendo los valores:

$$D_i = 187\text{mm} - 23.837$$

Calculando obtenemos:

$$D_i = 163.163\text{mm}$$

### **Cálculo del Di del piñón de 26 d**

$$D_i = 154\text{mm} - 2(11.9185)$$

Sustituyendo los valores:

$$D_i = 154\text{mm} - 23.837$$

Calculando obtenemos:

$$D_i = 130.163\text{mm}$$

### **Calculando la distancia entre piñones en función de sus ejes de rotación**

$$D_e = \left( \frac{176\text{mm} + 143\text{mm}}{2} \right)$$

$$D_e = \left( \frac{319}{2} \right) = 159.5\text{mm de centro a centro.}$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos en los cálculos anteriores para la elaboración del sistema de engranajes recto en la máquina de perforación.

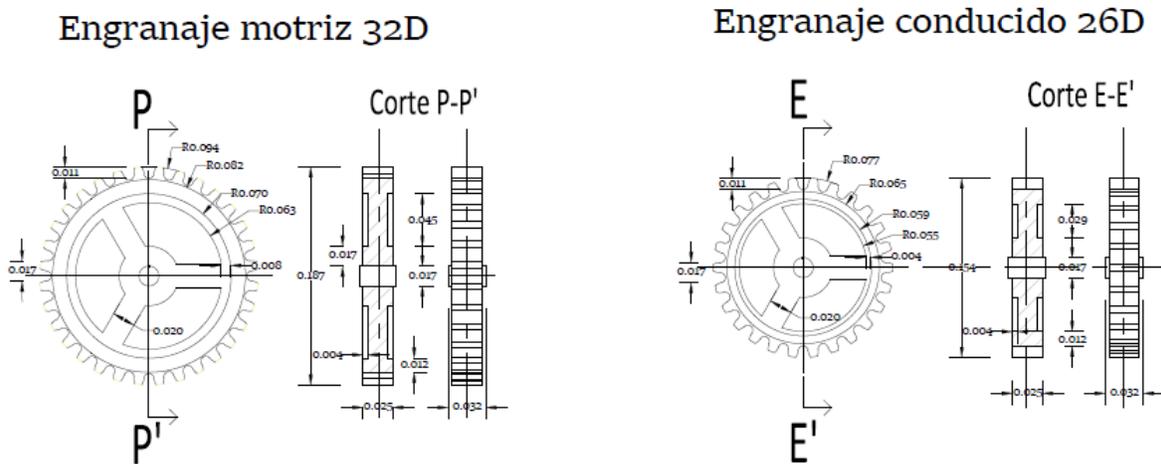
Tabla 12: Resultado de cálculos de engranajes rectos de máquina de perforación.

Modulo = 5.5 , de la fresa con rango de 26 a 36 dientes como diseño							
Piñones	Dp (mm)	De (mm)	H (mm)	P(mm)	e(mm)	Di(mm)	Dc(mm)
32 d	176	187	11.9185	17.2787	8.6393	163.163	159.5
26 d	143	154	11.9185	17.2787	8.6393	130.163	

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, en la siguiente figura se presenta el detallado final de cada uno de los engranajes en base a la tabla 11.

Figura 32: Detallado final de engranajes de perforadora.



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.18 Cálculo de poleas con Bandas.

Como segunda opción para la transmisión de energía en el sistema de perforación se calcula el sistema de poleas con los siguientes datos a presentarse.

Potencia consumida por la máquina o potencia nominal del motor se tiene:

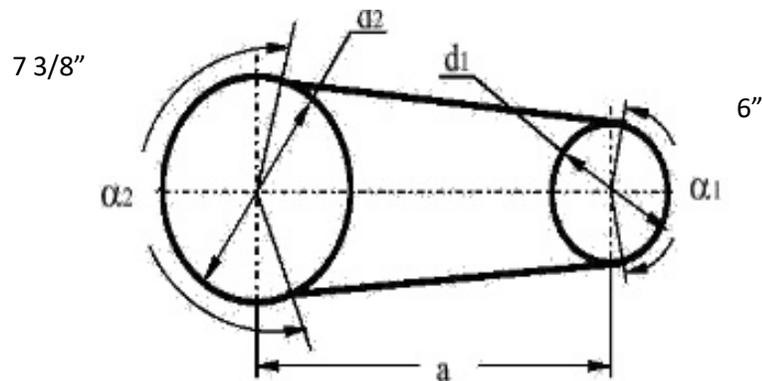
Datos:

1. Motor : 6.5 HP
2.  $P_1 = 187 \text{ mm} \approx 7 \text{ ''}$
3.  $P_2 = 154 \text{ mm} \approx 6 \text{ ''}$
4.  $N_1 = 3600 \text{ rpm}$

Calculando el siguiente valor de  $N_2$  para la polea de salida siendo esta misma los rpm de entrada a la caja reguladora de velocidades que se tiene como última salida a la sarta de perforación.

A continuación, se presentan en la siguiente figura los datos de las nomenclaturas del sistema de poleas simples:

Figura 33: Nomenclaturas de los sistemas de poleas simple.



Fuente: Banda de transmisión, Slideshare.

Datos de los parámetros geométricos:

$a$  = Distancia entre centros

$d_1$  = Diámetro de polea menor

$d_2$  = Diámetro de polea mayor

$\alpha_1$  = Ángulo de contacto de polea mayor

$\alpha_2$  = Ángulo de contacto de polea menor

Ecuación general de transmisión:

$$P_1 \cdot N_1 = P_2 \cdot N_2$$

Calculando los rpm de la polea conducida:

$$N_2 = \frac{P_1 \cdot N_1}{P_2}$$

Sustituyendo valores:

$$N_2 = \frac{187 \text{ mm} * 3600 \text{ rpm}}{154 \text{ mm}}$$

Calculando obtenemos:

$$N_2 = 4371.43 \text{ rpm}$$

Con relación a la caja de regulación de velocidades se tiene que es  $\frac{50}{1}$  entonces los valores de  $N_1 = N_2$  para dicha caja convirtiéndose de nuevo  $N_2$  en la salida a la sarta de perforación.

Para la relación de transmisión tenemos que:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

Donde:

$i$  = Relación de transmisión

Calculando la salida de la velocidad de  $N_2$  en rpm que están consideradas en el rango de velocidades según la tabla 3 de Velocidades de rotación en función de la dureza de las rocas.

Despejando  $N_2$  :

$$N_2 = \frac{N_1}{i}$$

Sustituyendo valores:

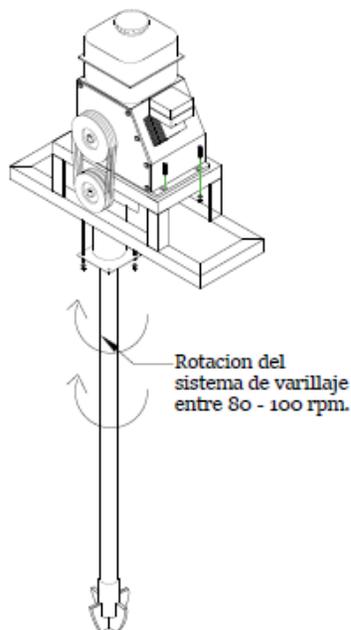
$$N_{2 \text{ barrena}} = \frac{4371.43 \text{ rpm}}{\frac{50}{1}}$$

$$N_{2 \text{ barrena}} = \frac{4371.43 \text{ rpm}}{1} * \frac{1}{50}$$

$$N_{2 \text{ barrena}} = 87 \text{ rpm}$$

A continuación, se presenta el siguiente esquema del sistema de salida de las rpm en la máquina en el gráfico se muestra el motor el cual genera la energía necesaria para mover el sistema de varillaje por medio del sistema de poleas obtenida a la caja de regulación de velocidades.

Esquema 10: Sistema de salida a la sarta de perforación en función de las rpm.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

La velocidad de rotación a que sale de la caja de velocidades se encuentra en el rango de 80 y 100 rpm la cual es apta para el trabajo de la maquinaria según la tabla 3.

#### 4.1.19 Selección de transmisión por correas

Para los siguientes cálculos en base a la selección de las correas se tiene como concepto que la maquinaria en diseño se le considera de servicio normal el cual se le brinda un horario establecido de tablas por el fabricante de 12 a 18 horas diarias.

En el siguiente cálculo se procede a conocer la potencia de diseño para el sistema de transmisión en función de la potencia dada de la polea motriz a la polea conducida.

**Cálculo de la potencia de diseño en HP:**

$$Pd = HP_{motriz} * F_S \quad \text{Ecuación 27}$$

**Donde:**

$Pd$  = Potencia de diseño

$HP_{motriz}$  = Potencia del motor en HP

$F_S$  = Factor de seguridad

De la siguiente tabla se tomará el valor del factor de servicio para el trabajo en la potencia de diseño, sobre el mismo se identificarán posteriormente los cálculos a desarrollarse más adelante. Esto en función del tipo de trabajo al cual se asimile o ejecute la máquina de perforación.

Tabla 13: Factor de servicio.

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserriños y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6

Fuente: Catálogo Intermec.

Sustituyendo los valores de la potencia de diseño:

$$Pd = 6.5 * 1.3$$

Calculando se tiene:

$$Pd = 8.45 \text{ HP}$$

A continuación, se selecciona el número de correas en la siguiente tabla según el tipo de trabajo del mecanismo o maquinaria a ocuparse en el sistema de poleas:

Tabla 14: Tabla de capacidad de transmisión por canal en HP.

Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										RPM del Eje más Rápido
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	
0.37	0.40	0.43	0.47	0.50	0.55	0.61	0.65	0.78	1.07	100
0.70	0.75	0.81	0.88	0.95	1.04	1.15	1.23	1.48	2.04	200
1.01	1.10	1.17	1.27	1.37	1.50	1.65	1.80	2.14	2.95	300
1.30	1.40	1.52	1.64	1.77	1.94	2.15	2.32	2.78	3.84	400
1.60	1.72	1.85	2.00	2.17	2.37	2.63	2.84	3.40	4.70	500
1.90	1.95	2.10	2.28	2.46	2.70	3.00	3.22	3.86	5.32	575
1.97	2.02	2.18	2.37	2.55	2.80	3.10	3.35	4.00	5.53	600
2.10	2.30	2.47	2.68	2.89	3.17	3.55	3.80	4.54	6.26	650
2.14	2.32	2.50	2.70	2.93	3.20	3.55	3.84	4.60	6.34	700
2.20	2.40	2.58	2.80	3.02	3.30	3.67	3.96	4.74	6.54	725
2.40	2.60	2.80	3.05	3.30	3.60	4.00	4.32	5.18	7.13	800
2.60	2.80	3.03	3.30	3.55	3.90	4.32	4.66	5.58	7.67	870
2.67	2.90	3.12	3.40	3.66	4.00	4.45	4.80	5.74	7.80	900
2.80	3.04	3.27	3.55	3.84	4.20	4.67	5.03	6.02	8.28	950
2.93	3.17	3.42	3.72	4.00	4.40	4.88	5.26	6.30	8.55	1000
3.18	3.45	3.72	4.04	4.36	4.78	5.30	5.72	6.84	9.37	1100
3.33	3.60	3.90	4.23	4.57	5.00	5.55	6.00	7.16	9.80	1180
3.43	3.72	4.00	4.36	4.70	5.16	5.72	6.17	7.37	10.07	1200
3.67	3.98	4.30	4.67	5.04	5.53	6.13	6.60	7.90	10.75	1300
3.80	4.25	4.58	4.98	5.37	5.90	6.53	7.03	8.40	11.40	1400
3.97	4.30	4.65	5.05	5.45	5.98	6.63	7.14	8.52	11.56	1425
4.15	4.50	4.86	5.28	5.70	6.24	6.92	7.45	8.88	12.02	1500
4.38	4.75	5.13	5.57	6.00	6.60	7.30	7.86	9.36	12.62	1600
4.60	5.00	5.40	5.86	6.32	6.93	7.68	8.26	9.82	13.20	1700
4.72	5.13	5.53	6.00	6.48	7.10	7.85	8.46	10.05	13.46	1750
4.83	5.25	5.66	6.15	6.63	7.26	8.04	8.65	10.27	13.73	1800
5.05	5.50	5.92	6.43	6.93	7.60	8.40	9.03	10.70	14.24	1900
5.27	5.72	6.17	6.70	7.22	7.90	8.75	9.40	11.13	14.72	2000
5.48	5.95	6.42	6.97	7.50	8.22	9.10	9.76	11.53	15.16	2100
5.70	6.18	6.66	7.23	7.80	8.52	9.42	10.10	11.92	15.57	2200
5.90	6.40	6.90	7.50	8.06	8.82	9.74	10.45	12.30	15.94	2300
6.10	6.62	7.13	7.74	8.33	9.10	10.05	10.77	12.65	16.28	2400
6.30	6.83	7.36	7.98	8.60	9.40	10.35	11.10	13.00	16.58	2500
6.50	7.04	7.58	8.22	8.85	9.68	10.64	11.40	13.30	16.84	2600
6.67	7.24	7.80	8.45	9.10	9.92	10.92	11.68	13.60	17.05	2700
6.86	7.44	8.01	8.68	9.33	10.17	11.18	11.96	13.90	17.23	2800
6.95	7.54	8.10	8.80	9.45	10.30	11.30	12.10	14.02	17.30	2850
7.04	7.63	8.22	8.90	9.56	10.42	11.44	12.22	14.15	17.36	2900
7.20	7.82	8.42	9.10	9.80	10.66	11.70	12.47	14.40	17.45	3000
7.55	8.18	8.80	9.52	10.20	11.10	12.15	12.93	14.80	17.48	3200
7.87	8.52	9.16	9.89	10.60	11.50	12.55	13.33	15.15	17.32	3400
7.95	8.60	9.24	9.90	10.70	11.60	12.65	13.42	15.22	17.24	3450
8.17	8.84	9.50	10.24	10.95	11.87	12.90	13.67	15.40	16.94	3600
8.46	9.14	9.80	10.56	11.28	12.20	13.20	13.95	15.54	—	3800
8.72	9.40	10.08	10.85	11.57	12.46	13.46	14.16	15.56	—	4000
8.96	9.66	10.34	11.10	11.82	12.70	13.65	14.30	15.53	—	4200
9.18	9.90	10.56	11.32	12.03	12.97	13.78	14.37	15.95	—	4400
9.37	10.08	10.75	11.50	12.20	13.00	13.85	14.37	16.06	—	4600
9.55	10.25	10.92	11.65	12.32	13.08	13.85	14.30	16.55	—	4800
9.70	10.40	11.05	11.78	12.40	13.10	13.78	14.12	—	—	5000
9.92	10.50	11.15	11.83	12.43	13.08	13.84	13.87	—	—	5200
9.92	10.60	11.20	11.86	12.42	13.00	13.43	13.54	—	—	5400
10.00	10.65	11.24	11.85	12.35	12.94	13.14	—	—	—	5600
10.04	10.68	11.23	11.80	12.24	12.83	12.77	—	—	—	5800
10.06	10.67	11.20	11.70	12.08	12.36	—	—	—	—	6000
10.05	10.62	11.10	11.56	11.85	12.02	—	—	—	—	6200
10.01	10.55	10.98	11.36	11.58	11.60	—	—	—	—	6400
9.94	10.43	10.82	11.12	11.25	—	—	—	—	—	6600
9.84	10.30	10.60	10.86	10.95	—	—	—	—	—	6800
9.71	10.10	10.36	10.50	—	—	—	—	—	—	7000

Fuente: Catálogo Intermecc.

### Cálculo del número de correas:

$$\#C = \frac{\text{Capacidad de transmisión}}{\text{Potencia de diseño}}$$

Sustituyendo los valores tenemos:

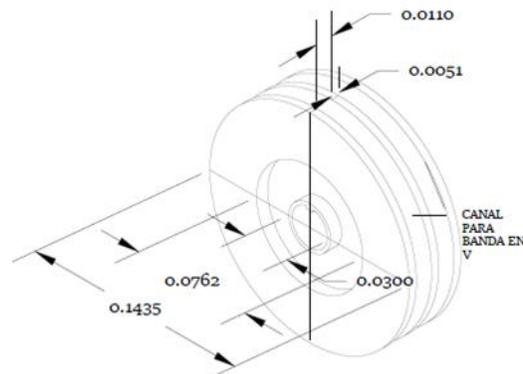
$$\#C = \frac{15.35}{8.45}$$

$$\#C = 1.82 \approx 2$$

Se tiene como máximo 2 correas del tipo (A) para el sistema de poleas, siendo esta misma un diseño de un carril por poleas.

A continuación, se muestra el siguiente esquema de las correas en el sistema de transmisión por cada polea.

Esquema 11: Números de correas en tipo V.



Fuente: Elaboración propia.

### Cálculo de la distancia entre centros:

La distancia entre centro de los ejes es un factor muy importante a considerar puesto que afecta la capacidad de transmisión de las correas sobre todo cuando la diferencia entre los diámetros de las poleas conductoras y conducidas es significativa.

**Distancia recomendada:**

Ecuación general:

$$C = 1.5 (D + d)$$

Reemplazando valores:

$$C = 1.5 (187 \text{ mm} + 154 \text{ mm})$$

Calculando tenemos:

$$C = 1.5 (341 \text{ mm})$$

$$C = 511.5 \text{ mm}$$

**Distancia máxima:**

$$C = 2 (D + d)$$

Reemplazando valores:

$$C = 2 (187 \text{ mm} + 154 \text{ mm})$$

Calculando tenemos:

$$C = 2 (341 \text{ mm})$$

$$C = 682 \text{ mm}$$

### Distancia mínima:

$$C = 0.7 (D + d)$$

Reemplazando valores:

$$C = 0.7 (187 \text{ mm} + 154 \text{ mm})$$

$$C = 0.7 (341 \text{ mm})$$

Calculando obtenemos:

$$C = 238.7 \text{ mm}$$

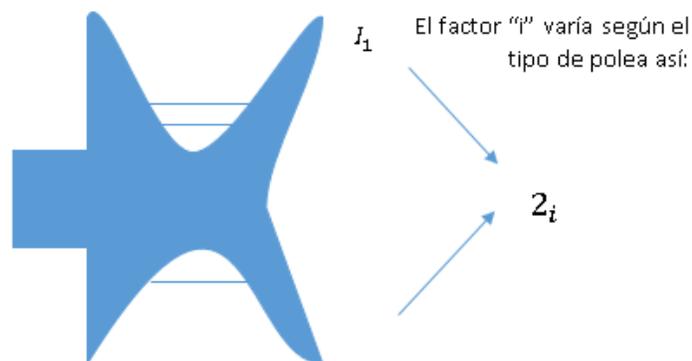
### Parámetros de posición y ubicación en poleas

Para la posición correcta de la correa dentro del canal de la polea no debe quedar salida y también tiene que hacer contacto con las caras y no con el fondo.

Al colocar una correa en una transmisión la correa no trabaja sobre los diámetros exteriores de las poleas ni alcanza a tocar el fondo de las poleas (diámetro interior).

La velocidad real de las transmisiones se determina por el desarrollo primitivo de la correa que corresponde al punto medio de la correa y que se denomina "i". A continuación, se muestra en el siguiente esquema el valor del desarrollo primitivo de la correa:

Esquema 12: Valor de  $i$  según el tipo de polea.



Fuente: Elaboración propia.

Parámetros de precisión en función del tipo de polea que se seleccione para el diseño de máquinas y herramienta.

Según tipo <i>i</i>	$M = 2.5 \text{ mm}$
	$A = 3.3 \text{ mm}$
	$B = 4.2 \text{ mm}$
	$C = 5.7 \text{ mm}$
	$D = 8.1 \text{ mm}$
	$E = 9.6 \text{ mm}$

Fórmula para calcular la precisión de las correas en sistema de poleas simples.

$$D_{pp} = D_p(\text{diámetro ext polea} - 2i(2 \text{ veces factor "i"}))$$

Donde:

$D_{pp}$  = Diámetro primitivo de la polea.

$i$  = Factor de precisión según tipo de poleas

En el siguiente cálculo se basa el trabajo de selección con una polea tipo "A" se tendrá los valores de las poleas motriz como conducida con sus diámetros en pulgadas de 7 3/8 y 6 pulgadas

Para el cálculo de la polea motriz de 7" se tiene:

Sustituyendo valores.

$$P_{pp}' = 7" * 25.4 \text{ mm} - 2(3.3)$$

Calculando obtenemos:

$$P_{pp}' = 177.8 \text{ mm} - 6.6 \text{ mm}$$

$$P_{pp}' = 171.2 \text{ mm} \approx 17 \text{ cm}$$

Para el cálculo de la polea motriz de 6" se tiene:

Sustituyendo valores.

$$P_{pp'} = 6" * 25.4mm - 2(3.3)$$

Calculando obtenemos:

$$P_{pp'} = 152.4 mm - 6.6 mm$$

$$P_{pp'} = 145.8 mm \approx 14 cm$$

### **Cálculo de la velocidad real de transmisión:**

Con los últimos cálculos, se vuelva a retomar el cálculo de la distancia mínima y máxima en función del factor "i"

$$Mínima = 0.7 (DP_m + DP_c - 4i)$$

$$Máxima = 2(DP_m + DP_c - 4i)$$

Donde:

DP<sub>m</sub> = Diámetro exterior polea motriz

DP<sub>c</sub> = Diámetro exterior polea conducida

A continuación, se procede al cálculo de las distancias en función de *i*: recordando que se utilizará correa del tipo (A).

$$DP_m = 7" * 25.4 = 177.8 mm$$

$$DP_c = 6" * 25.4 = 152.4 mm$$

$$4i = 4(3.3 mm) = 13.2 mm$$

### **Distancia Mínima:**

Sustituyendo valores:

$$DM = 0.7(177.8 \text{ mm} + 152.4 \text{ mm} - 13.2 \text{ mm})$$

Calculando obtenemos:

$$DM = 221.9 \text{ mm} \pm 8.74 \text{ pulgadas}$$

### **Distancia Máxima:**

Sustituyendo valores:

$$DMX = 2(177.8 \text{ mm} + 152.4 \text{ mm} - 13.2 \text{ mm})$$

Calculando obtenemos:

$$DMX = 634 \text{ mm} \pm 24.96 \text{ pulgadas}$$

Entre mayor sea la distancia entre ejes (sin exceder de la distancia máxima) más óptima es la transmisión dado que el contacto de las correas con las poleas es mayor, por tanto, se sugiere que se utilice la distancia que más se aproxime a la "Distancia Máxima".

### **Longitud de la correa en función del valor $i$ .**

Se tiene la ecuación general

$$LC = ((D_{ppm} + D_{ppc}) * \frac{3.1416}{2}) + 2 L_e$$

Donde:

$D_{Pm}$  = Diámetro exterior polea motriz

$D_{Pc}$  = Diámetro exterior polea conducida

$LC$  = longitud de la correa

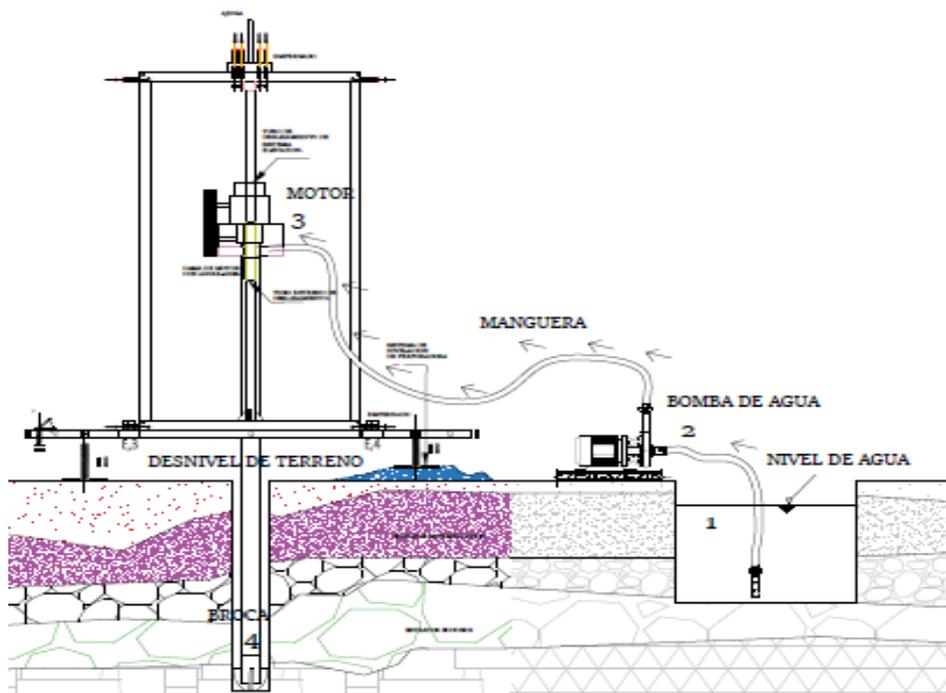
## 4.2 Selección de los motores

### 4.2.1 Cálculos hidráulicos para el sistema de lodos.

Para el siguiente cálculo se toman en cuenta propiedades técnicas de los lodos de perforación que a continuación se presentarán para su debida implementación en el sistema hidráulico de la máquina de perforación. Para la condición de trabajo de una máquina de perforación y los sistemas de lodos se considera un rango en la velocidad de salida de la broca entre  $200 - 300 \frac{\text{pies}}{\text{seg}}$  equivalente  $60.93 - 91.49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  y un caudal de trabajo entre  $20 \text{ a } 30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  (Oil production, diseño de la perforación de pozos) considerando el desgaste de los órganos de corte ante la abrasividad del fluido.

A continuación, se muestra el esquema del sistema de lodos para la maquinaria el cual se comprende desde el estanque, cabezal de distribución y varillaje.

Esquema 13: Sistema hidráulico de la maquinaria.



Fuente: Elaboración propia.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 4 siendo el último la salida del flujo en la broca.

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\varphi} + h_1 + h_B = \frac{V_4^2}{2g} + \frac{P_4}{\varphi} + h_4 + hp_{(1-4)}$$

Desarrollando la ecuación con los datos tenidos en el análisis del esquema cuando el sistema esté paralelo en su totalidad al nivel de referencia.

$$\cancel{\frac{V_1^2}{2g}} + \cancel{\frac{P_1}{\varphi}} + \cancel{h_1} + h_B = \frac{V_4^2}{2g} + \cancel{\frac{P_4}{\varphi}} + h_4 + hp_{(1-4)}$$

Finalmente teniendo el resultado de la ecuación obtenemos:

$$h_B = \frac{V_4^2}{2g} + h_4 + hp_{(1-4)}$$

Calculando las pérdidas por fricción para el tramo de 1 a 3 en donde la tubería es de PVC del tipo anillada flexible.

$$h_{f(1-3)} = F \frac{L V_3^2}{D 2g} + \frac{V_3^2}{2g} + \frac{V_3^2}{2g}$$

$$h_{f(1-3)} = \frac{V_3^2}{2g} \left[ F \frac{L}{D} + 1 + 1.18 \right]$$

Calculando F para el tramo 1-3 con una temperatura del líquido a 20° centígrados.

$$F = \frac{1.325}{\left\{ -\ln \left[ \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

Desarrollando la ecuación de Reynolds para 20° centígrados.

$$R_e = \frac{VD\rho}{\mu}$$

Sustituyendo valores tenemos que el valor es:

$$R_e = \frac{(4.95)(0.0508)(998)}{1.005 * 10^{-3} PA * S}$$

$$R_e = 249708.53$$

$R_e > 4000$  se considera un flujo turbulento

#### 4.2.2 Cálculo en base a la rugosidad absoluta del material

En la siguiente tabla se presenta la selección en función de la rugosidad del material el cual se trabaja entre los tramos en estudio para este caso siendo PVC.

Tabla 15: Rugosidad absoluta de los materiales.

Material	$\varepsilon$ (mm)
Acero comercial	0.0460
Fundición asfaltada	0.1220
Hierro forjado	0.0500
Hierro fundido	0.2500
Hierro galvanizado	0.1500
Madera ensamblada	0.3050
PVC, plástico, cobre, latón, vidrio	0.0015

Fuente: Gilberto Sotelo Ávila. Hidráulica general vol.1.Editorial Limusa México,1994.

Reemplazados el valor de la tabla en la ecuación se obtiene:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015 \text{ mm}}{50.8 \text{ mm}} = 2.95 * 10^{-5}$$

Sustituyendo los valores calculados en la ecuación para la fricción principal se tiene:

$$F = \frac{1.325}{\left\{ -\ln \left[ \frac{2.95 * 10^{-5}}{3.7} + \frac{5.74}{(249708.53)^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$F = 0.015$$

En la previa imagen se muestra el sistema de agua maquinado con las dimensiones calculadas.

Imagen 2: Maquinado de tubería interior y exterior de sistema de agua.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

La tubería del sistema de lodos está compuesta por dos tipos de tubos que la conforman y que presentan las propiedades físicas y mecánicas para dicho sistema, a como anteriormente mencionamos que la tubería exterior presenta 4 pulgadas de diámetro y el tipo de acero es SAE 1020. La tubería interior presenta propiedades distinta con respecto a la exterior esto a consecuencia de que es la tubería que conectará con la sarta de perforación en el momento de la ejecución de la elaboración de pozos y de la misma forma estará sometida a la inyección de lodos con el paso de huecos pasantes en el interior del mismo.

Las características físicas de la tubería interior son de valores con el diámetro exterior de 2 3/8 pulgadas normadas por API del tipo 5D, siendo este tipo para diseño de perforación de menor rango en toda la rama normada, esta misma seleccionada para el sistema de varillajes (sarta de perforación) acoplándose con

presición al diámetro ya seleccionado en el diseño de la tubería de perforación mencionado anteriomente en este mismo documento.

#### 4.2.2.1 Cálculo de las velocidades en los tramos de 1-3 y 3-4.

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Para el caso del tramo de 1-3 con el diámetro = 0.0508 m

$$V_{1-3} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(0.0083)}{\pi(0.0508)^2} = 4.95 \text{ m/s}$$

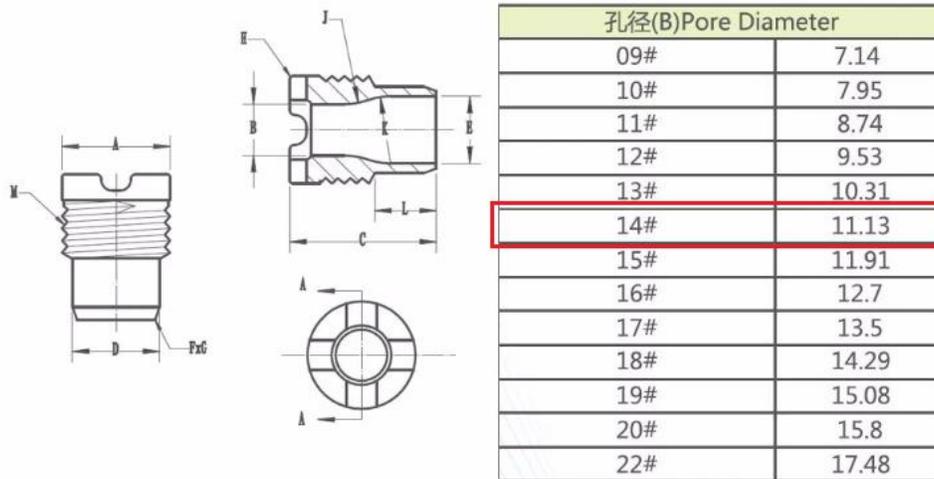
Para el caso del tramo de 3-4 con el diámetro = 0.0461 m

$$V_{3-4} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(0.0083)}{\pi(0.0461)^2} = 4.79 \text{ m/s}$$

Considerando que el caudal de salida de la boquilla es de 0.0083 metros cúbicos por segundo se necesita una abertura en el final de la broca para que la velocidad de salida se encuentre en 60.96 -91.49 m/s

En la siguiente imagen se muestra la selección del diámetro de la boquilla en función las propiedades físicas que el fabricante proporciona.

Figura 34: Selección de la boquilla de descarga en la broca.



Fuente: Minjiang, catálogo venta en línea.

Para el caso de la salida de la boquilla con el diámetro = 0.0120 m

$$V_{boquilla} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(0.0083)}{\pi(0.012)^2} = 70.94 \text{ m/s}$$

#### 4.2.2.2 Cálculo de Reynolds para tubería de acero forjado de los tramos 3-4 del sistema de varillaje.

Desarrollando la ecuación de Reynolds para 20° centígrados.

$$R_e = \frac{VD\rho}{\mu} \quad \text{Ecuación 28}$$

Sustituyendo valores tenemos que el valor es:

$$R_e = \frac{(4.79)(0.0461)(998)}{1.005 * 10^{-3} PA * S}$$

$$R_e = 220377.36$$

$R_e > 4000$  Se considera un flujo turbulento

Reemplazados el valor de la tabla en la ecuación se obtiene:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0500 \text{ mm}}{46.1 \text{ mm}} = 1.084 * 10^{-3}$$

Sustituyendo los valores calculados en la ecuación para la fricción principal se tiene:

$$F = \frac{1.325}{\left\{ -\ln \left[ \frac{1.084 * 10^{-3}}{3.7} + \frac{5.74}{(220377.36)^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$F = 0.021$$

A continuación, se sustituyen los valores de cada pérdida por fricción en el valor de la cabeza neta de la bomba.

$$h_B = \frac{V_4^2}{2g} + h_4 + hp_{(1-4)} \quad \text{Ecuación 29}$$

Calculando tenemos:

$$h_B = 1.16 + (-100) + 50.94 + 73.36$$

$$h_B = 19.54\text{m}$$

### 4.3 Cálculo de la potencia de la bomba para el sistema hidráulico

$$P_b(HP) = \frac{Q\rho gh_b}{746(e)}$$

Donde:

$P_b(HP)$ : Potencia de la bomba en (hp)

$\rho$ : Densidad del agua ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$g$ : Gravedad ( $\frac{m}{m^2}$ )

$h_b$ : Cabeza neta de la bomba (m)

$e$ : Eficiencia de la bomba

746W: 1 hp

Reemplazando los valores en la ecuación anterior obtenemos:

$$P_b(HP) = \frac{(0.0083)(998)(9.81)(19.34)}{746(0.75)}$$

Finalmente se tiene que el valor de la bomba en hp que se requiere debe ser

$$P_b(HP) = 2.7 \text{ HP} \approx 3$$

A continuación, en la siguiente tabla del catálogo Honda se selecciona la bomba en base a los cálculos y requerimientos en el trabajo del sistema hidráulico de la maquinaria en la perforación.

Tabla 16: Selección de la bomba para sistema hidráulico.

Motobomba <b>WB20XT</b> Aguas Limpias	
Ficha Técnica	
<b>Motor</b>	
Tipo de Motor	GX120 - OHV 4 tiempos - Refrigerado por aire
Cilindrada	118 cm <sup>3</sup>
Potencia Neta	3,5 HP (2,6 Kw) a 3600 rpm
Encendido	Transistorizado
Arranque	Manual
<b>Bombas de Agua</b>	
Tipo de Bomba	Centrifuga auto cebante
Voluta	Hierro Fundido
Carcasa	Hierro Fundido
Tipo de sello	Carburo de silicio
Tiempo de cebado	110 seg. a 5 mts.
Caudal de descarga	600 lts./min.
Diámetro de succión	2" NPT
Diámetro de descarga	2" NPT
Altura máxima de bombeo	32 m.
Altura máxima de succión	7,9 m.
Presión máxima	2,75 bar

Fuente: Ricardo David Maquinaria, Ficha Técnica WB20.

#### 4.4 Cálculo de la potencia de rotación necesaria para la sarta de perforación.

La potencia de rotación en HP, necesaria para hacer girar la broca, se calcula de utilizando la siguiente fórmula:

$$HP_r = 8.55 \times 10^{-9} (\varnothing)^2 * N_r * F_E^2$$

Donde:

$HP_r$  : Potencia de rotación (HP).

$\varnothing$ : Diámetro de la broca (mm).

$N_r$  : Velocidad de rotación (RPM).

$F_E$  : Fuerza de empuje sobre la roca (KN).

Reemplazando valores:

$$HP_r = 8.55 \times 10^{-9} (152.4)^2 * 90 * 34.24^2$$

Calculando tenemos:

$$HP_r = 20.95 \text{ HP}$$

Según el cálculo se requiere un motor de 20.95 hp para mover la sarta de perforación, pero por catálogo comercial la denominación en hp más cercana es de

$$HP_r = 22.1 \text{ HP}$$

Se opta a un motor con 21 HP tipo estacionario de la marca HONDA GX 630 QXA, este cumpliendo con los requerimientos de trabajo para el maquinado máximo

#### **4.3 Cálculo y Diseño de la broca de perforación**

Para el diseño de la broca de la máquina de perforación se tomarán en cuenta todos los datos anteriores con relación de los ángulos de corte de los ángulos de las diferentes partes de la broca.

La base de la construcción de la broca a diseñar está dada por una base de metal (Atiesador) este mismo ayuda en la integración de un cuerpo rígido a estructurar con una tubería de terminación de 2 - 3/8 de pulgadas.

En los siguientes cálculos se presentarán las diferentes fases de diseño que se darán en instrumento de corte

#### 4.3.1 Cálculo del ángulo y longitud de veletas

Presentados en pedido de fábricas se presenta a continuación para el previo diseño:

$\frac{1}{2}$ " = grosor de pedido

B= base = 7.5"

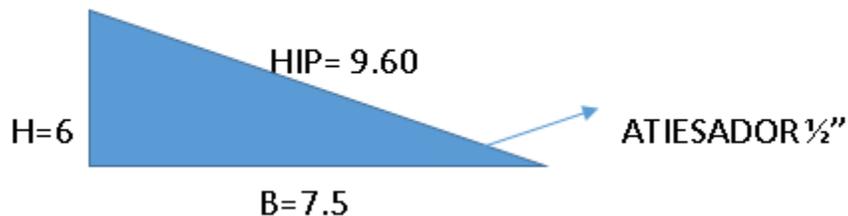
H= altura = 6",

Hipotenusa= 9.60"

El tipo de acero que se utiliza en los atiesadores de las veletas es SAE -1045 siempre teniendo en cuenta que es para el diseño de prototipo de la barrena de perforación el cual solo se justifica para la estructura geométrica.

A continuación, se muestran en el siguiente esquema los datos de la base de diseño de las veletas

Esquema 14: Atiesador base para veleta.



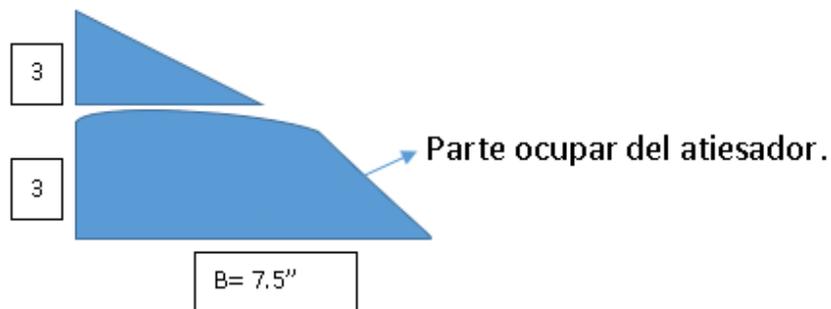
Fuente: Elaboración propia.

**Diseño óptimo de veleta.**

En este desarrollo se lleva a la máxima figura geométrica que se le puede optar para una herramienta de corte (broca), de igual manera en su recorte exterior se deja en el valor neto de la suma total del diámetro el cual ha sido diseñado con 150 mm.

En el siguiente esquema se muestra la división de una porción de la pieza dejando un valor de 3 pulgadas

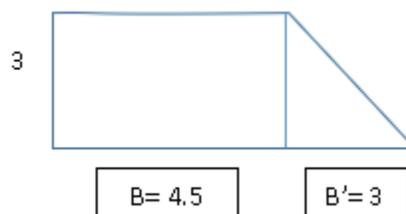
Esquema 15: Atiesador base para veleta corte superior.



Fuente: Elaboración propia.

En el siguiente esquema se muestra la división finalizada de la pieza dejando un valor de 3 pulgadas, base principal a utilizar de atiesador de veletas de corte.

Esquema 16: Desarrollo de diseño de veleta de corte.



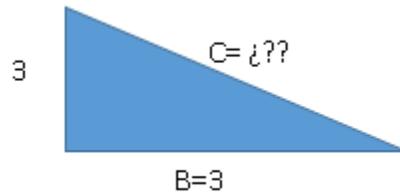
Fuente: Elaboración propia.

### Trasladando punta de corte y diseño.

En este parte se considera un ángulo de penetración en base a la figura que se comprobará en el siguiente cálculo que se desarrollará más adelante.

Esquema de la base principal en función del ángulo de la punta de la broca

Esquema 17: Diseño de veleta de corte en atiesadores.



Fuente: Elaboración propia.

Ocupando la ecuación general de Pitágoras:

$$c^2 = a^2 + b^2$$

Reemplazando valores:

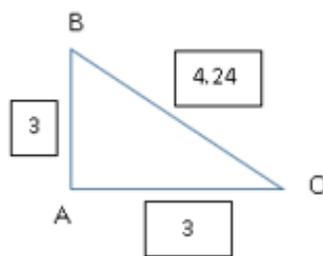
$$c = \sqrt{(3)^2 + (3)^2}$$

Calculando obtenemos:

$$c = 4.24''$$

Aplicando trigonometría en el diseño de la broca tenemos que.

*Esquema 18: Ángulo de diseño de veleta de corte.*



Fuente: Elaboración propia.

**Calculando el ángulo base para el procedimiento final de la estructura de corte**

$$\sin \alpha = \frac{AB}{OB} \quad \sin \alpha = \frac{3''}{4.24''}$$

Calculando obtenemos:

$$\alpha = \sin^{-1} 0.7075$$

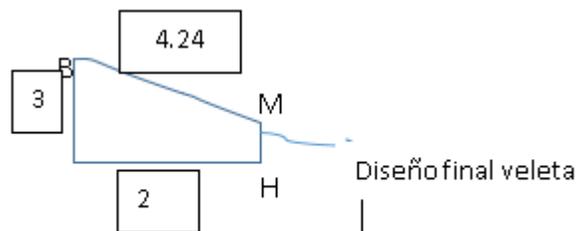
$$\alpha = 45^\circ$$

La entrada del ángulo de diseño se tiene que, para una veleta y su conjunto, presentan un ángulo de apertura de 45 grados con respecto al contacto de la formación, el valor mismo cambiará en función al despunte formando una broca del tipo PDC geoméricamente.

### Definición estructural de cada hoja de veleta.

Para el siguiente esquema se muestran los valores ya tomados anteriormente para el cálculo de la veleta a montar en la broca:

Esquema 19: Definición de estructura de veletas.



Fuente: Elaboración propia.

Calculando el despunte de la hoja de veleta dando un valor a  $MH = 1$ :

$$\frac{MH}{OM} = \frac{AB}{OB}$$

Despejando tenemos:

$$MH = \frac{AB}{OB} * OM$$

$$OM = MH * \frac{OB}{AB}$$

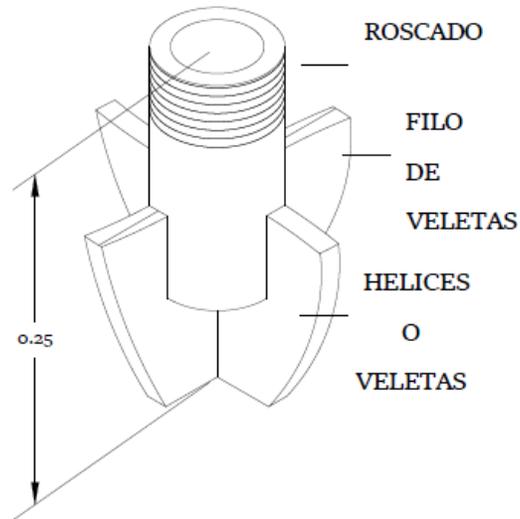
Calculando obtenemos:

$$OM = 1" * \frac{4.24"}{3"}$$

$$OM = 1.41"$$

En el siguiente esquema se presenta el órgano de trabajo, el diseño geométrico de la barrena de la máquina de perforación en base a los cálculos anteriores.

Esquema 20: Diseño geométrico de la barrena de perforación.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

#### 4.3.2 Parámetros para diseño de brocas.

##### **Selección del tipo de diseño del cuerpo de la broca en función de una broca del tipo PDC.**

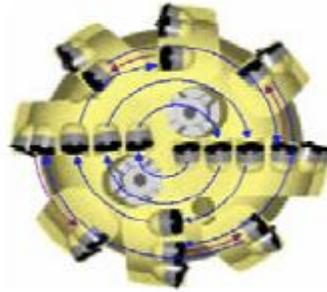
En el diseño de la broca se tomará un diseño de perfil bajo, esto tiene como objetivo preservar la direccionalidad de la perforación y su debido desarrollo del alargamiento de la vida útil del mismo cortador.

##### **Diseños de dos Pasos.**

Los cortadores de la posición central se disponen en un esquema en espiral. Cuando el espiral llega a las aletas secundarias y terciarias, el diseño de dos pasos utiliza un esquema de desplazamiento inverso para colocar el siguiente cortador.

En la siguiente figura se muestra la vista frontal de las ubicaciones de las veletas en función del tipo de diseño seleccionado.

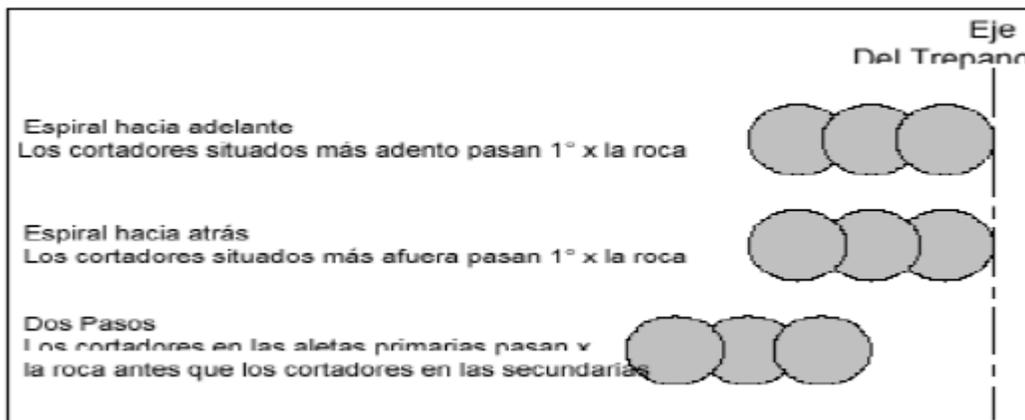
Esquema 21: Definición del cuerpo de la broca.



Fuente: Tesis petrolera, Escuela técnica del litoral, año 2010.

Para mayores detalles se brinda en la siguiente tabla la ubicación de cada uno de los cortadores y su función en el corte de la roca, en nuestro caso las veletas no presentarán cortadores, pero sus puntas estarán desviadas a favor de la orientación de la rotación de la sarta de perforación y con un ángulo de cizallamiento adecuado para el corte de la formación presente.

Figura 35: Comparación de la Distribución de los cortadores.



Fuente: Tesis petrolera, Escuela técnica del litoral, año 2010.

### 4.3.3 Tipo de Calibre a usar

A continuación, en la siguiente imagen se presenta el calibre a poner en la figura geométrica de la broca y descripción de su funcionamiento en la misma.

#### Picos del Calibre

La idea de este tipo de calibre nace del hecho de minimizar la turbulencia cuando el fluido de perforación y los recortes se expulsan por el junk slot.

Figura 36: Detalles geométricos de brocas con picos de calibre.



Fuente: Tesis petrolera, Escuela técnica del litoral, año 2010.

Para la selección del número de aletas que tendrá la broca de perforación en todo su cuerpo y el dimensionamiento correcto de cada uno de los cortadores, se presenta la siguiente tabla de selección en función del tipo de formación litológica del sitio o región.

Se seleccionará en función del tipo de formación blanda

Tabla 17: Aplicación de las brocas.

<b>FORMACIONES</b>	<b>CANTIDAD DE ALETAS</b>	<b>TAMAÑO DE CORTADORES</b>
BLANDAS	< a 4	Grandes 19mm
MODERADAS	5 a 7	Medianos 16 a 13mm
DURAS	> a 7	Pequeños 8mm

Fuente: Tesis petrolera, Escuela técnica del litoral, año 2010.

#### 4.3.4 Cálculo de la Fuerza de empuje ( $F_e$ )

Se realizó el cálculo de la fuerza de empuje mínima para poder realizar el corte de una roca blanda, con un diámetro de broca igual a 6", obteniendo como resultado una fuerza de empuje igual 45.64 KN.

$$F_{min} = 34.24 \text{ KN}$$

#### 4.3.5 Fuerza tangencial ( $N_t$ )

La fuerza tangencial es la que vence el esfuerzo resistente de la roca frente a la rotación del a broca. Para poder hallar la fuerza tangencial, es necesario conocer el valor del par resistente ( $T_r$ ), medido en el eje del elemento de perforación y corresponde al producto de la fuerza tangencial por el radio de la broca.

Para calcular el par resistente, se utiliza la siguiente fórmula.

$$T_r = \frac{2}{3} \mu F_E \left( \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

$T_r$  : Par resistente.

$\mu$  = Coeficiente de fricción de la roca.

$F_E$  =Fuerza de empuje sobre la broca.

$r_o$ : Radio exterior de la broca.

$r_i$  : Radio interior de la broca.

Considerando un coeficiente de fricción de la roca igual a la tangente del ángulo de corte. El ángulo de fricción de las rocas varía entre 25° y 45° para las de mayor dureza. Para este análisis se tomará un ángulo de corte igual a 30°.

Tabla 18 : Peso de materiales por unidad de volumen.

Material	Peso kN/m <sup>3</sup>	Ángulo	Material	Peso kN/m <sup>3</sup>	Ángulo
Arena	14 a 19	30°	Carbón en leña de trozos	4	45°
Arena de piedra pómez	7	35°	Hulla		
Arena y grava	15 a 20	35°	briquetas amontonadas	8	35°
Cal suelta	13	25°	briquetas apiladas	13	-
Cemento clinker suelto	16	28°	en bruto, de mina	10	35°
Cemento en sacos	15		pulverizada	7	25°
Escoria de altos homos			Leña	5,4	45°
troceada	17	40°	Lignito		
granulada	12	30°	briquetas amontonadas	7,8	30°
triturada, de espuma	9	35°	briquetas apiladas	12,8	-
Poliéster en resina	12	-	en bruto	7,8 a 9,8	30° a 40°
Poliétileno, poliestirol granulado	6,4	30°	pulverizado	4,9	25° a 40°
Resinas y colas	13	-	Turba negra y seca		
Yeso suelto	15	25°	muy empaquetada	6 a 9	-
Agua dulce	10	-	amontonada y suelta	3 a 6	45°

<sup>(1)</sup> En la ENV 1990 pueden encontrarse valores adicionales de materiales agrícolas, industriales y otros.

Fuente: Diseño y Simulación de Perforadora Hidráulica para pozo de agua  
Christian Gonzalo Pariente Málaga

Se indica que el diámetro de la broca a seleccionar debe ser de 6 pulgadas de diámetro por ser el diámetro más pequeño de los pozos de agua existentes en Nicaragua.

Por lo tanto, el radio externo ( $r_o$ ) de la broca será de 3 pulg. Para el diámetro interno ( $2r_i$ ) se va a considerar el diámetro de la tubería de perforación que es 2-3/8 pulgadas.

#### 4.3.6 Cálculo del Coeficiente de Fricción ( $\mu$ )

Donde tenemos que:

$$\mu = \tan(\varphi) \quad \text{Ecuación 31}$$

Reemplazando los valores:

$$\mu = \tan(30)$$

Calculando obtenemos:

$$\mu = 0.577$$

#### 4.3.7 Cálculo del Par resistente ( $T_r$ )

La ecuación general sería:

$$Tr = \frac{2}{3} \mu F_E \left( \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad \text{Ecuación 32}$$

Sustituimos los valores:

$$Tr = \frac{2}{3} * 0.5771(34.24) \left( \frac{0.0762^3 - 0.0302^3}{0.0762^2 - 0.0302^2} \right)$$

Obtendremos:

$$Tr = 1.1165 \text{ kN.m} = 1116.5 \text{ N.m}$$

#### 4.3.8 Cálculo de la fuerza tangencial (Nt)

La ecuación general sería:

$$N_t = r_0 * T_r \quad \text{Ecuación 33}$$

Sustituimos los valores:

$$N_t = 495.7 \text{ N.m} * 0.0762$$

Obtendremos:

$$N_t = 85.08 \text{ N}$$

#### 4.3.9 Cálculo de la fuerza de corte (P)

La ecuación general sería:

$$P = \sqrt[2]{F_e^2 + N_t^2} \quad \text{Ecuación 34}$$

Sustituimos los valores:

$$P = \sqrt[2]{34240^2 + 85.08^2}$$

Obtendremos:

$$P = 34240.10 \text{ w}$$

#### 4.3.10 Cálculo de la velocidad de penetración de la broca.

La velocidad de penetración para una roca determinada y para un diámetro de perforación específico es linealmente proporcional a la fuerza de empuje y a la velocidad de rotación.

Para el cálculo de la velocidad de penetración, se han ido deduciendo fórmulas empíricas.

De todas las fórmulas empíricas, se tomará la deducida por *R. Praillet* en 1978, la cual indica:

$$Vp = \frac{63.9 * Fe * Nr}{S_c^2 \varnothing^{0.9}} \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

$Vp$ : Velocidad de penetración (m/h).

$F_E$ : Fuerza de empuje sobre la roca (kg).

$N_r$ : Velocidad de rotación (RPM).

$S_c$ : Resistencia a la compresión de la roca (MPa).

$\varnothing$ : Diámetro de la broca (mm).

Sustituimos los valores:

$$Vp = \frac{63.9 * 3491.51 * 90}{45^2 (152.4 \text{ mm})^{0.9}}$$

$$Vp = 107.56 \frac{m}{hora}$$

Obtendremos:

$$Vp = 1.79 \frac{m}{minutos}$$

#### 4.4 Cálculo y diseño del Sistema de elevación

##### Diseño del sistema de sube y baja de la maquinaria de perforación.

Para el siguiente diseño del sistema, se tomaron los perfiles circulares de tubos huecos de alto calibre de la marca Sandvik para facilitar el cálculo se seleccionó cada uno de los detalles en tablas que a continuación se presenta.

Tabla 19: Diámetros de tubería Sandvik.

44.5	2.9	38.7		3.02
48.3	2.0	44.3	1½ pulg.	2.32
48.3	2.6	43.1	1½ pulg.	2.98
48.3	3.25	41.8	1½ pulg.	3.67
50.0	5.0	40.0		5.61
51.0	2.6	45.8		3.15
54.0	2.0	50.0		2.60
57.0	2.9	51.2		3.93

Fuente: Materiales Sandvik, productos tubulares.

Para el cálculo de la tolerancia se tiene las siguientes ecuaciones.

- **Dimensión nominal:** valor teórico que tiene una dimensión, respecto al que se consideran las medidas límites (eje: dN, agujero: DN)
- **Dimensión efectiva:** valor real de una dimensión que es determinada midiendo sobre la pieza ya construida (eje: de, agujero: DE)
- **Dimensiones límites:** Valores extremos que puede tomar la dimensión efectiva (máxima en ejes sólidos: dM, o en agujeros pasantes: DM; mínima en ejes sólidos dm, o en agujeros pasantes Dm)
- **Línea cero:** Línea recta que sirve de referencia para las diferencias y que corresponde a la dimensión nominal.

- **Diferencia efectiva:** Diferencia entre la medida efectiva y la nominal.
- **Diferencia superior o inferior:** (ejes:  $d_s$ ,  $d_i$ ; agujeros:  $D_s$ ,  $D_i$ ): es la diferencia entre la dimensión máxima/mínima y la dimensión nominal correspondiente.

Para agujeros

$$D_s = D_M - D_N$$

$$D_i = D_m - D_N$$

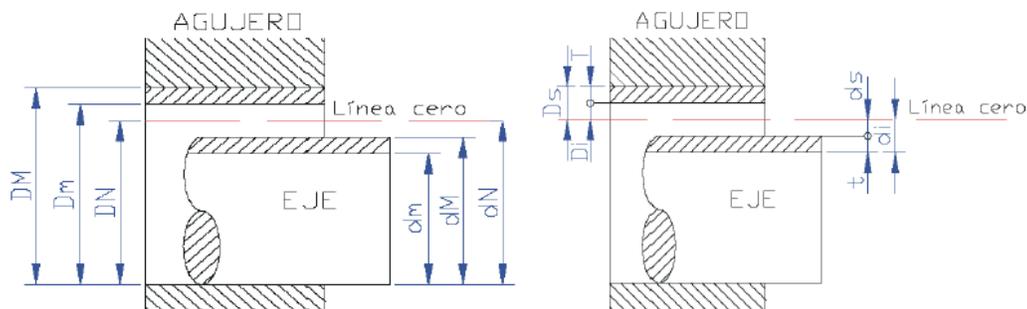
Para ejes

$$d_s = d_M - d_N$$

$$d_i = d_m - d_N$$

A continuación, se muestran las nomenclaturas entre agujeros y ejes de elementos cilíndricos.

Figura 37: Nomenclaturas entre agujeros y ejes.



Fuente: Universidad Carlos III, Madrid. Departamento de ingeniería mecánica.

**Tolerancia:** Es la variación máxima que puede tener la medida de la pieza (ejes:  $t$ , agujeros:  $T$ )

Para agujeros

$$T = D_s - D_i$$

$$T = D_M - D_m$$

Para ejes

$$t = d_s - d_i$$

$$t = d_M - d_m$$

Calculando en base de los valores seleccionados para el sistema corredizo de la maquinaria en la tabla 19 anterior.

Tenemos los siguientes valores, diámetro del agujero es igual al tubo exterior como manga corrediza con diámetro exterior = 54 mm y diámetro interior de = 50 mm.

Para el caso de los diámetros exteriores del eje pasante se tienen que son de 48.3 mm y el interior de 41.8mm.

Se tienen las nomenclaturas siguientes:

$$DN = 49 \text{ mm}$$

$$dN = 49 \text{ mm}$$

$$DM = 52 \text{ mm}$$

$$dM = 48.3 \text{ mm}$$

$$Dm = 50 \text{ mm}$$

$$dm = 41.8 \text{ mm}$$

$$T = DM - Dm = 2 \text{ mm}$$

$$t = dM - dm = 6.5 \text{ mm}$$

$$Ds = DM - DN = 3 \text{ mm}$$

$$ds = dM - DN = -0.7$$

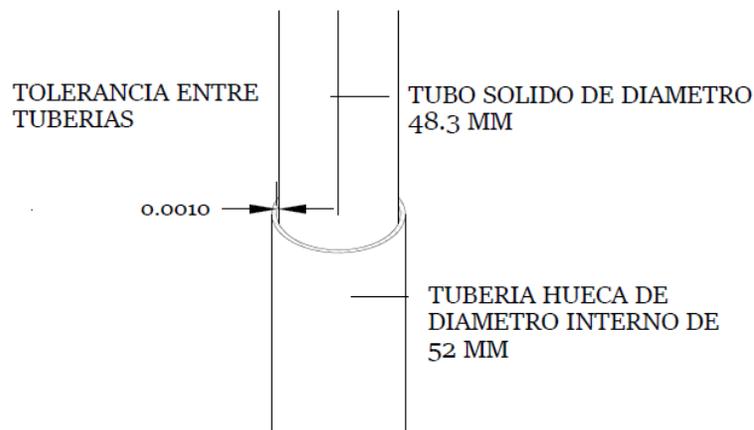
$$Di = Dm - DN = 1 \text{ mm}$$

$$di = dm - dN = -7.2 \text{ mm}$$

Se considera una tolerancia en el agujero con 2 mm de diferencia ante el no maquinado entre el eje. Por lo tanto, el rango o campo con la tolerancia incluye cualquier medida comprendida entre los límites máximos y mínimos anteriores.

A continuación, se muestra la tolerancia del sistema en el siguiente esquema.

Esquema 22: Sistema de elevación tolerancia entre tuberías.



Fuente: Elaboración propia.

En las siguientes imágenes se pueden apreciar las diferentes piezas que se han elaborado para el diseño de la maquinaria de perforación, cada una de las piezas

han sido diseñadas a base de orientaciones e investigaciones, de igual manera por mecanismo y máquinas parecidas al previo diseño de prototipo, elaborado entre los años 2015 -2016 como base de la creación de tecnología de bajos costo de servicio social y académicos.

Cada uno de las imágenes se relacionan con el diseño ya realizado en 65% de su total en físico, la construcción del mismo está enfocado en función de las normas API mencionadas anteriormente con respecto a las tuberías, y accesorios normas como el acero A-36.

Imagen 3: Tornado de polea de maquinaria de perforación.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

El mecanismo de polea previo, al diseño de sistema de agua es uno de los más utilizados en maquinaria de perforación de menor rango de profundidad o sondeo de este mecanismo nace la transmisión de la energía requerida que da el motor al sistema de perforación comúnmente conocido como varillaje o sarta de perforación, este mecanismo de salida tiene como función entregar las rpm necesarias para que este sistema de engranaje de la caja de regulación de velocidad transmita las revoluciones de diseño que debe proporcionar en el momento de barrido o rotación. Este mecanismo tiene como pareja una polea de mayor o menor diámetro según sea el tipo de relación a requerir, el tipo de dimensionamiento que están en base a criterios de selección por sus mismos proveedores.

En la siguiente imagen se muestra la tubería exterior en maquinado

Imagen 4: Maquinado de tubo exterior de sistema de agua.



Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

Para el diseño del sistema de agua o lodos se tiene que esta compuesto de tubería de tipo de acero 1045 con un grosor de chapa de 4mm el cual da la garantía para la presiones que se registran mayores de los 200 psi de trabajo en los fluidos de lodos, esta actua como recubrimiento exterior con un conector a la tubería anillada y la bomba.

El mecanizados de las tuberías se realizaron en los talleres de maquinas y herramientas de la Facultad de Tecnologia de la Industria (F.T.I) entre los años 2015 – 2016.

#### **4.5 Diseño del sistema de inducción**

##### **Sistema de varillaje, sarta de perforación.**

Para el varillaje de extensión (sarta de perforación), se ha seleccionado una tubería de diámetro externo 2-3/8 pulg, 60.33 mm por ser la de menor diámetro según la norma API para tuberías de perforación.

Las características físicas y mecánicas de la tubería seleccionada para el tipo API 5D se presentan a continuación en la siguiente tabla.

Tabla 20 : Propiedades mecánicas de tubería API-5D.

TUBO DE PERFORACION DRILL PIPE												
		FLUENCIA	Kpsi	75	95	105	135					
		RESISTENCIA	Kpsi	100	105	115	145					
D.E.	PESO	DIMENSIONES DEL TUBO										
		CLASE	ESP.	D.I.	D.E.	AREA TRANS.	PROPIEDADES MECANICAS	GRADO DE ACERO API				
pulg	lb/pie		pulg	pulg	pulg	pulg <sup>2</sup>		E75	X95	G105	S135	
2 3/8	6.65	Nuevo	0.280	1.815	2.375	1.8429	Colapso	psi	15,599	19,759	21,839	28,079
							Tensión	lb	138,214	175,072	193,500	248,786
							P. Interna	psi	15,474	19,600	21,663	27,853
							Torsión	lb-pie	6,250	7,917	8,751	11,251
		Premium	0.224	1.815	2.263	1.4349	Colapso	psi	13,378	16,945	18,729	24,080
							Tensión	lbx1000	107,616	136,313	150,662	193,709
							P. Interna	psi	14,147	17,920	19,806	25,465
							Torsión	lb-pie	4,811	6,093	6,735	8,659
		2ª	0.196	1.815	2.207	1.2383	Colapso	psi	12,138	15,375	16,993	21,849
							Tensión	lbx1000	92,871	117,636	130,019	167,167
							P. Interna	psi	12,379	15,680	17,331	22,282
							Torsión	lb-pie	4,130	5,232	5,782	7,434

Fuente: Prontuarios, Tenaris Tamsa.

#### 4.5.1 Análisis de cargas aplicadas sobre la tubería de perforación

La tubería de perforación (sarta) estará sometida a cargas indirectas que se transmitirán por medio de la broca de perforación esta misma transmitiendo a las diferentes formaciones y por medio del motor de combustión la rotación, así como cargas directas que aparecerán como resultado de la fricción entre ésta y las partículas de rocas que irán ascendiendo hacia la superficie.

Para el análisis se considera el caso cuando la tubería de perforación se encuentra a la máxima profundidad.

- **Fuerza de reacción al empuje sobre la roca**

Esta fuerza se producirá para un empuje máximo.

$$F_E = F_{max}$$

$$F_{max} = 68.48 \text{ kN}$$

- **Fuerza debido al peso de la tubería y componentes**

Esta fuerza está compuesta por el peso de la tubería, el peso de la broca, el peso del terreno, el peso del lodo, peso del motor, peso del regulador, peso del polipasto y peso de la cama del motor.

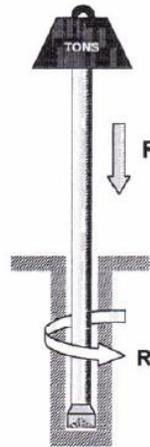
$$F_{tc} = w_{tubería} + w_{broca} + w_{terreno} + w_{lodo} + w_{motor} + w_{regulador} + w_{polipasto} + w_{cama}$$

$$F_{tc} = 37.455 \text{ KN} \approx 37455 \text{ N}$$

- **Fuerza de corte debido al par torsor aplicado por el motor de giro**

En la fuerza del par torsor se contienen dos fuerzas principales el peso que se genera con todos los accesorios de la maquinaria y la rotación que produce el mismo en el fondo del sistema. En el siguiente esquema se observa la rotación del sistema señalado con la letra R y la fuerza del peso con la letra F.

Figura 38: Fuerza de corte en el fondo de la formación.



Fuente: Perforación por rotación, explotación de minas.

El par torsor aplicado sobre la tubería será el mismo que se aplica en el eje de la broca y que se calculó.

$$F_C = T_r \Phi_{tubería}$$

Ecuación 36

Sustituyendo se tiene:

$$F_C = 1116.5 \text{ N} * 0.060325$$

Calculando obtenemos:

$$F_C = 67.35 \text{ N}$$

- **Fuerza de corte debido al rozamiento de las partículas de la broca**

Para calcular la fuerza de corte, se supondrá una densidad de la tierra igual a 2550 kg/m<sup>3</sup>.

Para hallar la fuerza por unidad de longitud, se debe calcular previamente el volumen de la tubería de perforación para una altura máxima de 100 m (320 pies).

$$V_{tuberia} = L_{tuberia} * \frac{\pi}{4} (\phi_E^2 - \phi_i^2)$$

Donde:

$V_{tuberia}$  : Volumen de la tubería (m<sup>3</sup>).

$L_{tuberia}$  : Longitud de la tubería (m).

$\phi_E$  : Diámetro externo de la tubería (m).

$\phi_i$  : Diámetro interno de la tubería (m).

Reemplazando valores:

$$V_{tuberia} = 100 * \frac{\pi}{4} (0.06033^2_E - 0.0461^2_i)$$

Calculando se tiene

$$V_{tuberia} = 0.118 \text{ m}^3$$

Para el siguiente cálculo se requiere la masa del terreno que hace contacto con la tubería de perforación, en la cual se hace uso de la siguiente ecuación.

$$M_t = \rho_{\text{terreno}} * V_{\text{tuberia}}$$

Donde:

$M_t$  = Masa de roca triturada en contacto con la tubería (m).

$\rho_{\text{terreno}}$  = Densidad de la roca perforada (kg/m<sup>3</sup>).

Reemplazando valores:

$$M_t = 2550 * 0.118$$

Calculando se tiene

$$M_t = 300.9 \text{ KG}$$

El cálculo de la fuerza de corte va estar dada por el peso de las partículas de rocas repartido a lo largo de la tubería.

$$F_t = M_t * 9.81$$

Donde.

$F_t$  : Fuerza de corte sobre la tubería por efecto de la roca triturada (N).

Reemplazando valores:

$$F_t = 300.9 * 9.81$$

Calculando obtenemos:

$$F_t = 2951.829 \text{ N}$$

- **Fuerzas internas debido a la presión hidráulica del lodo de perforación**

El lodo de perforación que fluye por el interior de la tubería con el fin de ser expulsado por las boquillas de la broca para llevar y expulsar hacia la superficie las partículas de roca que son removidas en el fondo del pozo, produce que la pared interior de la tubería esté sometida a fuerzas internas.

Primero se calcula la presión hidráulica que ejerce el lodo sobre la tubería, para un lodo de perforación con una densidad igual a 1785 kg/m3.

$$P_{h, \max} = \rho_{\text{lodo}} * g * h_{\text{tubería}}$$

Donde:

$P_{h, \max}$ : Presión hidráulica máxima en la tubería (N/m2).

$\rho_{\text{lodo}}$ : Densidad del lodo de perforación (kg/m3).

$g$ : Aceleración de la gravedad (m/s2).

$h_{\text{tubería}}$ : Altura de la tubería de perforación (m).

Reemplazando valores:

$$P_{h, \max} = 1.785 * 9.81 * 100$$

Calculando obtenemos:

$$P_{h, \max} = 1751085 \frac{N}{m^2} \text{ o } 1751.08 \frac{kn}{m^2}$$

Con el cálculo anterior de la presión hidráulica y el área de la pared interna de la tubería, se puede calcular la fuerza interna debido a la presión hidráulica generada por el lodo.

- **Torque debido a la fuerza de corte producida por el rozamiento de las partículas sobre la broca**

El torque que se produce en el momento de giro de la sarta de perforación será igual a la fuerza ya calculada anteriormente por el radio respectivo exterior a la tubería.

$$T_o = r * F_t$$

Donde:

$T_0$  = Torque producido por el rozamiento (N. m)

$r$  = Radio en función del diámetro de la tubería(m)

$F_t$  = Fuerza de corte sobre la tubería por efecto de la roca triturada (N)

Reemplazando valores:

$$T_0 = 0.0302 * 2951.829$$

Calculando obtenemos:

$$T_0 = 89.15 \text{ N.m}$$

#### 4.5.2 Análisis de Esfuerzos

Cálculo de las propiedades geométricas de la sección:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_E^2 - D_i^2)$$

Reemplazando valores:

$$A = \frac{\pi}{4} (60.33^2 - 46.1^2)$$

Calculando obtenemos que el área del tubo es:

$$A = 1189.5 \text{ mm}^2$$

Equivale a

$$A = 1.89 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

### Cálculo del momento de inercia:

La ecuación general se puede expresar de la siguiente manera.

$$I_X = I_Z = \frac{\pi}{64} (D_E^4 - D_i^4)$$

Tomando y reemplazando los valores anteriores en la ecuación general obtenemos:

$$I_X = I_Z = \frac{\pi}{64} (D_E^4 - D_i^4)$$

$$I_X = I_Z = \frac{\pi}{64} (0.06033^4 - 0.0461^4)$$

$$I_X = I_Z = 4.3 * 10^{-7} m^4$$

### Cálculo de esfuerzo normal debido a la fuerza de empuje aplicado a la roca.

$$\sigma_n = \frac{F_{tc} - F_e}{A}$$

Donde:

$\sigma_n$ : Esfuerzo normal ( $\frac{N}{m^2}$ ).

$F_{tc}$  : Fuerza debido al peso de la tubería y componentes (N).

$F_e$ : Fuerza máxima de reacción al empuje sobre la roca (N).

$A$ : Área de acción de la fuerza ( $m^2$ ).

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación:

$$\sigma_n = \frac{37.46 * 10^3 - 68.48 * 10^3}{1.89 * 10^{-3} m^2}$$

Finalmente calculando tenemos:

$$\sigma_n = -16412698.41 \frac{N}{m^2} = -16.41 \text{ Mpa}$$

**Cálculo del esfuerzo cortante debido al momento de torsión aplicado sobre la broca y el suelo.**

$$\tau_t = \frac{T_B}{J} = \frac{T_r + T_o}{J} = \frac{T_B r_o}{\frac{\pi}{2}(r_E^4 - r_i^4)}$$

Reemplazando valores en la ecuación se tiene:

$$\tau_t = \frac{(1116.5 + 89.15) * 0.0302}{\frac{\pi}{2}(0.0302^4 - 0.02305^4)}$$

$$\tau_t = 42180649.49 \frac{N}{m^2} = 42.18 \text{ Mpa}$$

**Cálculo del esfuerzo debido a la fuerza de presión hidráulica.**

$$\sigma_n = \frac{P_{h,max} * r}{t}$$

Sustituyendo valores en la ecuación tenemos:

$$\sigma_n = \frac{P_{h,max} * r}{t} = \frac{1750 \frac{kN}{m} * 0.02305}{0.0071} = 5.68 \text{ Mpa}$$

**CAPÍTULO V. ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LA ETAPA DE  
CÁLCULO Y DISEÑO**

## Conclusiones

1. Después de haber hecho el análisis en la torre de perforación con los perfiles seleccionados de  $(2\frac{1}{2}'' , \frac{1}{4}''$  y  $2\frac{1}{2}'' , \frac{3}{16}''$ ) se llegó a la conclusión que la opción que más se acerca al objetivo, es el perfil  $(2\frac{1}{2}'' , \frac{1}{4}''$ ) por ser por el que más resiste a las cargas máximas de trabajo, tanto en el caso de tensión y compresión.

Es importante mencionar que dicho perfil seleccionado cumple con normas de fabricación, (A-36) garantizando la seguridad a trabajadores al colapso en el proceso de perforación.

2. Finalmente, en base a procedimientos matemáticos, geométricos y de selección, se tiene el diseño de una broca del tipo PDC. Con un diámetro exterior de 6".

Algo muy importante en este órgano de corte es su sencillez en la elaboración, poca complejidad de construcción y bajo costo en los materiales aleados, sin tratamientos térmicos que son encontrados en el mercado a precios accesibles.

3. Se concluye que técnicamente es conveniente tener un sistema maquinado a una toleración de 0.003 mm de precisión entre los buches del sistema de elevación garantizando la estabilidad y disminución del desvío por vibración de las barras de perforación.

Es preciso señalar que el sistema está soportado por un teclé que tiene la función de hacer descender y ascender el peso real de los acoples y accesorios.

4. El resultado en base al análisis de las fuerzas (de las cargas, peso de la sarta de perforación y datos técnicos) para la selección del motor) se opta a un motor con 21 HP tipo estacionario de la marca HONDA GX 630 QXA, este cumpliendo con los requerimientos de trabajo para el maquinado máximo.

5. En la sección del diseño del sistema de agua, se seleccionan 2 tuberías que cumplen los aspectos físicos y mecánicos ante el trabajo interno de presiones máximas hidráulicas con las dimensiones de 4" tipo (1020) y 2 3/8" tipo (API-5D).

## **Recomendaciones**

Después de concluido el presente trabajo hacemos las siguientes recomendaciones para asegurar el máximo rendimiento de la máquina en el momento de perforar.

1. Realizar el tratamiento térmico (temple en agua) a cada una de las veletas de la broca de perforación a consideración del tipo de acero entre 815°c a 900° c.
2. Considerar el ajuste del diámetro de las boquillas aproximadamente entre 10 y 12 mm.
3. Asegurar las uniones entre el rodamiento y el contacto del teflón en el sistema de agua para que no haya fugas que pueden ocasionar disminución de caudal y pérdida de velocidad en la salida de la broca.
4. Para el engrase entre los acoples hembra y macho en la tubería de perforación API-5D, se recomienda el uso de grasa general tipo LGMT 2, de la compañía SKF.
5. Fabricar herramientas de usos eficiente para el desacople de la maquinaria que pueden ser hecha de placas o tubería sólida con tipo de acero (A-36).

## **Bibliografía**

1. A.E., A. (1997). Atlas de Rocas Sedimentarias”,. Barcelona: Tulsa.
2. G. González Rey, P. F. (2007). Coeficiente de corrección en engranajes cilíndricos como factor de conversión entre sistemas AGMA e ISO. Habana, Cuba.: Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE).
3. Gonzalo Pariente, C. (2013). DISEÑO Y SIMULACIÓN DE PERFORADORA. Piura: Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánico Eléctrica. Universidad de Piura.
4. HIBBELER, R. C. (2010). Ingeniería mecánica - Estática. Mexico: PEARSON EDUCACIÓN,.
5. HIBBELER, R. C. (2012). Analisis estructural. Mexico: PEARSON EDUCACION.
6. Iglesias Martín, J. A. (2015-2016). Captaciones subterráneas/Perforación y equipamiento de sondeo. Madrid: Creative Commons Reconocimiento, Nocomercial, Compartirigual (bync-bync-sa).
7. JOHANCSIK, e. a. (2002). Torque and Drag in Directional Wells-Prediction and Measurement. USA: SPE.
8. López Jimeno, E. G. (2003). Manual de Perforación y voladura de rocas. Madrid: Tecnológico GeoMinero de España.
9. Luis, R. R. (2011). Estado del arte de brocas de perforación. Ingeniería de Petróleos, 99-111.
10. Plata, J., Alonso, T., Alberdi, R., & Aracil, E. (1996). Testificación geofísica de sondeos divulgación y desarrollo metodológico de esta técnica. Madrid: Gráficas Baraza, s.l. Oviedo.
11. Shigley, J. E. (1998). Diseño en ingeniería mecánica. Mexico.: McGraw-Hill D.L. 150-200.

12. Viedma Robles, A. Z. (1997). Teoría de máquinas hidráulicas. España.:  
Universidad de Murcia.

### **OTROS DOCUMENTOS.**

PDVSA, "Teoría de Perforación", documento electrónico, 2008.

SCHLUMBERGER, "Tecnología de Perforación", documento electrónico, 2004.

UAC, "Mecánica de Rocas", documento electrónico, 2007.

JAEGGER, "Fundamentals of Rock Mechanics", documento electrónico, 1987.

CARTILLO, C. "Apuntes de Geología de Yacimientos", 2004. 86

BAKER-HUGHES, "Bit Presentation", documento electrónico, 2001.

SCHLUMBERGER, "Tecnología de Perforación", documento electrónico, 2004.

BAKER-HUGHES, "Hughes Naming and Features", documento electrónico, 2008.

BAKER-HUGHES, "Drilling Engineering Workbook", documento electrónico, 1995.

# **ANEXOS**

## **Fotos de elaboración de piezas de la máquina**



Sistema de nivelación de perforadora rotativa, conformado por placa de acero **SAE 1020** con barra de hilo sinfin de 1 pulgada de diámetro con tuerca de diámetro interior de 1 pulgada. Soldada con electrodo **6011**.

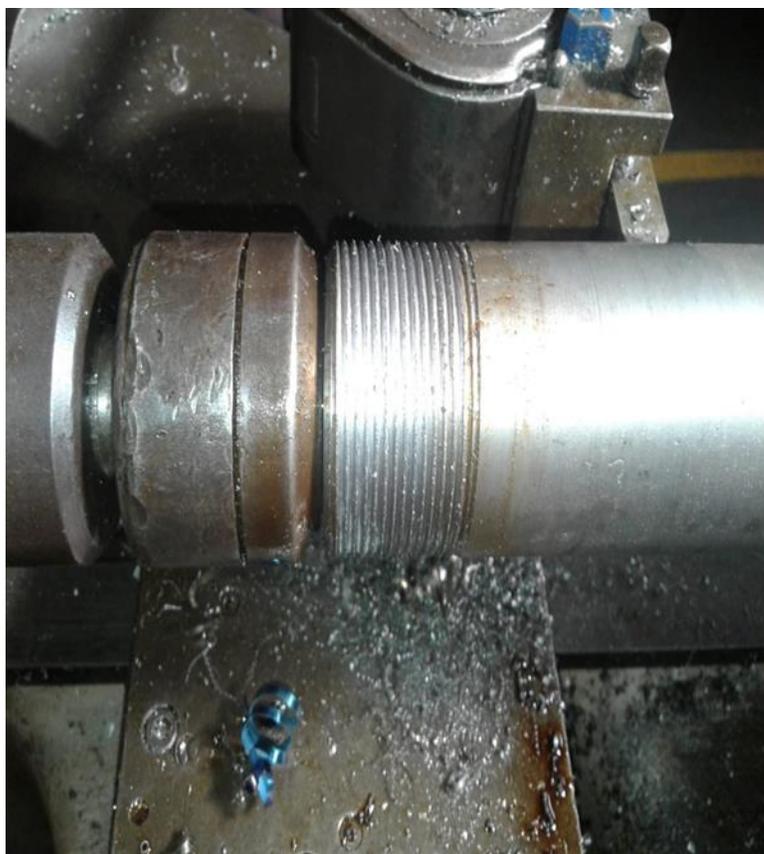
Posicionamiento de sistema de nivelación en cada extremo de la perforadora con acero **sae 1020**, en talleres de soldadura.





Corte y relleno con soldadura **6011** en revestimiento externo de cilindro de acero **SAE 1020** de sistema de agua, cabezal principal entrada al conducto de agua a sarta de perforación y asentamiento de bolineras de **diámetro interior 2"**

Realización de eje principal de sistema de agua con **HILO PASÓ 12. Acero SAE 1040** realizado en talleres de máquinas y herramientas tornos de la F.T.I





Acero **SAE 1020** ocupado para los órganos de corte de la broca con cuatro veletas unidas con hilo de soldadura **E-6011** con ángulo de penetración de **45°**.

Realización de polea en V de 2 pulgadas de diámetro de aluminio realizado en los talleres de torno El Moneda-Masaya



- **Análisis de costos de fabricación**

Luego de haber desarrollado el diseño de los sistemas de la perforadora y habiendo identificado todas las piezas necesarias para la construcción de la misma, se realizará un costo global para su fabricación, obteniendo un costo total aproximado de C\$285104.81.

A continuación, se presenta un cuadro detallando los costos de los componentes necesarios para el ensamblaje del equipo.

Tabla 21: Costo global de perforadora rotativa.

<i>Maquina Perforadora- Monografia</i>				
<i>Precios Actualizados al día 28/03/2020</i>				
<i>Universidad Nacional de Ingenieria</i>				
<i>Br. Rene Martin Zeas. Br. Rigoberto Jose Castellon Br. Rodolfo Rayo</i>				
<i>Para optar a titulo de Ingeniero Agricola</i>				
Fecha presupuesto	28/03/2020	Validez:	15 días	
DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO	TOTAL	
Pernos de acero cabeza hexagonal 6/10" 1/2 grado 8	42.00	5.00	C\$210.00	
Motor de 22hp en HONDA	1.00	35,500.00	C\$35,500.00	
Regulador de Velocidad	1.00	1,500.00	C\$1,500.00	
Motobomba de 3.5 HP	1.00	7,000.00	C\$7,000.00	
Beletas para montaje de broca	4.00	360.00	C\$1,440.00	
Angulares de 6m chapa 1/4"	4.00	700.00	C\$2,800.00	
Caja de 2*4(Galvanizada) chapa 10	1.00	1,900.00	C\$1,900.00	
Galon de pintura anticorrosiva	1.00	480.00	C\$480.00	
Caja de Soldadura 6011 de 3/16 20 kg	1.00	3,747.86	C\$3,747.86	
Caja de Soldadura 6013 de 3/16 20 kg	1.00	3,747.86	C\$3,747.86	
Tuberia de 2 3/8 de 6m	17.00	9,889.92	C\$168,128.64	
Tubo solidos 2"	1.00	3,100.00	C\$3,100.00	
Tubo solido de 54mm	1.00	3,100.00	C\$3,100.00	
Tubo de 4" 20cm largo	1.00	200.00	C\$200.00	
Barilla todo Rosca 1"	2.00	120.00	C\$240.00	
Barilla todo Rosca 3/8"	2.00	80.00	C\$160.00	
Placas de 20*20cm	4.00	1,236.24	C\$4,944.96	
Teckler de carga con capacidad de 1 T	1.00	2,500.00	C\$2,500.00	
Manguera anillada por metro	9.00	432.00	C\$3,888.00	
Arandelas de presion y tuerca Grado 8	42.00	10.00	C\$420.00	
Rodamiento 2" SKF	2.00	780.00	C\$1,560.00	
Rodamiento 1/2"	3.00	450.00	C\$1,350.00	
			SUB-TOTAL	C\$247,917.33
			DESCUEN	10%
			IVA %	15%
			<b>TOTAL PRESUPUESTADO</b>	<b>C\$285,104.81</b>

Fuente: Elaboración propia desde el 2015.

## **Documentos académicos**